

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ
КАЗАХСТАН**

**Некоммерческое акционерное общество
АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ
Им. Гумарбека Даукеева
Кафедра Тепловые Энергетические Установки**

**«УТВЕРЖДАЮ»
Директор ИТЭТТ**

**«Допущен к защите»
Заведующий кафедрой**

(Ф.И.О., ученая степень, звание)
« _____ » 20__ г
(подпись)

(Ф.И.О., ученая степень, звание)
« _____ » 20__ г
(подпись)

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

На тему: Модернизация АТЭЦ-1 с расчетом ПНД

Специальность: 5В071700 – Теплоэнергетика

Выполнил (а): Едрисов Р.Ж.
(Фамилия и инициалы)

ТЭ-16-3(ТЭС)
(группа)

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

Консультанты:

по экономической части:

ст.пр. Абильдина А.Ш.
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
« _____ » 20__ г.
(подпись)

по безопасности жизнедеятельности:

доцент Приходько Н.Г.
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
« _____ » 20__ г.
(подпись)

Нормоконтролер: ст.пр. Олжабаева К.С.
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)

« _____ » 20__ г.
(подпись)

Рецензент: нач.турбинного цеха АО АлЭС ТЭЦ-3 Ваганов О.В.
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)

« _____ » 20__ г.
(подпись)

Алматы 2020 г.

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ
КАЗАХСТАН**
Некоммерческое акционерное общество
АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ
Им. Гумарбека Даукеева

Институт Теплоэнергетики и теплотехники
Специальность 5В071700 – Теплоэнергетика
Кафедра Тепловых Энергетических Установок

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломного проекта

Студент: Едрисов Руслан Жаксылыкович
(фамилия, имя, отчество)

Тема проекта: Модернизация АТЭЦ-1 с расчетом ПНД

утверждена приказом ректора № ____ от « ____ » _____ 20__ г.
Срок сдачи законченной работы « ____ » _____ 20__ г.

Исходные данные к проекту требуемые параметры результатов проектирования (исследования) и исходные данные объекта:

Установленная Электрическая мощность – 145 МВт;

Установленная тепловая мощность – 1203 Гкал/ч;

Топливо – карагандинский уголь, мазут.

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

Аннотация;

Введение;

Описание станции;

Расчет принципиальной тепловой схемы;

Тепловой расчет ПНД;

Раздел БЖД;

Экономический раздел.

Г Р А Ф И К
подготовки дипломного проекта

№ п/п	Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления руководителю	Примечание
1	Изучение оборудования Алматинской ТЭЦ 1.	17.02.2020-29.02.2020	
2	Расчет принципиальной тепловой схемы ПТ-60-90	01.03.2020-22.03.2020	
3	Изучение спец вопроса: расчёт ПНД, методы повышения эффективности теплообмена	23.03.2020-12.04.2020	
4	Анализ условий труда в ТЭЦ-1	13.04.2020-26.04.2020	
5	Расчет себестоимости тепла и э/энергии до и после реализации проекта	27.04.2020-09.05.2020	
6	Оформление работы	11.05.2020-18.05.2020	

Дата выдачи задания « ____ » _____ 20__ г.

Заведующий кафедрой _____ Кибарин А.А.
(подпись) (Фамилия и инициалы)

Руководитель _____ Генбач А.А.
(подпись) (Фамилия и инициалы)

Задание принял к исполнению студент _____ Едрисов Р.Ж.
(подпись) (Фамилия и инициалы)

Аннотация

Данный дипломный проект рассматривает вопрос модернизации АТЭЦ-1 путем замены латунных трубок подогревателя низкого давления на трубки из нержавеющей стали.

В спецвопросе произведен тепловой расчет ПНД и предложены практические меры по реализации данного проекта.

В работе также произведен расчет принципиальной тепловой схемы станции. Выполнен анализ условий труда сотрудников предприятия, расчет вентиляции и акустический расчет турбинного цеха. В разделе экономики произведен расчет себестоимости отпуска электрической и тепловой энергии ТЭЦ-1 до и после модернизации станции. Рассчитана эффективность и целесообразность капиталовложений в данный проект.

Андатпа

Бұл дипломдық жоба төменгі қысымды жылытқыштың жез құбырларын тот баспайтын болаттан жасалған құбырларға ауыстыру жолымен АЖЭО-1 жаңғырту мәселесін қарастырады.

Арнайы сұрауда ҚНҚ жылу есебі жүргізілді және осы жобаны іске асыру бойынша практикалық шаралар ұсынылды.

Жұмыс барысында станцияның принципті жылу сұлбасын есептеу жүргізілді. Орындалды еңбек шарттарын талдау кәсіпорын қызметкерлерінің желдетуді есептеу және акустикалық есептеу турбиналық цех. Экономикалық бөлімде 1-ЖЭО-ның электр және жылу энергиясын жіберудің өзіндік құнын есептеу станцияны жаңғыртуға дейін және одан кейін жүргізілді. Осы жобаға капитал салымдарының тиімділігі мен мақсаттылығы есептелген.

Annotation

This diploma project considers the issue of upgrading the Almaty Power Plant-1 by replacing the brass pipes of the low-pressure heater with stainless steel pipes.

In a special question, the thermal calculation of HDPE was made and practical measures for the implementation of this project were proposed.

The paper also calculates the basic thermal scheme of the station. The analysis of working conditions of employees of the enterprise, calculation of ventilation and acoustic calculation of the turbine shop is performed. In the Economics section, the cost of electricity and heat output of Power Plant-1 was calculated before and after the station's modernization. The efficiency and expediency of investment in this project are calculated.

Содержание

Введение.....	7
1 Описание Алматинской ТЭЦ-1.....	8
1.1 Котельный цех.....	8
1.2 Турбинный цех.....	8
1.3 Топливное хозяйство ТЭС.....	10
1.4 Водоснабжение ТЭС.....	11
1.5 Золошлакоудаление ТЭС.....	11
1.6 Компоновка главного корпуса и генплан АТЭЦ-1	12
2 Описание принципиальной тепловой схемы ТЭЦ-1.....	14
2.1 Расчет тепловой схемы ПТ-60-90/13	14
3 Спец. вопрос: повышение эффективности теплообмена ПНД	31
3.1 Задание к расчету:	33
3.2 Тепловой расчет подогревателя низкого давления.....	33
3.3 Конструктивный расчет	37
3.4 Гидравлический расчет подогревателя низкого давления.....	38
3.5 Практические меры по повышению эффективности теплообмена.	41
4 Безопасность жизнедеятельности	44
4.1 Анализ условий труда на главном щите управления АТЭЦ-1.....	44
4.2 Расчет шума	46
4.3 Расчет вентиляции турбинного цеха	54
5 Экономический раздел.....	58
5.1 Расчет себестоимости до модернизации проекта.	58
5.2 Расчет себестоимости после модернизации проекта.	62
5.3 Техничко-экономическое обоснование после модернизации.....	66
Заключение.....	68
Список литературы	69

					ДП.5В071700.ДО.ПЗ.		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.	Едрисов Р.Ж.				Лит.	Лист	Листов
Провер.	Генбач А.А.				6	6	68
Реценз.	Ваганов О.В.				АУЭС ИТЭТТ ТЭС-16-3		
Зав.каф.	Кибарин А.А.						
Н.контр.	Олжабаева						

Введение

Важнейшими задачами современного энергетического развития страны являются надежное, качественное и экологически безопасное энергоснабжение потребителей на основе внедрения новых видов технологий, эффективное функционирование и развитие энергетической системы. Особое место в решении этих проблем отводится дальнейшему совершенствованию источников и систем электро-и теплоснабжения.

Существующая система электроснабжения городов, основанная на крупных паротурбинных ТЭЦ, постепенно снижает их эффективность за счет увеличения количества физически и морально изношенного оборудования, замедления технического перевооружения станций и сетей с использованием передовых технологий, вызывая снижение надежности электроснабжения, приводит к увеличению затрат на техническое обслуживание и, как следствие, к росту тарифов на энергоносители. Объективно обусловленное повышение цен на тепло, отпускаемое с ТЭЦ, привело к тому, что в настоящее время наблюдается устойчивая тенденция к строительству промышленных предприятий, коммунальному сектору собственных котельных и отказу от тепловой энергии с ТЭЦ.

Отказ от комбинированной выработки в пользу отдельной схемы приводит, как правило, к увеличению расхода топлива в системе энергоснабжения, а также ухудшает экологическую обстановку в городах и населенных пунктах нашей страны.

В современных условиях необходимо найти рациональные и эффективные решения по организации энергоснабжения потребителей. Перспективными являются реконструкция и модернизация источников и систем энергоснабжения с использованием передовых технологий, минимизирующих финансовые ресурсы и повышающих энергетическую и экономическую эффективность.

Целью работы является повышение эффективности теплообмена подогревателя низкого давления.

При написании дипломной работы были поставлены следующие задачи:

- Расчет тепловой схемы ПТ-60-90/13;
- Повышения эффективности теплообмена заменой трубок подогревателя;
- Тепловой расчет ПНД;
- Предложить практические меры по повышению эффективности;
- Анализ условий труда на станции;
- Расчет экономических затрат на модернизацию.

1 Описание Алматинской ТЭЦ-1

1.1 Котельный цех

Топливо обрабатывается в топливно-транспортном цехе, и затем отправляется в котельный цех для последующего сжигания. Котельные агрегаты, которые обмурованы в теплоизоляционные материалы, состоят из топочной камеры с горелками, системы водопроводных труб и пароперегревателя. Химически обработанная и опресненная вода подается в трубы котельных агрегатов. Каждый котел имеет систему пылеприготовления, которая состоит из питателей сырого угля, шаровых мельниц и горелочного устройства. Продукты сгорания твердого топлива сбрасываются системой гидрозолоудаления в специальный золоотвал вне электростанции. Уходящие дымовые газы подвергаются влажной очистке, уносимой дымососами через дымоход высотой 80 метров в атмосферу.

Всего в котельном цехе ТЭЦ-1 установлено 6 паровых котлов марки БКЗ-160-100Ф. Котлы работают в процессе выработки электроэнергии.

В качестве топлива используется карагандинский уголь. Основные параметры энергетических котлов:

- Паропроизводительность – 160 т/ч;
- Давление пара – 100 кгс/см²;
- Температура пара – 540 °С.

Помимо паровых котлов, электростанция имеет в эксплуатации 7 водогрейных котлов ПТВМ-100, которые расположены в отдельном здании водогрейной котельной. Котлы ПТВМ устанавливаются с целью повышения надежности поверхностей нагрева и увеличения теплопроизводительности. В водогрейных котлах мазут сжигается в качестве резервного топлива.

- Тепловые характеристики-100 Гкал / ч [1].

1.2 Турбинный цех

Основным устройством для выработки электроэнергии на электростанции является турбоагрегат, состоящий из турбины и электрогенератора. Всего на ТЭЦ-1 было установлено 3 турбоагрегата. Пар из котла с давлением 90 атм. и температура 535⁰С подается по магистральному паропроводу в турбину, где он проходит через цилиндры высокого, среднего и низкого давления. Преобразование энергии на тепловой электростанции происходит довольно просто: потенциальная энергия пара преобразуется в кинетическую энергию механического вращения лопаток ротора турбины. Скорость вращения лопасти составляет 3000 об / мин. Цилиндр турбины и ротор с лопастями выполнены из высоколегированной стали. В турбинном цехе ТЭЦ-1 эксплуатируются две тепловые турбины типа ПТ-60-90/13 «ЛМЗ» и одна турбина типа Р-25-90/18.

ПТ-60-90/13 «ЛМЗ» представляет собой одновальную турбину с производственным и отопительным отбором пара. Изготовлено на Ленинградском Металлическом заводе.

Основные параметры турбины:

- Номинальная мощность турбины – 60 МВт;
- Максимальная мощность турбины составляет – 75 МВт;
- Давление свежего пара – 90 кгс / см² (9 МПа);
- Номинальное давление пара при отборе – 13 кгс / см² (0,13 МПа).

Турбина предназначена для прямого привода электрогенератора типа ТВФ-60-2 со скоростью вращения 50 Гц [2].

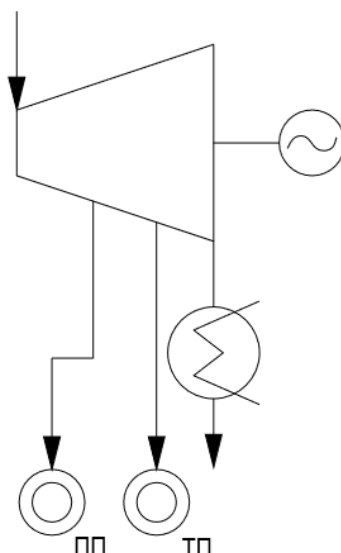


Рисунок 1.1 – Паровая турбина типа ПТ

Часть пара после турбины направляется в конденсатор, который через специальные нагреватели подается обратно в котел. Другая часть отработанного пара используется для нужд городского отопления. В сетевых нагревателях вода нагревается до температуры 70 °С летом и 120 °С зимой и подается сетевыми насосами в общую смесительную камеру и поступает в город по теплотрассам. Для компенсации потерь тепловых сетей на ТЭЦ-1 построена цех водоподготовки.

Р-25-90/18- турбина с противодавлением и регулируемым промышленным отбором пара. Острый пар, подаваемый из котла, поступает в турбину, где его параметры смягчаются. После турбины отработанный «скомканный» пар используется для собственных нужд станции [4].

Параметры турбины:

- Мощность – 25 МВт;
- Давление свежего пара – 90 кгс / см² (9 МПа);
- Давление отбора пара – 18 кгс / см² (0,18 МПа).

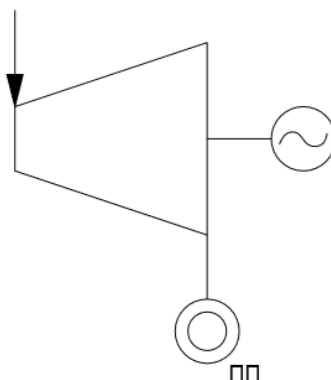


Рисунок 1.2 – Паровая турбина типа Р

1.3 Топливное хозяйство ТЭС

Топливное хозяйство ТЭЦ построено для приема, хранения и подготовки топлива к дроблению, сушке, обезвоживанию, а также подачи его в топливо потребляющие агрегаты.

Доставка твердого и жидкого топлива на ТЭЦ-1 осуществляется железнодорожным транспортом.

В качестве разгрузочных устройств для твердого топлива используются емкости вагоноопрокидыватели.

На территории топливно-транспортного цеха расположены склады для твердого и жидкого топлива. Открытый склад угля рассчитан на хранение 250 тысяч тонн.

В результате принятого решения о переходе энергетических и водогрейных котлов на сжигание природного газа в качестве основного топлива ТЭЦ-1 по-прежнему предусматривает использование угля в качестве резервного топлива для энергетических котлов и мазута для ПВК.

Уголь сжигается в шести энергетических котлах типа БКЗ-160-100Ф (х6), а мазут-в семи пиковых водогрейных котлах типа ПТВМ-100 (х7).

Экономия топлива на газовом топливе

Как и все электростанции, сжигающие природный газ, ТЭЦ-1 получает его из магистральных газопроводов. Станция снабжается газом от ГРС-1, имеющего давление 0,3-0,5 МПа, и от ГРС-2, проходящего через газораспределительный пункт (ГРП) с давлением 0,3 МПа. В газопроводах к парогенераторам давление газа не должно превышать 6,8 кПа, поэтому на ТЭЦ-1 имеются газорегулирующие станции, благодаря которым газ автоматически дросселируется до требуемого давления. Дистанционное управление регуляторами осуществляется с щитов управления, расположенных в главном корпусе ТЭС [2].

Все элементы газового хозяйства электростанции рассчитаны на максимальное потребление газа всеми энергетическими и водогрейными котлами.

Топливное хозяйство на жидком топливе

На ТЭЦ-1 в качестве растопочного топлива для энергетических котлов используется мазут, который доставляется по железной дороге в цистернах. Мазут имеет высокую вязкость, поэтому его нагревают путем ввода пара под давлением 0,8-1,0 МПа для слива из баков. Запас мазута на ТЭЦ хранится в двух цилиндрических резервуарах емкостью 10 000 м³ каждый с насосной, оснащенной погружными насосами. Резервуары оснащены устройствами для подогрева мазута (поддержания температуры), слива отстоявшейся воды, удаления осадков, измерения уровня мазута и др. Мазут перекачивается из хранилищ в парогенераторы специальными насосами. Мазутная ферма была построена в конце 60-х-начале 70-х годов.

1.4 Водоснабжение ТЭС

ТЭЦ-1 снабжается водой из Талгарского водопровода. Вода подается на станцию с помощью двух насосов производительностью 5000 м³/ч.

На ТЭЦ основной поток воды направляется насосами «первого подъема» в турбинный цех, где она расходуется в основном на охлаждение конденсаторов и электрогенераторов турбинных установок. После охлаждения конденсаторов и генераторов вода нагревается до температуры 35°С и затем подается для повторного использования на химический цех.

Остальная вода подается в котельный цех для технологических нужд, в топливно-транспортный цех и в водогрейную котельную.

Кроме того, вода на ТЭС необходима для следующих нужд:

- масляное охлаждение турбоагрегатов;
- охлаждение электрогенераторов;
- охлаждение подшипников и элементов вспомогательного оборудования;
- подготовка питательной воды для покрытия потерь конденсата, подпитка тепловых сетей;
- восполнение потерь воды в системах оборотного водоснабжения;
- удаление золы и шлака.

ТЭЦ-1 имеет систему оборотного водоснабжения, а именно систему отвода оборотной воды, благодаря которой вода возвращается в цикл станции.

Как было отмечено выше, источником водоснабжения для химической очистки котельных и тепловых сетей, а также для всей электростанции является горная вода из Талгарского водопровода.

1.5 Золошлакоудаление ТЭС

Как было отмечено ранее ТЭЦ-1 в зимнее время придерживаются к сжиганию твердого топлива. Помимо этого, уголь используется на станции в виде резервного топлива. Поэтому при использовании твердого топлива необходимо использовать системы удаления золы и шлака.

При сжигании твердого топлива часть содержащей в нем золы, а также несгоревшие частицы выпадают в топке в виде шлака (спекшаяся в большие куски зола) и мелкой золы, а другая часть – «летучая зола» уносится дымовыми газами. Летучая зола в некотором количестве в газоходах парогенератора и в основном скапливаются в бункерах золоуловителей.

На ТЭЦ-1 применяется система гидравлического золошлакоудаления (ГЗУ). Данная система выполнена по замкнутой схеме: шлак из шлакосмывных шахт парогенераторов специальными соплами смывается в самотечные каналы, по которым потоком воды транспортируется до багерных насосов, расположенных в пределах котельной. Багерные насосы подают золошлаковую пульпу под давлением в трубопроводы, по которым она транспортируется в отвалы, находящиеся на расстоянии 1,5 км. В отвалах зола и шлак отстаиваются, а осветленная вода возвращается на повторное использование.

В следствии неоднократного применения органических объемов воды увеличивается ее минерализация, из-за которой система гидравлического удаления золы и шлака подвергается загрязнению слаборастворимыми солями и продуктами коррозии. Солеотложения на внутренней поверхности трубопроводов снижает эффективность работы установок.

Во избежание загрязнений и сохранения чистоты поверхностей оборудования ГЗУ его периодически подвергают химической очистке, заключающейся в растворении отложений солей, или обрабатывают воду химическими реагентами. Эти методы очистки можно реализовать с помощью комплексонов, которые могут вступать во взаимодействие с ионами металлов, что, в свою очередь создает устойчивые водорастворимые комплексы [4].

Таблица 1.1 – Свойства золы и шлака

Протяженность трубопроводов	15 км
Диаметр трубопроводов	620 мм
Емкость бассейна золоотвала	700 тыс. м ³
Время, за которое вода проходит полный цикл	40 суток
Расход воды, необходимые для смыва золошлаковой пульпы	700 м ³ /ч

1.6 Компонировка главного корпуса и генплан АТЭЦ-1

Рациональная компоновка главного здания ТЭС имеет огромное значение, ведь правильная и допустимая компоновка корпуса не только снижает первоначальные инвестиции, но и обеспечивает надежность и удобство в эксплуатации. От компоновки в большой степени зависят: конструкция самого здания, удобство монтажа, удобство проведения ремонтных работ, сложность ввода и вывода трубопроводов и т.д.

При проектировании главного корпуса необходимо учитывать несколько факторов, например, мощности электростанции, типа турбин, вида топлива и других не менее важных факторов.

В главном корпусе имеются котельный и машинный зал, которые располагаются параллельно друг другу, что способствует уменьшению длины паропроводов. Между котельным и турбинным залом находится промежуточное отделение. В нем находятся некоторые вспомогательные оборудования, такие как: деаэраторы, резервные баки, редукционно-охладительные установки, паропроводы, щиты управления и др. Как правило, промежуточное отделение выполняется многоэтажным, такой вариант расстановки называется этажеркой. Также на ТЭЦ-1 сооружено бункерное помещение, где размещены топливный бункер и оборудования системы пылеприготовления (шаробарабанные мельницы, сепараторы и вентиляторы).

Бункерное помещение на ТЭЦ-1 располагается в одном здании с деаэраторным, благодаря чему упрощается конструкция газоходов от парогенераторов к дымовым трубам, удобнее располагать золоуловители, дымососы и тягодутьевые вентиляторы. В настоящее время в связи с постепенным переходом станции на сжигание природного газа, потребность в бункерном помещении, соответственно отпадает.

Также предусмотрена возможность расширение ТЭЦ для установки нового оборудования.

Турбины в машинном зале располагаются параллельно друг другу. Машинный зал оборудован мостовыми кранами с двумя крюками грузоподъемностью 100 и 20 т. В котельном помещении установлена электрическая кран-балка грузоподъемностью 5 т.

Каркас главного корпуса здания сделан металлическим, а стеновые ограждения из железобетонных панелей.

В настоящее время ТЭЦ-1 расположена в центре города и занимает площадь в 33 га.

2 Описание принципиальной тепловой схемы ТЭЦ-1

Свежий пар из котельного агрегата отправляется в турбину, в котором энергия пара преобразуется в механическую энергию. Пар поступает в турбину и вращает лопатки со скоростью 3000 оборотов в минуту. Энергия, создаваемая паром приводит в движение ротор турбины, который в свою очередь вращает вал и приводит в действие электрогенератор. В генераторе происходит превращение механической энергии в электрическую. Часть пара из паровой турбины направляется в подогреватели сетевой воды (ПС), которые подогревают сетевую воду до 70°C летом и 120°C зимой. При недостаточной температуре вода догревается в пиковых водогрейных котлах до температуры 135°C . Далее сетевая вода направляется в тепловые пункты. Конденсат, образовавшийся на поверхности сетевых подогревателей, с помощью дренажного насоса подается в трубопровод питательной воды либо в конденсатор.

После отработки пара в турбине, пар отправляют в конденсатор. Внутри конденсатора непрерывно циркулирует вода, за счет чего пар охлаждается и превращается в конденсат. Конденсат является чистой водой без примесей. Далее конденсат проходит через систему подогревателей (ПНД), где он подогревается паром из отборов турбины и отправляется в деаэратор. В деаэраторе конденсат очищают от воздуха и углекислого газа, после чего питательная вода подогревается в ПВД, паром из отборов ЦВД и попадает в котел.

Конденсат, который отработал в ПВД каскадно сливается в ПВД с меньшими давлениями, а затем сливается в деаэратор питательной воды.

На случай останова турбины, пар высоких параметров прямо из котла через редукционно-охладительную установку может подаваться на промышленные нужды. Так как цикл не идеален и полностью избежать утечки пара и конденсата не удастся, то для восполнения утечек в схеме существует система подпитки химически очищенной воды. Вода после химического цеха подогревается в ПХОВ и часть химически очищенной воды поступает в атмосферный деаэратор, откуда питательным насосом откачивается в деаэратор питательной воды. Остальная часть поступает в вакуумный деаэратор, откуда также питательным насосом подается в тепловые сети для восполнения утечек и нужд ГВС.

Также в схеме учтен расширитель непрерывной продувки (Р), который используется с целью предотвращения загрязнений поверхностей нагрева котлоагрегата. Пар после продувки попадает в деаэратор, а загрязненная вода, пройдя через ПХОВ, сливается в канализацию [3].

2.1 Расчет тепловой схемы ПТ-60-90/13

Условия теплового расчета

Расчет производится на заданный режим работы. Если ТЭЦ проектируется по блочной схеме, поэтому расчет тепловой схемы станции сводится к расчету тепловой схемы одного блока.

Турбины работают по электрическому графику нагрузки без использования выделенного пучка конденсатора.

Пиковая теплофикационная нагрузка покрывается пиковыми водогрейными котлами (ПВК).

Начальные параметры пара принимаются по заводским данным турбины.

При составлении расчетной тепловой схемы за основу берется типовая схема турбоустановки.

Проводим расчет тепловой схемы для 1-го режима – максимально-зимний, расчетная температура для отопления, средняя за самые холодные пять суток [6];

Составление расчетной схемы блока ТЭЦ

Когда составляют расчетную схему блока учитывают число регенеративных подогревателей и схемы их подключения, схема подготовки добавочной воды, схема возврата конденсата пара с производства, схема использования теплоты непрерывной продувки, схема отпуска теплоты потребителям.

Параметры регенеративных отборов принимаются по заводским данным. Пар на производство отпускается непосредственно из коллектора производственного отбора $P_{пр}$. Тепло на цели отопления и горячего водоснабжения отпускается с ТЭЦ в виде горячей воды. Горячую воду получают путем последовательного подогрева воды в сетевых подогревателях и пиковых водогрейных котлах. В схеме турбоустановок ПТ обычно предусмотрен ступенчатый подогрев сетевой воды за счет тепла нижнего и верхнего теплофикационных отборов.

На рисунке 2.1 представлена расчетная схема турбоустановки ПТ-60-90/13.

По схеме из котла пар подается на турбину, отработавший в турбине пар подается в конденсатор. Конденсат из конденсатора насосом подается через группу ПНД в деаэратор.

Питательная вода после деаэратора питательным насосом через группу ПВД подается в котел. Непрерывная продувка котла подается в расширитель. В турбине имеются регулируемые отборы пара на производство и теплофикацию. Подпитка тепловой сети производится через вакуумный деаэратор подпитки [14].

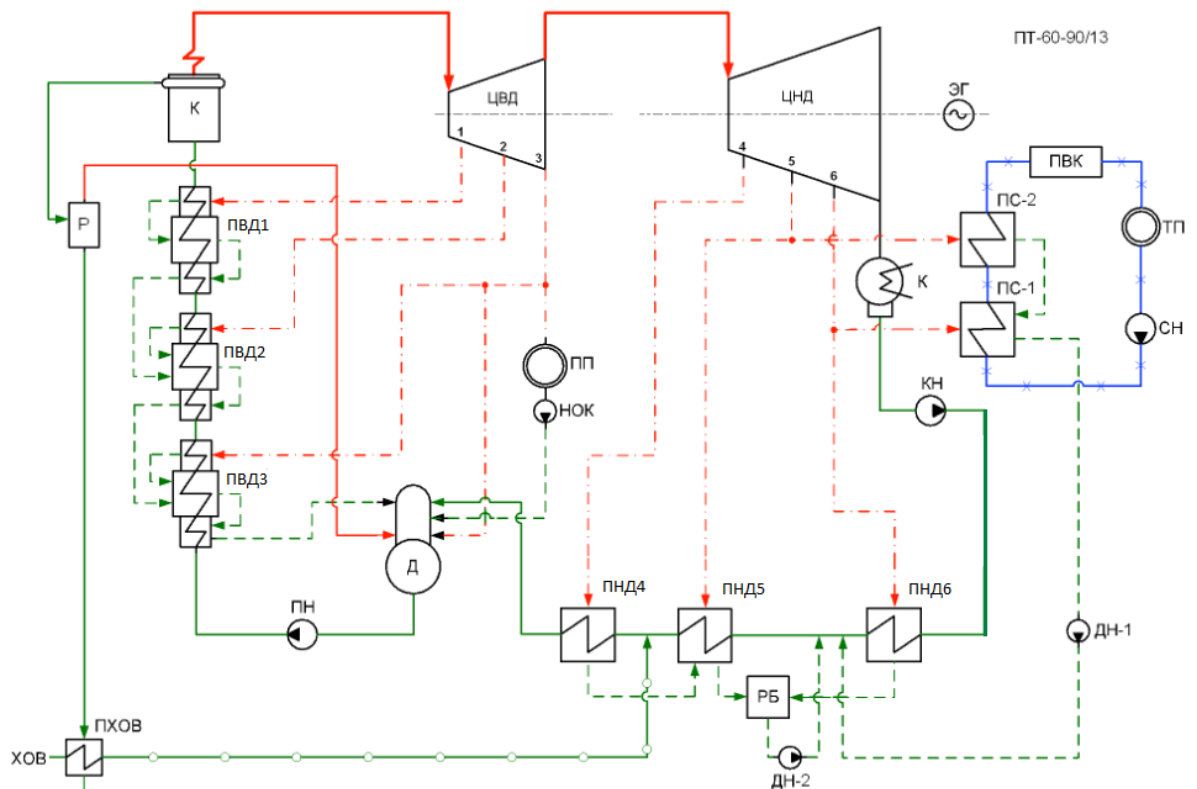


Рисунок 2.1 – Расчетная схема турбоустановки ПТ-60-90/13

Определение давлений пара в верхнем и нижнем теплофикационных отборах турбины

Составляется схема теплофикационной установки ТЭЦ. В основном это двухступенчатые сетевые подогреватели и пиковые бойлеры или пиковые водогрейные котлы (рисунок 2.2).

Для теплофикационной установки ТЭЦ суммарный расход сетевой воды:

$$D_{\text{СВ}}^{\text{ТЭЦ}} = \frac{Q^{\text{ТЭЦ}} \times 10^3}{C \times (t_{\text{ПМ}} - t_{\text{ОМ}})} = \frac{80 \times 10^3}{4,19 \times (150 - 70)} = 238 \frac{\text{КГ}}{\text{С}} \quad (2.1)$$

где C - теплоемкость воды ($C = 4,19 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С})$), температура воды в прямой и обратной магистралях $t_{\text{ПМ}} / t_{\text{ОМ}} ^\circ\text{С}$.

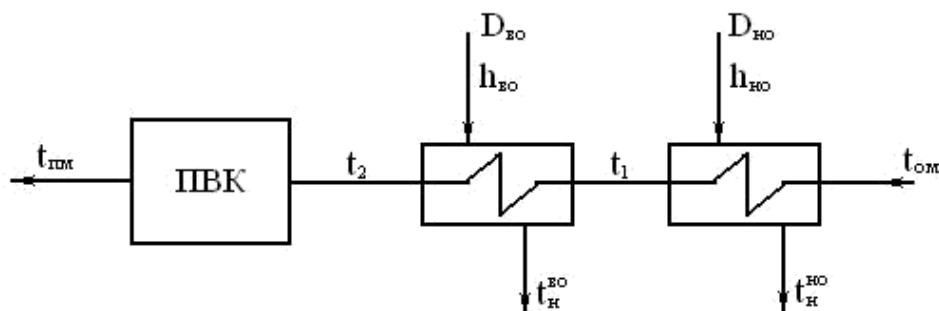


Рисунок 2.2 – Схема теплофикационной установки ТЭЦ

Расход сетевой воды через сетевые подогреватели одной турбоустановки:

$$D_{\text{CB}}^{\text{T}} = \frac{D_{\text{CB}}^{\text{TЭЦ}}}{n} = \frac{238}{2} = 119 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (2.2)$$

Из уравнения теплового баланса для сетевой воды и пара:

$$\sum Q_{\text{отб}}^{\text{T}} = D_{\text{CB}}^{\text{T}} \times C \times (t_2 - t_{\text{ом}}) \quad (2.3)$$

По следующей формуле мы можем определить температуру воды после сетевых подогревателей:

$$t_2 = \frac{\sum Q_{\text{отб}}^{\text{T}}}{D_{\text{CB}}^{\text{T}} \times C} + t_{\text{ом}} = \frac{31380}{120 \times 4,19} + 70 = 133^{\circ}\text{C} \quad (2.4)$$

где $\sum Q_{\text{отб}}^{\text{T}}$ – номинальная суммарная тепловая нагрузка отопительных отборов.

В нижнем и верхнем сетевом подогревателе подогрев воды принимаем равным, находим температуру после нижнего сетевого подогревателя:

$$t_1 = t_{\text{ом}} + \frac{(t_2 - t_{\text{ом}})}{2} = 70 + \frac{(132 - 70)}{2} = 101^{\circ}\text{C} \quad (2.5)$$

Недогрев воды для нужд теплофикации до температуры греющего пара принимаем: $\delta t = 5^{\circ}\text{C}$.

$$t_{\text{H}}^{\text{BO}} = t_2 - \delta t = 133 - 5 = 128^{\circ}\text{C} \quad (2.6)$$

$$t_{\text{H}}^{\text{HO}} = t_1 - \delta t = 101 - 5 = 96^{\circ}\text{C} \quad (2.7)$$

По таблицам воды и водяного пара находят давления в верхнем и нижнем отборах $P_{\text{во}}$ и $P_{\text{но}}$.

$$P_{\text{во}} = 0,247 \text{ МПа}; P_{\text{но}} = 0,088 \text{ МПа}$$

Значения давлений в регенеративных отборах на принимаем по заводским данным для нашей турбины.

Расчет расширителя непрерывной продувки

Принимаем одноступенчатую схему (рисунок 2.3).

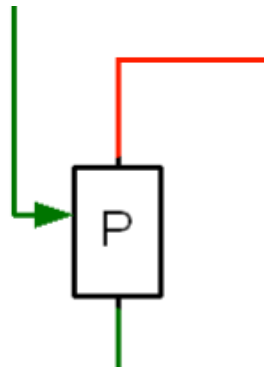


Рисунок 2.3 – Схема включения РНП

Расчет расширителя.

Уравнение теплового баланса:

$$D_{\text{пр}} \times h_{\text{пр}} \times \eta_{c1} = D_{c1} \times h_{c1} + D'_{\text{пр}} \times h'_{\text{пр1}} \quad (2.8)$$

$$D'_{\text{пр}} = D_{\text{пр}} - D_{c1} \quad (2.9)$$

где $D_{\text{пр}}$ – количество продувочной воды, $D_{\text{пр}} = p \cdot D_{\text{ка}}$; $D_{\text{ка}}$ – паровая производительность котла;

p – доля продувки;

$h_{\text{пр}}$ – энтальпия продувочной воды, определяется по таблицам воды и водяного пара при давлении в барабане, P_{δ} ;

h_{c1} – энтальпия сухого насыщенного пара из расширителя, при давлении в нем, равном P_{c1} ;

$h'_{\text{пр1}}$ – энтальпия продувочной воды.

Совместно решаем уравнения материального и теплового баланса, и получаем:

$$D_{\text{пр}} \times h_{\text{пр}} \times \eta_{c1} = D_{c1} \times h_{c1} + D_{\text{пр}} \times h'_{\text{пр1}} - D_{c1} \times h'_{\text{пр1}} \quad (2.10)$$

$$D_{c1} = \frac{D_{\text{пр}} \times (h_{\text{пр}} \times \eta_{c1} - h'_{\text{пр1}})}{h_{c1} - h'_{\text{пр1}}} = \frac{402 \times 0,012 \times (1570 \times 0,98 - 683)}{2753 - 683} = 1,996 \frac{\text{Т}}{\text{Ч}} \quad (2.11)$$

$$D'_{\text{пр}} = D_{\text{пр}} - D_{c1} = 402 \times 0,012 - 1,996 = 2,83 \frac{\text{Т}}{\text{Ч}} \quad (2.12)$$

Определение количества добавочной воды

Количество воды на химводоочистку мы находим по следующей формуле:

$$D_{\text{СВ}}^{\text{ТЭЦ}} = 1,25 \times D_{\text{ХОВ}}^{\text{ТЭЦ}} + 1,4 \times D_{\text{ПК}}^{\text{ТЭЦ}} \quad (2.13)$$

25% – это запас химического цеха для схемы умягчения воды, 40% – это запас химического цеха на нужды станции.

1 Определить расход добавочной воды на подпитку тепловой сети $D_{хов}^{мэц}$ мы производим, исходя из норм проектирования, как 0,25 % от объема воды в тепловых сетях. Объем воды в тепловых сетях берется также по нормам их расчета 65 м³ на Гкал/ч:

$$V_{Тс} = 65 \times Q^{ТЭЦ} = 65 \times 80 = 5200 \text{ м}^3 \quad (2.14)$$

$$D_{ХОВ}^{ТЭЦ} = V_{Тс} \times \left(\frac{0,25}{100}\right) = 5200 \times \left(\frac{0,25}{100}\right) = 13 \frac{\text{Т}}{\text{ч}} \quad (2.15)$$

2 Находим расход воды на подпитку котельных агрегатов $D_{нк}^{мэц}$:

$$D_{ПК}^{ТЭЦ} = 0,016 \times D_{К} \times n + 0,3 \times D_n + n \times D'_{пр} = 0,016 \times 402 + 2,83 = 9,26 \frac{\text{Т}}{\text{ч}} \quad (2.16)$$

Расход сырой воды на химводоочистку:

$$D_{СВ}^{ТЭЦ} = 1,25 \times D_{ХОВ}^{ТЭЦ} + 1,4 \times D_{ПК}^{ТЭЦ} = 1,25 \times 13 + 1,4 \times 9,26 = 29,21 \frac{\text{Т}}{\text{ч}} \quad (2.17)$$

Расчет подогревателя сырой воды (ПСВ)

Сырая вода в количестве $D_{св}^{мэц}$ т/ч, с температурой 5 °С подогревается в ПСВ. Схема ПСВ приведена на рисунке 2.4.

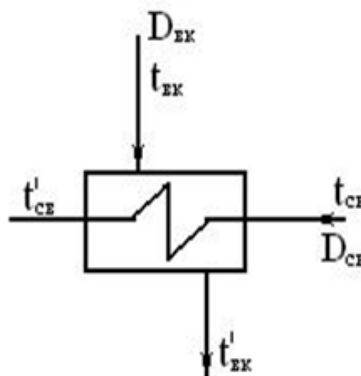


Рисунок 2.4 – Схема ПСВ

Греющим веществом в верхнем сетевом подогревателе является конденсат с производства D_n^{6036} т/ч и температурой $t_{вк}$ °С. Температура сырой воды, которая поступает на химводоочистку, должна быть не ниже 30 °С.

Цель расчета – определить температуру охлажденного конденсата:

$$t'_{ВК} = t_{ВК} - \frac{D_{СВ}^{ТЭЦ} \times (t'_{СВ} - t_{СВ})}{D_{ВК}} = 100 - \frac{29,2 \times (30 - 5)}{80} = 90,9 \text{ °С} \quad (2.18)$$

Расчет вакуумного деаэратора подпитки котлов

Давление в деаэраторе мы определяем по температуре насыщения, а температура насыщения находится по энтальпии деаэрированной воды.

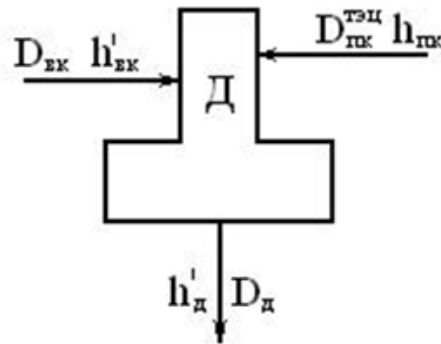


Рисунок 2.5 – Схема вакуумного деаэратора подпитки котлов

Температура химически обессоленной воды, которая поступает с химводоочистки равна $t_{нк} = 40^\circ\text{C}$.

Расход пара в деаэратор мы определяем из теплового и материального баланса деаэратора:

$$D_d = D_{\text{вк}} + D_{\text{ПК}}^{\text{ТЭЦ}} = 80 + 9,26 = 89,26 \frac{\text{Т}}{\text{ч}} \quad (2.19)$$

$$D_d \times h_d = D_{\text{вк}} \times C \times t'_{\text{вк}} + D_{\text{ПК}}^{\text{ТЭЦ}} \times C \times t_{\text{ПК}} \quad (2.20)$$

$$(D_{\text{вк}} + D_{\text{ПК}}^{\text{ТЭЦ}}) \times h_d = D_{\text{вк}} \times C \times t'_{\text{вк}} + D_{\text{ПК}}^{\text{ТЭЦ}} \times C \times t_{\text{ПК}} \quad (2.21)$$

$$h_d = \frac{D_{\text{вк}} \times C \times t'_{\text{вк}} + D_{\text{ПК}}^{\text{ТЭЦ}} \times C \times t_{\text{ПК}}}{D_{\text{вк}} + D_{\text{ПК}}^{\text{ТЭЦ}}} = \frac{80 \times 4,19 \times 90,9 + 9,26 \times 4,19 \times 40}{89,26} =$$

$$= 359 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.22)$$

При энтальпии h'_d , кДж/кг по таблице Ривкина мы определяем значение температуры и давления: $t_d = 85,7^\circ\text{C}$ и $P_d = 0,0595 \text{ Мпа}$ [13].

Далее расчет тепловой схемы производится для одного турбоагрегата. Составляем таблицу параметров воды и водяного пара. Параметры регенеративных отборов принимаем по заводским данным для турбоустановки.

Таблица 2.1 – Параметры в точках процесса

№п/п	Параметры	Обозн.	Характерные точки								
			0	1	2	3	Д	4	5	6	К
1.	Давление пара в отборе, МПа	P_i	8,82	3,727	2,158	1,275	1,275	0,63	0,36	0,117	0,0035
2.	Давление пара в подогревателе, МПа	P_{ni}	8,11	3,43	1,99	1,17	1,17	0,58	0,33	0,11	0,0035
3.	Энтальпия пара, кДж/кг	h_i	3477	3277	3150	3031	3031	2923	2733	2682	2548
4.	Температура насыщения, град	t_{ni}		241	212	187		156	137	102	26
5.	Энтальпия дренажа, кДж/кг	$h_{дрi}$		1067	926	811		679	589	436	109
6.	Температура воды после подогревателя, град	t_{vi}		236	207	182	158	151	132	97	
7.	Давление воды после подогревателя, Мпа	P_{vi}	-	20,88	19,44	18,62	1,12	2,53	2,28	2,06	
8.	Энтальпия воды после подогревателя, кДж/кг	h_{vi}		1038	898	785	667	654	564	411	
9	Температура конденсата за ОК, град	$t_{ок}$		228	199	174		143	124	89	
10	Энтальпия конденсата за ОК, кДж/кг	$h_{ок}$		981	848	737		602	521	373	
11	Теплоперепад, кДж/кг	H_i	0	200	327	446	446	554	744	795	929
12	Коэффициент недовыработки	y_i		0,7847	0,6480	0,5199		0,4037	0,1991	0,1442	

ДП.5В071700.ДО.ПЗ.

Лист

ДП.5В071700.ДО.ПЗ.

Расчет подогревателей сетевой воды

Схема сетевых подогревателей показана на рисунке 2.6.

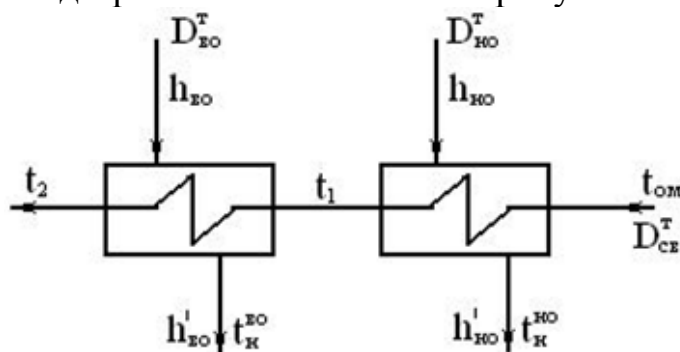


Рисунок 2.6 – Схема подогревателей сетевой воды турбоустановки

Для нижнего сетевого подогревателя находим расход пара
Из уравнения теплового баланса получаем:

$$D_{CB}^T \times C \times (t_1 - t_{OM}) = D_{HO}^T \times (h_6 - h'_6) \times \eta_{ПСВ} \quad (2.23)$$

$$D_{HO}^T = \frac{D_{CB}^T \times C \times (t_1 - t_{OM})}{(h_6 - h'_6) \times \eta_{ПСВ}} = \frac{120 \times 3,6 \times 4,19 \times (101 - 70)}{(2682 - 436) \times 0,98} = 25,662 \frac{\text{т}}{\text{ч}} \quad (2.24)$$

Для верхнего сетевого подогревателя находим расход пара
Из уравнения теплового баланса получаем:

$$D_{CB}^T \times C \times (t_2 - t_1) = D_{BO}^T \times (h_5 - h'_5) \times \eta_{ПСВ} \quad (2.25)$$

$$D_{BO}^T = \frac{D_{CB}^T \times C \times (t_2 - t_1)}{(h_5 - h'_5) \times \eta_{ПСВ}} = \frac{120 \times 3,6 \times 4,19 \times (132 - 101)}{(2733 - 589) \times 0,98} = 26,883 \frac{\text{т}}{\text{ч}} \quad (2.26)$$

Определение расхода пара на регенеративные подогреватели

По диаграмме режимов работы турбоустановки ПТ-60-90/13, для заданных тепловых нагрузок, производится расчет расхода пара на турбину, D_0 , кг/с.

Учитываем утечку пара и продувку $D_{не}$:

$$D_{пв} = D_0 + \alpha_{ут} \times D_{пв} + D_{пр} = \frac{402 \times 0,012 + 402}{0,98} = 415 \frac{\text{т}}{\text{ч}} \quad (2.27)$$

где продувка парового котла $D_{пр} = p \cdot D_{ка}$;

утечки пара $D_{ум} = \alpha_{ум} \cdot D_{не}$.

Для регенеративных отборов производим расчет в следующей последовательности: для ПВД, деаэратора, ПНД.

Схема подогревателей высокого давления представлена на рисунке 2.7. Уравнение теплового баланса ПВД-1:

$$D_1 \times (h_1 - h_{др1}) \times \eta_n = D_{пв} \times (h_{в1} - h_{в2}) \quad (2.28)$$

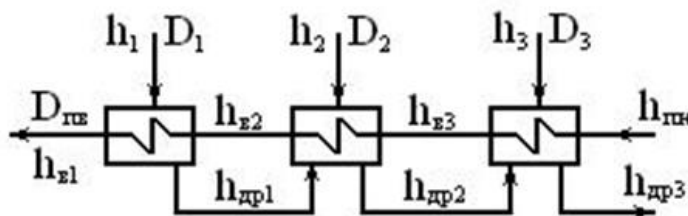


Рисунок 2.7 – Схема группы ПВД

Расход регенеративного отбора в ПВД-1:

$$D_1 = \frac{D_{пв} \times (h_{в1} - h_{в2})}{(h_1 - h_{др1}) \times \eta_n} = \frac{415 \times (1038 - 898)}{(3277 - 1067) \times 0,99} = 26,563 \frac{\text{Т}}{\text{ч}} \quad (2.29)$$

Из уравнение теплового баланса для подогревателя высокого давления2:

$$D_2 \times (h_2 - h_{др2}) \times \eta_n + D_1 \times (h_{др1} - h_{др2}) \times \eta_n = D_{пв} \times (h_{в2} - h_{в3}) \quad (2.30)$$

Расход регенеративного отбора в ПВД-2:

$$\begin{aligned} D_2 &= \frac{D_{пв} \times (h_{в2} - h_{в3}) - D_1 \times (h_{др1} - h_{др2}) \times \eta_n}{(h_2 - h_{др2}) \times \eta_n} = \\ &= \frac{415 \times (898 - 785) - 26,555 \times (1067 - 926) \times 0,99}{(3150 - 926) \times 0,99} = \\ &= 19,621 \frac{\text{Т}}{\text{ч}} \end{aligned} \quad (2.31)$$

Из уравнение теплового баланса для подогревателя высокого давления3:

$$\begin{aligned} D_3 \times (h_3 - h_{др3}) \times \eta_n + (D_1 + D_2) \times (h_{др2} - h_{др3}) \times \eta_n = \\ = D_{пв} (h_{в3} - h_{пк}) \end{aligned} \quad (2.32)$$

Расход регенеративного отбора в ПВД-3:

$$D_3 = \frac{D_{\text{ПВД}} \times (h_{\text{ВЗ}} - h_{\text{ПН}}) - (D_1 + D_2) \times (h_{\text{др2}} - h_{\text{др3}}) \times \eta_n}{(h_3 - h_{\text{др3}}) \times \eta_n} =$$

$$= \frac{415 \times (785 - 697) - (26,555 + 19,615) \times (926 - 811) \times 0,99}{(3031 - 811) \times 0,99} =$$

$$= 14,229 \frac{\text{Т}}{\text{Ч}} \quad (2.33)$$

Количество дренажа из подогревателя высокого давления в деаэратор:

$$D_{\text{ПВД}} = D_1 + D_2 + D_3 = 26,555 + 19,615 + 14,225 = 60,414 \frac{\text{Т}}{\text{Ч}} \quad (2.34)$$

Расчет деаэратора

Схема деаэратора показана на рисунке 2.8. В деаэратор подается пар из отбора 3, дренаж из ПВД, пар из расширителя, обратный конденсат с производства, а также основной конденсат после ПНД-4.

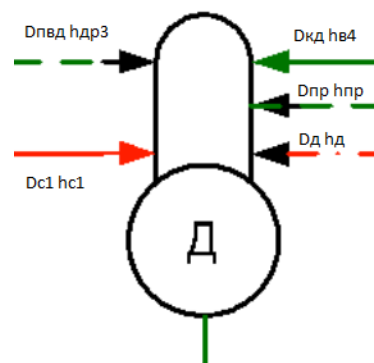


Рисунок 2.8 – Схема деаэратора

Уравнения материального баланса деаэратора:

$$D_{\text{ПВД}} - D_{\text{Д}} - D_{\text{С1}} - D_{\text{ПВД}} - D_{\text{ПР}} = D_{\text{КД}} \quad (2.35)$$

$$D_{\text{КД}} = D_{\text{ПВД}} - D_{\text{Д}} - D_{\text{С1}} - D_{\text{ПВД}} - D_{\text{ПР}} \quad (2.36)$$

$$D_{\text{ПВД}} \times \frac{h_{\text{ВД}}}{\eta_{\text{Д}}} = D_{\text{Д}} \times h_{\text{Д}} + D_{\text{КД}} \times h_{\text{В4}} + D_{\text{С1}} \times h_{\text{С1}} + D_{\text{ПВД}} \times h_{\text{др3}} + D_{\text{ПР}} \times h_{\text{ПР}} \quad (2.37)$$

Решаем эту систему уравнений для деаэратора и определяем расход пара в деаэраторе $D_{\text{Д}}$ и расход конденсата, поступающего в деаэратор $D_{\text{КД}}$.

$$D_d = \frac{415 \times \left(\frac{662}{0,98}\right) - (415 - 1,99 - 60,395 - 80) \times 565 - 1,99 \times 2748 -}{-60,395 \times 785 - 80 \times 571} \frac{3031 - 697}{3031 - 697} = 11,252 \frac{\text{Т}}{\text{Ч}} \quad (2.38)$$

$$D_{\text{кд}} = 415 - 11,25 - 1,99 - 60,395 - 80 = 261,46 \frac{\text{Т}}{\text{Ч}} \quad (2.39)$$

Расчет группы ПНД

Схема подогревателей низкого давления представлена на рисунке 2.9. Из схемы можем определить, что в цикле основного конденсата есть два смесителя, по этой причине мы будем определять энтальпии воды после каждого.

Расчет подогревателя низкого давления-4.

Между ПНД-4 и ПНД-5 в основной конденсат подводится вода с подогревателя химически-очищенной воды, со значением энтальпии $h_{\text{хов}}$, поэтому нужно определить энтальпию основного конденсата в точке 1 смешения, $h_{\text{см1}}$, перед ПНД-4.

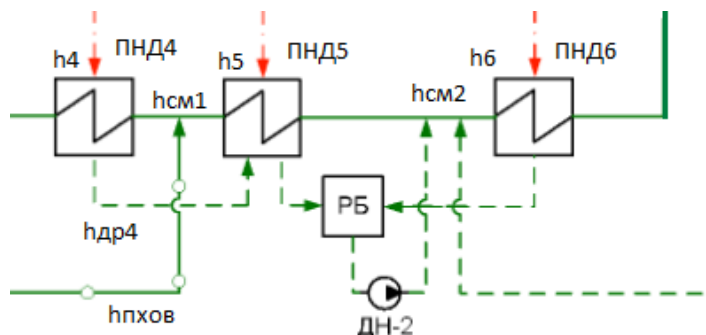


Рисунок 2.9 – Схема подключения группы ПНД

По уравнению материального баланса точки 3:

$$D'_5 = D_{\text{кд}} - D_{\text{ПХОВ}} = 261,37 - 30 = 231,46 \frac{\text{Т}}{\text{Ч}} \quad (2.40)$$

Уравнение теплового баланса в 3 точке смешения:

$$D_{\text{кд}} \times h_{\text{см1}} = D'_5 \times h_{\text{в1}} + D_{\text{ПХОВ}} \times h_{\text{ПХОВ}} \quad (2.41)$$

$$h_{\text{см1}} = \frac{D'_5 \times h_{\text{в1}} + D_{\text{ПХОВ}} \times h_{\text{ПХОВ}}}{D_{\text{кд}}} = \frac{231,37 \times 329 + 30 \times 315}{261,46} = 327 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.42)$$

Уравнение теплового баланса ПНД-4:

$$D_4 \times (h_4 - h_{др4}) \times \eta_n = D_{кд} \times (h_{в4} - h_{см1}) \quad (2.43)$$

$$D_4 = \frac{D_{кд} \times (h_{в4} - h_{см1})}{(h_4 - h_{др4}) \times \eta_n} = \frac{261,37 \times (654 - 327)}{(2923 - 679) \times 0,99} = 38,44 \frac{\text{Т}}{\text{ч}} \quad (2.44)$$

Расчет ПНД-5, ПНД-6.

Как и для ПНД-4, необходимо определить энтальпию в точке 2 смешения $h_{см2}$, составляем уравнения теплового баланса для ПНД-5 и ПНД-6, решаем систему из 3-х уравнений:

$$D'_5 \times h_{см2} = (D_{спв} + D_{спн}) \times h_{др6} + D_к \times h_{в6} + (D_4 + D_5 + D_6) \times h_{рб} \quad (2.45)$$

$$\begin{aligned} D_5 \times (h_5 - h_{др5}) \times \eta_n + D_4 \times (h_{др4} - h_{др5}) \times \eta_n = \\ = (D_{спв} + D_{спн} + D_к + D_5 + D_6) \\ \times (h_{в5} - h_{см2}) \end{aligned} \quad (2.46)$$

$$D_6 \times (h_6 - h_{др6}) \times \eta_n = D_к \times (h_{в6} - h_к) \quad (2.47)$$

Решая систему уравнений получаем:

$$\begin{aligned} h_{см2} &= 301 \text{ кДж/кг} \\ D_5 &= 16,3 \text{ Т/ч} \\ D_6 &= 2,2 \text{ Т/ч} \end{aligned}$$

Баланс мощностей

Мощность потока пара в турбине.

Первого отбора:

$$N_1 = D_1 \times (h_0 - h_1) = 26,563 \times \frac{200}{3,6} = 1476 \text{ кВт} \quad (2.48)$$

Второго отбора:

$$N_2 = D_2 \times (h_0 - h_2) = 19,621 \times \frac{327}{3,6} = 1782 \text{ кВт} \quad (2.49)$$

Третьего отбора:

$$N_3 = (D_3 + D_{пр} + D_д) \times (h_0 - h_3) = 275,481 \times \frac{446}{3,6} = 34129 \text{ кВт} \quad (2.50)$$

Четвертого отбора:

$$N_4 = D_4 \times (h_0 - h_4) = 38,44 \times \frac{554}{3,6} = 5915 \text{ кВт} \quad (2.51)$$

Пятого отбора:

$$N_5 = (D_5 + D_{B0}^T) \times (h_0 - h_5) = 43,183 \times \frac{744}{3,6} = 8924 \text{ кВт} \quad (2.52)$$

Шестого отбора:

$$N_6 = (D_6 + D_{H0}^T) \times (h_0 - h_6) = 27,862 \times \frac{795}{3,6} = 6153 \text{ кВт} \quad (2.53)$$

Мощность конденсационного потока:

$$N_k = D_k \times (h_0 - h_k) = 35 \times \frac{1036}{3,6} = 9971 \text{ кВт} \quad (2.54)$$

Сумма мощностей потока пара в турбине:

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5 + N_6 + N_k = 68350 \text{ кВт} \quad (2.55)$$

Мощность на зажимах генератора:

$$N_э = N \times \eta_M \times \eta_{ЭГ} = 68350 \times 0,99 \times 0,99 = 66990 \text{ кВт} \quad (2.56)$$

Аналогично проводим расчет для следующих режимов:

2 режим – холодного месяца (аварийный), средняя температура самого холодного месяца. По нагрузке этого режима выбираются энергетические котельные агрегаты;

3 режим – средне-отопительный, соответствующий средней температуре наружного воздуха за отопительный период. По этому режиму выбираются турбины;

4 режим – летний, соответствующий нагрузке только горячего водоснабжения.

Результаты расчетов сводим в таблицу 2.2.

Таблица 2.2 – Расчет тепловой схемы ПТ-60-90/13 для 4-х режимов

	Обозначение	Ед. изм.	Режимы работы ПТУ			
			I	II	III	IV
Тепловая нагрузка $Q_{тэц}$, МВт	$Q_{тэц}$	МВт	80	56	44	7
Суммарный расход сетевой воды $D_{св}$	$D_{св}$	т/ч	119	131	146	30
Температура воды после сетевых подогревателей t_2	t_2	°С	133	85	70	64
Температура воды после нижнего сетевого подогревателя t_1	t_1	°С	101	65	56	64
Температура насыщения в верхнем отборе	$t'_{во}$	°С	128	80	65	-
Температура насыщения в нижнем отборе	$t'_{но}$	°С	96	60	51	59
Давление в верхнем отборе $P_{во}$, МПа	$P_{во}$	МПа	0,247	0,047	0,025	-
Давление в нижнем отборе $P_{но}$, МПа	$P_{но}$	МПа	0,088	0,020	0,013	0,019
Паровая производительность котла $D_{ка}$	$D_{ка}$	т/ч	402	380	370	360
Кол-во продувочной воды $D_{пр}$	$D_{пр}$	т/ч	4,82	4,56	4,44	4,32
Расход пара из 1 ступени сепаратора $D_{с1}$	$D_{с1}$	т/ч	1,996	1,887	1,837	1,788
$D'_{пр}$	$D'_{пр}$	т/ч	2,83	2,673	2,603	2,532
Объем воды в тепловых сетях $V_{тс}$ M^3	$V_{тс}$	M^3	5200	3640	2860	455
Расход химически очищ. воды $D_{хов}$ тэц, т/ч	$D_{хов}$	т/ч	13	9,1	7,15	1,1375

ДП.5В071700.ДО.ПЗ.

Лист

ДП.5В071700.ДО.ПЗ.

Продолжение таблицы 2.2

Расход добавочной воды на подпитку котлов $D_{\text{тэц}}^{\text{ПК}}$	$D_{\text{тэц}}^{\text{ПК}}$	т/ч	9,26	8,75	8,52	8,29
Расход сырой воды на химводоочистку $D_{\text{тэц}}^{\text{сырв}}$	$D_{\text{тэц}}^{\text{сырв}}$	т/ч	29,21	23,63	20,87	13,03
Расход возвращаемого конденсата с производства $D_{\text{вк}}$ возвр, т/ч	$D_{\text{вк}}$	т/ч	80	67,2	60,8	48
Температура охлажденного конденсата	$t_{\text{вк}}$	°С	90,9	91,2	91,4	93,2
Расход воды на деаэратор подпитки котлов	$D_{\text{д}}$	т/ч	89,26	75,95	69,32	56,29
Энтальпия деаэрированной воды	$h_{\text{д}}$	кДж/кг	359	357	357	358
Температура деаэрированной воды	$t_{\text{д}}$	°С	85,7	85,3	85,3	85,5
Давление деаэрированной воды	$P_{\text{д}}$	МПа	0,0595	0,0586	0,0586	0,0590
Расход пара на сетевой подогреватель нижнего отбора	$D_{\text{но}}^{\text{Г}}$	т/ч	25,662	17,945	14,100	4,490
Расход пара на сетевой подогреватель верхнего отбора	$D_{\text{во}}^{\text{Г}}$	т/ч	26,883	18,799	14,771	-
Расход питательной воды	$D_{\text{пв}}$	т/ч	415	392	382	372
Расход пара на ПВД-1	D_1	т/ч	26,563	25,110	24,449	23,788
Расход пара на ПВД-2	D_2	т/ч	19,621	18,547	18,059	17,571
Расход пара на ПВД-3	D_3	т/ч	14,229	13,451	13,097	12,743
Количество дренажа из ПВД в деаэратор	$D_{\text{пвд}}$	т/ч	60,414	57,108	55,605	54,102
Расход пара в деаэратор	$D_{\text{д}}$	т/ч	11,252	10,657	10,387	10,134
Расход конденсата поступающего в деаэратор	$D_{\text{кд}}$	т/ч	261,46	255,56	253,45	257,73

ДП.5В071700.ДО.ПЗ.

Лист

ДП.5В071700.ДО.ПЗ.

Продолжение таблицы 2.2

Расход воды после ПНД 5	D_5	т/ч	231,46	225,56	223,45	227,73
Энтальпия смеси в точке 1	$h_{см1}$	кДж/кг	327	327	327	327
Расход пара на ПНД 4	D_4	т/ч	38,44	37,58	37,27	37,89
Энтальпия смеси в точке 2	$h_{см2}$	кДж/кг	301	317	322	330
Расход пара на ПНД 5	D_5	т/ч	16,3	15,8	15,9	15,9
Расход пара на ПНД 6	D_6	т/ч	2,2	3,5	4,2	6
Мощность потока пара 1 отбора	N_1	кВт	1476	1395	1358	1322
Мощность потока пара 2 отбора	N_2	кВт	1782	1685	1640	1596
Мощность потока пара 3 отбора	N_3	кВт	34129	33959	33882	33806
Мощность потока пара 4 отбора	N_4	кВт	5915	5782	5735	5831
Мощность потока пара 5 отбора	N_5	кВт	8924	7150	6339	3286
Мощность потока пара 6 отбора	N_6	кВт	6153	4736	4041	2316
Мощность конденсационного потока	N_k	кВт	9971	16120	19289	27657
Сумма мощностей потока пара в турбине	N	кВт	68350	70828	72284	75815
Мощность на зажимах генератора	N_g	кВт	66990	69418	70846	74306

ДП.5В071700.ДО.ПЗ.

Лист

3 Спец. вопрос: повышение эффективности теплообмена ПНД

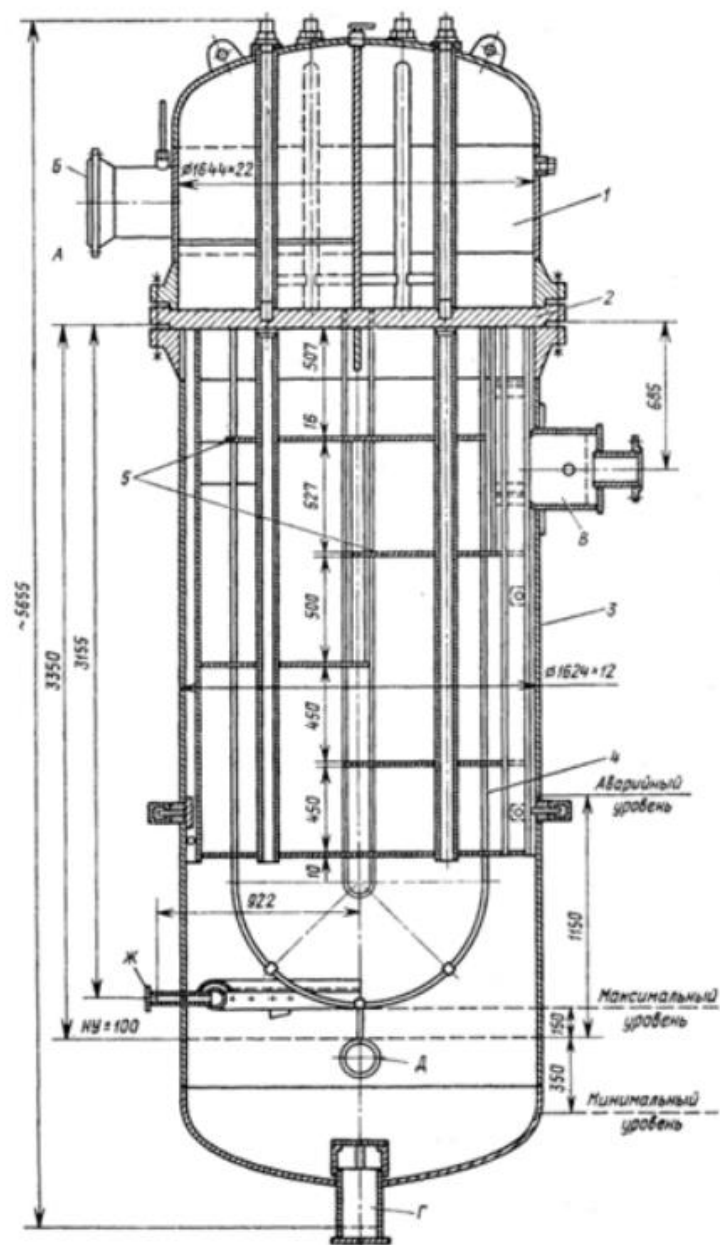
Регенеративный подогрев основного конденсата и питательной воды котлов осуществляется паром, который отработал в турбине. Греющий пар, отработав в турбине, затем конденсируется в теплообменнике. Тепло, выделяемое этим паром, возвращается в котел, тем самым происходит процесс регенерации.

Регенеративный нагрев воды (турбинный конденсат) повышает КПД турбоагрегата на 10-12% и применяется во всех современных паротурбинных электростанциях.

Для регенеративного нагрева воды на электростанции используются в основном поверхностные рекуперативные теплообменники. После каждого смесительного теплообменника необходимо устанавливать насосы, так как давление в каждом последующем подогревателе выше, чем в предыдущем. Поверхностные подогреватели свободны от этого недостатка: достаточно иметь конденсатный насос, который перекачивает воду через группу поверхностных подогревателей низкого давления (ПНД). В поверхностных теплообменниках, по причине теплового сопротивления металлических трубок, вода нагревается до температуры ниже температуры насыщения (конденсации) греющего пара, т. е. происходит недогрев конденсата.

Подогреватель низкого давления представляет собой кожухотрубный пароводяной теплообменник, основными узлами которого являются: водяная камера с трубками для подвода и отвода конденсата, перегородки внутри нее для организации четырех ходов воды в нагревателе и фланец; трубная система из U-образных трубок диаметром 16 мм и толщиной 1 мм, концы которых завальцованы в трубной доске; направляющие промежуточные перегородки для потока пара, патрубки, опорные ножки и фланец, приваренные к корпусу теплообменника. Трубная доска закрепляется шпильками между фланцами корпуса и водяной камерой.

В теплообменнике нагретая вода движется по теплообменным трубкам, а греющий пар поступает в межтрубное пространство через патрубок подачи пара. Конденсат греющего пара отводится через патрубок в нижней части корпуса. В нижней части корпуса из конденсата пара образуется объем воды. Эта часть снабжается конденсатом греющего пара (дренажом) подогревателей более высокого давления. Над объемом воды расположена кольцевая перфорированная трубка, через которую отводится воздух. В качестве нагревательной поверхности обычно используют гладкие трубы 16x1, соединение концов труб с трубными досками осуществляют вальцовку или вальцовку с приваркой [12].



А, Б – вход и выход нагреваемого конденсата; В – вход греющего пара; Г – выход конденсата пара; Ж – отвод парогазовой смеси; 1 – камера водяная; 2 – трубная доска; 3 – корпус; 4 – трубка; 5 – перегородки трубной системы.

Рисунок 3.1 – Подогреватель низкого давления

3.1 Задание к расчету

Провести расчет подогревателя низкого давления (второго по ходу конденсата) для тепловой схемы турбоустановки мощностью 60 МВт.

Исходные данные к расчету:

Пар в отборах турбины:

Давление греющего пара в отборе турбины $p_n = 0,36$ МПа

Температура пара $t_n = 185$ °С

Энтальпия греющего пара $h_n = 2832$ кДж/кг

Пар в подогревателе:

Давление насыщения $p_n = 0,33$ МПа

Температура насыщения $t_n = 137$ °С

Энтальпия насыщения $h_n = 576$ кДж/кг

Вода в подогревателях:

Давление нагреваемого конденсата $p_k = 2,06$ МПа

Температура конденсата на входе в подогреватель $t_{ex} = 89$ °С

Энтальпия конденсата на входе в подогреватель $h_{ex} = 373$ кДж/кг

Расход конденсата $G_k = 50,8$ кг/с

3.2 Тепловой расчет подогревателя низкого давления

Тепловой расчет ПНД проводим в соответствии с [9, 10].

Тепловой и материальный баланс разрабатываемого ПНД представлен на рисунке 3.2.

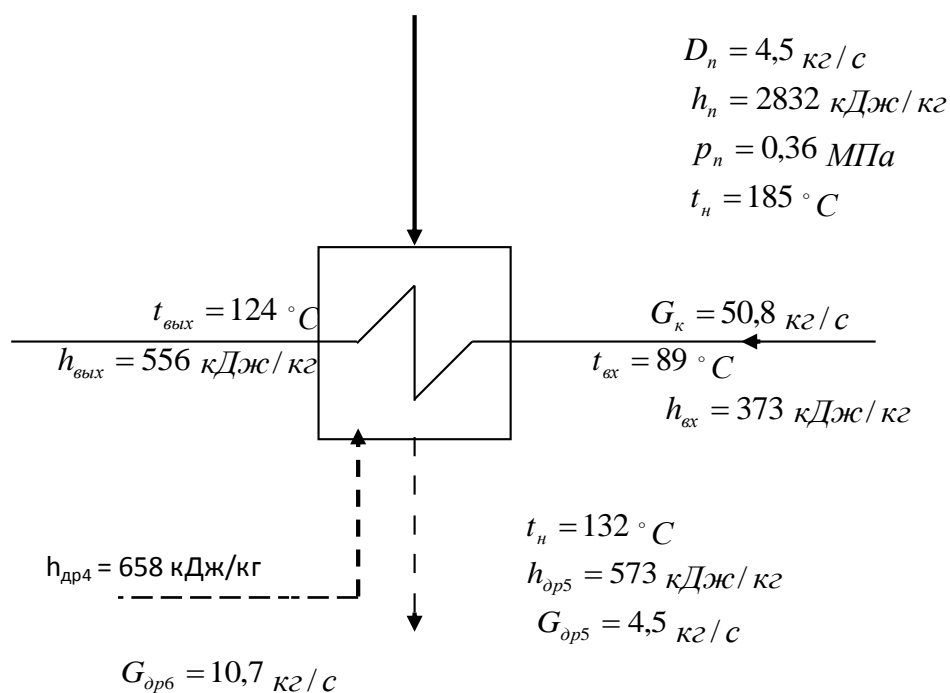


Рисунок 3.2 – Тепловой и материальный баланс

Распределение температур в подогревателе представлено на рис. 3.3

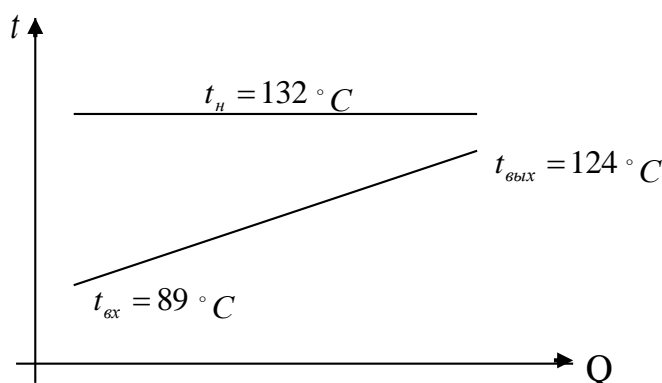


Рисунок 3.3 – Распределение температур в подогревателе

Количество теплоты, передаваемое греющим паром в подогревателе:

$$Q = G_{\text{к}} \times (h_{\text{в4}} - h_{\text{в5}}) = 50,8 \times (521 - 373) = 7,518 \text{ МВт} \quad (3.1)$$

Требуемая площадь поверхности теплообмена может быть определена из уравнения теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{k \times \Delta t} \quad (3.2)$$

Значение температурного напора при принятых исходных данных равно:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{в}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{(132 - 89) - (132 - 124)}{\ln \frac{(132 - 89)}{(132 - 124)}} = 21 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.3)$$

Коэффициент теплопередачи для подогревателей с U-образными трубами из нержавеющей стали принимаем $k=3000 \text{ Вт/м}^2\text{К}=3,0 \text{ кВт/м}^2\text{К}$

$$F = \frac{Q}{k \times \Delta t} = \frac{7,518 \times 10^3}{3,0 \times 21} = 119 \text{ м}^2 \quad (3.4)$$

С учетом рассчитанной требуемой площади поверхности предварительно принимаются основные размеры подогревателя. Подогреватель выполняется с одной трубной доской и U-образными трубками из нержавеющей стали диаметром $16 \times 1,2 \text{ мм}$. Приняв шахматное расположение труб с коэффициентом заполнения трубной доски $\eta_{\text{тр}} = 0,5$ и скорость движения воды в трубах $w_{\text{в}} = 1,7 \text{ м/с}$, можно определить число параллельных труб по ходу воды:

$$z_1 = \frac{4 \times G_k \times v_k}{w_B \times \pi \times d_{BH}^2} \quad (3.5)$$

$$d_{BH} = 16 - 2 \times 1,2 = 13,6 \text{ мм}$$

$$v_k = 0,001048 \text{ м}^3/\text{кг} \text{ — удельный объем конденсата}$$

Определено при $t_{cp} = 107^\circ\text{C}$ и $p_e = 2,06 \text{ Мпа}$

$$z_1 = \frac{4 \times 50,8 \times 0,001048}{1,7 \times 3,14 \times 0,0136^2} = 216 \text{ шт} \quad (3.6)$$

При четырехходовом движении воды общее количество трубных концов, развальцованных в трубной доске $z = 4 \times z_1 = 4 \times 216 = 864 \text{ шт}$

Площадь трубной доски, занятая трубами:

$$F_{\text{тр}} = z \times \frac{\pi \times d_H^2 \times 1}{4 \times \eta_{\text{тр}}} = 864 \times \frac{3,14 \times 0,016^2}{4 \times 0,5} = 0,347 \text{ м}^2 \quad (3.7)$$

Средняя длина труб:

$$l = \frac{F}{2 \times z_1 \times \pi \times d_H} = \frac{119}{2 \times 216 \times 3,14 \times 0,016} = 5,5 \text{ м} \quad (3.8)$$

Средняя активная длина труб для отдельных отсеков подогревателя определяется по формуле

$$\begin{aligned} H &= \frac{\sum H_i^2}{\sum H_i} = \frac{508,6^2 \times 6 + 607,4^2 \times 2 + 798,5^2 \times 2 + 935,5^2 \times 2 + 1390,2^2}{508,6 \times 6 + 607,4 \times 2 + 798,5 \times 2 + 935,5 \times 2 + 1390,2} = \\ &= 794,347 \text{ мм} = \\ &= 0,7943 \text{ м} \end{aligned} \quad (3.9)$$

Значение числа Рейнольдса для пленки конденсата на нижней кромке поверхности:

$$Re = \frac{Q \times H}{F \times r \times \rho' \times v} \quad (3.10)$$

По температуре $t_H = 132^\circ\text{C}$ определяем [13]:

$$r = 2368 \text{ кДж/кг}$$

$$\rho' = 963 \text{ кг/м}^3$$

$$v = 0,225 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$Re = \frac{7,518 \times 10^3 \times 0,7943}{119 \times 2368 \times 963 \times 0,225 \times 10^{-6}} = 98 \quad (3.11)$$

Средний коэффициент теплоотдачи от конденсирующего пара к стенкам труб:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 1,01 \times \lambda \times \left(\frac{g}{v^2}\right)^{1/3} \times Re^{-1/3} = \\ &= 1,01 \times 491,167 \times 10^{-3} \times \left(\frac{9,81}{(0,225 \times 10^{-6})^2}\right)^{1/3} \times 98^{-1/3} = \\ &= 6226 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \end{aligned} \quad (3.12)$$

$$\lambda = 491,167 \times 10^{-3} \text{ кВт/м К}$$

Физические параметры конденсата, движущегося внутри труб, принимаются при значении температуры, равном:

$$t_{\text{cp}} = \frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}}}{2} = \frac{89 + 124}{2} = 107^\circ\text{C} \quad (3.13)$$

$$v_{\text{ж}} = 0,275 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

Число Рейнольдса в этом случае:

$$Re_{\text{ж}} = \frac{w_{\text{в}} \times d_{\text{вн}}}{v_{\text{ж}}} = \frac{1,7 \times 0,0136}{0,275 \times 10^{-6}} = 84073 \quad (3.14)$$

$Re_{\text{ж}} > Re_{\text{кр}} = 10000$, т.е. режим движения конденсата турбулентный. При $t_{\text{ж}} \approx t_{\text{ст}} \approx 107^\circ\text{C}$ $Pr_{\text{ст}} \approx Pr_{\text{ж}} \approx 1,63$; а $\varepsilon_{\text{в}} = 1$, тогда:

$$Nu_{\text{ж}} = 0,021 \times Re_{\text{ж}}^{0,8} \times Pr_{\text{ж}}^{0,43} = 0,021 \times 84073^{0,8} \times 1,63^{0,43} = 226 \quad (3.15)$$

Средний коэффициент теплоотдачи от стенки труб к конденсату:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_{\text{ж}} \times \lambda_{\text{ж}}}{d_{\text{вн}}} = \frac{226 \times 673,167}{0,0136} = 11186 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \quad (3.16)$$

Коэффициент теплопередачи:

$$\begin{aligned} k &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{6226} + \frac{1,2 \times 10^{-3}}{16,1} + \frac{1}{11186}} = 3081 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} = \\ &= 3,081 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2\text{К}} \end{aligned} \quad (3.17)$$

$\lambda_{ст} = 14,4 + 0,016 \times 107 = 16,1$ Вт/мК – коэффициент теплопроводности стенки трубки из нержавеющей стали [10].

Отличие полученного значения от принятого составляет 2,6%.

3.3 Конструктивный расчет

Конструктивный расчет ведем в соответствии с [10].

Число трубок при одном ходе в подогревателе

$$z_1 = \frac{4 \times G_k \times v_k}{w_B \times \pi \times d_{BH}^2} = \frac{4 \times 50,8 \times 0,001048}{1,7 \times 3,14 \times 0,0136^2} = 216 \text{ шт} \quad (3.18)$$

Общая длина пути теплоносителя

$$L = l \times n = \frac{F}{\pi \times d_H \times z_1} = \frac{101}{3,14 \times 0,0136 \times 216} = 10,9 \text{ м} \quad (3.19)$$

n – число ходов воды

$$l = \frac{L}{n} = \frac{10,9}{4} = 2,72 \text{ м} \quad (3.20)$$

Общее число трубок в теплообменнике

$n = 4$ – число ходов в теплообменнике

$$z = z_1 \times n = 216 \times 4 = 864 \text{ шт} \quad (3.21)$$

Диаметр трубной доски

$$D_{тр} = d_H \times \sqrt{\frac{z}{u_{тр}}} = 1,05 \times t \times \sqrt{\frac{z}{\eta_{тр}}} \quad (3.22)$$

Принимаем $\eta_{тр} = 0,5$ – коэффициент заполнения трубной доски

Шаг трубок $t = 1,25 \times d_H = 1,25 \times 16 = 20$ мм

$$D_{тр} = 1,05 \times 20 \times \sqrt{\frac{864}{0,5}} = 873 \text{ мм} \quad (3.23)$$

Коэффициент использования трубной доски

$$u_{\text{тр}} = z \times \left(\frac{d_{\text{н}}}{D_{\text{тр}}}\right)^2 = 864 \times \left(\frac{16}{873}\right)^2 = 0,2902 \quad (3.24)$$

3.4 Гидравлический расчет подогревателя низкого давления

Задачей гидравлического расчета подогревателя является определение его гидравлического сопротивления.

Участок 1 (входной патрубок воды):

Принимаем скорость питательной воды во входном патрубке равной $w_g = 2,0 \text{ м/с}$

Тогда расчетное значение внутреннего диаметра патрубка составит:

$$d_{\text{вн.п.}}^{\text{р}} = \sqrt{\frac{4 \times G_k \times v_{\text{в}}}{\pi \times w_{\text{вн}}}} = \sqrt{\frac{4 \times 50,8 \times 0,001048}{3,14 \times 2,0}} = 0,184 \quad (3.25)$$

Уточним скорость воды

$$w_{\text{вг}} = \frac{4 \times G_k \times v_k}{\pi \times d_{\text{вн.п.}}^2} = \frac{4 \times 50,8 \times 0,001048}{3,14 \times 0,184^2} = 2,003 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (3.26)$$

Число Рейнольдса для питательной воды:

$$Re = \frac{w_{\text{в.п.}} \times d_{\text{вн.п.}}}{v_{\text{в}}} = \frac{2,003 \times 0,184}{0,275 \times 10^{-6}} = 1340189 \quad (3.27)$$

$v_{\text{в}} = 0,275 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – определено при $t_{\text{ср}} = 107^\circ\text{С}$ и $p_g = 2,06 \text{ Мпа}$

Для стальных труб при наличии деаэрации и химической обработки добавочной воды абсолютная шероховатость составляет величину $\Delta = 0,0001 \text{ м}$.

Необходимо найти коэффициент сопротивления трению λ .

Значение λ зависит от шероховатости стенок труб Δ и от режима движения теплоносителя, определяемого числом Re .

С достаточной степенью точности это значение может быть определено из выражения:

$$\lambda = 0,1 \times \left(1,46 \times \frac{\Delta}{d_y} + \frac{100}{Re}\right)^{0,25} = 0,1 \times \left(1,46 \times \frac{0,0001}{0,184} + \frac{100}{1340189}\right)^{0,25} = 0,0172 \quad (3.28)$$

Коэффициент трения:

$$\varepsilon_{\text{тр}} = \lambda \times \frac{l_n}{d_{\text{вн.п.}}} = 0,0172 \times \frac{615}{184} = 0,0575 \quad (3.29)$$

Коэффициент сопротивления поворота во входной камере [11]:

$$\varepsilon_{\text{м.вх.}} = 1,5$$

Суммарный коэффициент сопротивления:

$$\varepsilon_{\text{вх.п.}} = \varepsilon_{\text{тр}} + \varepsilon_{\text{м.вх.}} = 0,0575 + 1,5 = 1,5575 \quad (3.30)$$

Гидравлическое сопротивление:

$$\Delta p_{\text{гидр}} = \varepsilon_{\text{м.вх.}} \times \frac{\rho \times w_{\text{в.п.}}^2}{2} + \lambda \times \frac{l_n}{d_{\text{вн.п.}}} \times \frac{\rho \times w_{\text{в.п.}}^2}{2} \quad (3.31)$$

$$\Delta p_{\text{гидр}} = 1,5 \times \frac{963 \times 2,003^2}{2} + 0,0172 \times \frac{615}{184} \times \frac{963 \times 2,003^2}{2} = 3009 \text{ Па}$$

Потеря давления на участке:

$$\Delta p_1 = \sum \varepsilon_{\text{вх.п.}} \times \frac{w_{\text{в.п.}}^2}{2 \times v_{\text{к}}} = 1,5575 \times \frac{2,003^2}{2 \times 0,001048} = 2981 \text{ Па} \quad (3.32)$$

Участок 2 (обогреваемые паром трубки)

$w_g = 1,7 \text{ м/с}$ – из теплового расчета

Число Рейнольдса для воды в трубках

$$Re = \frac{w_{\text{в.}} \times d_{\text{вн.тр.}}}{v_{\text{в}}} = \frac{1,7 \times 0,0136}{0,275 \times 10^{-6}} = 84073 \quad (3.33)$$

Коэффициент сопротивления трению λ вычисляется:

$$\lambda = 0,1 \times \left(1,46 \times \frac{\Delta}{d_y} + \frac{100}{Re}\right)^{0,25} \quad (3.34)$$

$d_3 = 0,0136 \text{ м}$ – эквивалентный диаметр живого сечения для прохода воды:

$$\lambda = 0,1 \times \left(1,46 \times \frac{0,0001}{0,0136} + \frac{100}{84073}\right)^{0,25} = 0,03305 \quad (3.35)$$

Коэффициент трения:

$$\varepsilon_{\text{тр}} = \lambda \times \frac{4 \times l_n}{d_{\text{тр.вн}}} = 0,03305 \times \frac{4 \times 4,7}{0,0136} = 45,7 \quad (3.36)$$

Коэффициент сопротивления входа в трубную систему:

$$\varepsilon_{\text{вх.}} = 1,5 \times 2 = 3$$

Коэффициент поворота в промежуточной камере:

$$\varepsilon_{\text{пов.в.кам.}} = 2,5 \times 2 = 5$$

Коэффициент сопротивления при повороте на 180^0 в трубе:

$$\varepsilon_{\text{пов.}} = 0,5 \times 2 = 1$$

Коэффициент сопротивления выхода из трубной системы:

$$\varepsilon_{\text{вых.}} = 1,5 \times 2 = 3$$

Суммарный коэффициент сопротивления:

$$\sum \varepsilon_{\text{м.тр.}} = \varepsilon_{\text{вх.}} + \varepsilon_{\text{пов.в.кам.}} + \varepsilon_{\text{пов.}} + \varepsilon_{\text{вых.}} + \varepsilon_{\text{тр}} = 3 + 5 + 1 + 3 + 45,7 = 57,7 \quad (3.37)$$

Потеря давления на участке:

$$\Delta p_2 = \sum \varepsilon_{\text{м.тр.}} \times \frac{w_{\text{в.}}^2}{2 \times v_{\text{к}}} = 57,7 \times \frac{1,7^2}{2 \times 0,001048} = 79558 \text{ Па} \quad (3.38)$$

Участок 3 (выходной патрубок воды)

Так как выходной патрубок имеет те же размеры, что входной, и изготовлен из той же стали, то потери давления в выходном патрубке будут равны потерям давления во входном патрубке:

$$\Delta p_1 = \Delta p_3 = 2981 \text{ Па}$$

Таким образом, суммарная потеря давления в подогревателе равна:

$$\Delta p_n = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 = 2981 + 79558 + 2981 = 85520 \text{ Па} \quad (3.39)$$

3.5 Практические меры по повышению эффективности теплообмена

Для поддержания и восстановления исправности ПНД поверхностного типа выполняются следующие работы: проверка состояния, а при необходимости замена части или всей трубной системы; расклинивание трубок для снижения вибрации; внутренний осмотр корпуса с применением дефектоскопии; проверка состояния фланца разъема корпуса, фланцевых соединений трубопроводов, анкерных связей, каркаса трубного пакета подогревателя.

Проверка состояния трубной системы ПНД выполняется гидравлической опрессовкой, которая проводится после останова турбины и снижения вакуума в конденсаторе до нуля при работающих конденсатных насосах. Опрессовка выполняется при закрытой задвижке на линии основного конденсата в деаэратор после последнего ПНД. Состояние трубных систем подогревателей контролируют по скорости подъема уровня в корпусах теплообменников при закрытых задвижках на линии отвода конденсата греющего пара. Наблюдение за уровнем ведут в течение 15-20 минут. Если скорость подъема уровня воды в водомерном стекле подогревателя 1 см/мин или более, то трубная система такого подогревателя к дальнейшей эксплуатации без ремонта не допускается. Проверка плотности ПНД, не имеющих запорной арматуры на трубопроводах отвода конденсата греющего пара, выполняется с помощью специальных линий ревизии диаметром 20 мм, привариваемых в нижней части днища корпусов подогревателей. Такие линии должны иметь два последовательно установленных вентиля и слив на воронку, а в корпусе – выступающий над днищем буртик высотой 10-15 мм, через который вода при наличии течей будет попадать в линию. Линия ревизии открывается только во время опрессовки. Если через 5 минут после ее открытия расход воды будет 5 л/мин и более, то подогреватель следует считать неплотным.

Выявление мест неплотностей трубных систем ПНД выполняется после их вскрытия. Существует несколько способов определения мест неплотностей. В трубки наливают воду, и из дефектных трубок вытекает вода. Для такой проверки не нужно производить сборку фланцевого соединения трубной доски подогревателя с корпусом.

Дефектные места трубной системы подогревателя, не выявленные описанным способом, могут быть определены опрессовкой при собранном соединении трубной доски с корпусом. Опрессовка может быть выполнена заполнением парового пространства подогревателя водой и подъемом в нем давления от постороннего источника.

Опрессовка парового пространства ПНД может быть осуществлена

также сжатым воздухом давлением 0,1-0,15 Мпа. Для выявления мест неплотностей при опрессовке воздухом на трубную доску наливают воду с добавлением мыльного раствора. Места неплотностей определяются по воздушным пузырям.

Часто латунные трубки ПНД повреждаются при контакте между собой и в местах прохода через промежуточные перегородки при их вибрации, вызванной паровым потоком, и в большей степени – от потока пара, поступающего в подогреватель с повышенной скоростью. Снижение вибрации трубок ПНД может быть достигнуто путем их расклинивания. Для этой цели между периферийными трубками устанавливаются латунные полосы (между первым рядом и упорами, приваренными к первой промежуточной перегородке). Участки трубной системы в районе изгибов расклиниваются полосами из алюминия, латуни и других материалов. При замене трубок должны быть проверены зазоры между стенками трубок и отверстиями в промежуточных перегородках. При замене трубок для расклинивания могут быть применены специальные штампованные пластины, скрепленные хомутами, которые устанавливаются по центрам изгибов.

Осмотр внутренних поверхностей и сварных швов корпусов ПНД производится для выявления возможных трещин и коррозионных повреждений. Сварные швы и внутренние поверхности для проведения осмотра зачищаются металлическими щетками. Сварные швы подвергаются ультразвуковой и магнитопорошковой дефектоскопии. При сборке ПНД прокладки фланцевых соединений заменяются на новые, уплотнительные поверхности зачищаются. Затяжка фланцевых соединений должна производиться крест-накрест. При обнаружении течей в узлах крепления анкерных связей паронитовые прокладки под гайками заменяются на отожженные красно-медные или алюминиевые.

Замена поврежденных трубок состоит из следующих операций: подготовки рабочего места и инструмента; подготовки новых трубок; удаление старых трубок; подготовки отверстий в трубных досках и промежуточных перегородках под установку новых трубок; установки, вальцевания и подрезки новых трубок; контроля качества вальцевания. До удаления всех старых трубок трубные доски должны быть зафиксированы от смещения распорками. Для этой цели можно также оставить часть старых трубок, начав наборку и вальцовку новых. По мере удаления трубок из конденсатора демонтируются направляющие щитки и лопатки. После удаления старых трубок производится зачистка отверстий в основных трубных досках и промежуточных опорных перегородках с помощью приспособления, состоящего из оправки с набором стальных ершей, изготовленных из проволочек диаметром 0,2-0,5 мм.

В качестве привода зачищающего приспособления используются пневматические машинки. До установки новых трубок проверяется взаимное расположение отверстий в трубных досках и промежуточных опорных перегородках. Проверка выполняется при помощи натянутой стальной

струны.

После установки трубок концы их выравниваются подрезаются и затем вальцуются. Специальным приспособлением подрезаются также выступающие концы трубок с противоположной стороны.

Вальцевание трубок с противоположной стороны выполняется после продувки трубок сжатым воздухом со стороны завальцованных концов для удаления стружки. Вальцовки, с помощью которых производится закрепление трубок в доске, должны иметь приспособления для ограничения глубины и степени вальцовки. Такая обработка концов труб создает между поверхностью трубки и отверстием трубной доски взаимный натяг, обеспечивающий плотность соединения. При вальцевании конец трубки увеличивается по диаметру сначала до диаметра отверстия, а затем совместно с отверстием – до несколько большего диаметра, что и создает натяг. Вместе с увеличением диаметра удлиняется и выступающий из трубной доски конец трубки.

Повышение эффективности теплообмена подогревателя низкого давления путем замены латунных трубок на трубки из нержавеющей стали приводит к увеличению термического КПД станции, что в свою очередь влияет на уменьшение расхода топлива на выработку электрической и тепловой энергии [5].

Термический КПД цикла Ренкина η_t есть отношение полезной работы к подведенной теплоте, а поскольку полезная работа равна разности между подведенной и отведенной теплотой, то можно сделать вывод, что КПД цикла рабочего тела учитывает потерю энергии в холодном источнике.

Повышая эффективность регенеративного подогрева питательной воды парогенератора, мы достигаем уменьшения расхода пара в конденсатор и, следовательно, к снижению потерь теплоты в холодном источнике.

Коэффициент теплопередачи латунных трубок выше, чем у трубок из нержавеющей стали, однако старые трубки теплообменника загрязнены, что приводит к меньшей поверхности теплообмена латунных трубок. Поэтому устанавливая новые трубки из нержавеющей стали, мы достигаем большего значения коэффициента теплопередачи. Также трубки из нержавеющей стали имеют больший срок службы, чем латунные [7].

4 Безопасность жизнедеятельности

4.1 Анализ условий труда на главном щите управления АТЭС-1

Главный щит управления – это помещение, относящееся к категории I (выполняемая легкая физическая работа), поэтому должны быть выполнены следующие требования:

- оптимальная температура воздуха составляет 22°C (допустимая 20-24°C), оптимальная относительная влажность воздуха – 40-60% (допустимая не более 75%), скорость воздуха – не более 0,1 м/с [15].

Основная работа сотрудников непосредственно связана с системой автоматизации.

В помещении турбинного цеха имеются такие устройства как:

- паровой котел;
- атмосферный деаэратор;
- насосы;
- регуляторы, клапаны;
- различные типы теплообменников.

Для защиты обслуживающего персонала от теплового воздействия необходимо удалить или уменьшить чрезмерные теплоизлучения и удалить избыточное тепло. В турбинном цехе используются следующие способы защиты от лучистой и тепловой энергии:

1) Теплоизоляция горячих и излучающих поверхностей теплоизоляцией, то есть материалами с низкой теплопроводностью. Согласно санитарным нормам, температура теплоизоляции труб не должна превышать 35 °С.

2) Экранирование источников излучения теплопоглощающими и отражающими материалами, работающими по принципу отражения лучистой энергии в сторону источника.

3) Кондиционирование воздуха и вентиляция. Используются следующие вентиляционные системы:

а) естественный обмен, для того чтобы удалять избыток теплоты в помещении;

б) местная линия подачи охлажденного воздуха на рабочие места в горячих цехах;

в) местная вытяжная система в сочетании с системой подачи, которая улавливает очень опасные примеси и подает чистый воздух в рабочую зону.

4) Использование помещений для отдыха, то есть ограничение продолжительности работы в неблагоприятных температурных условиях.

5) Использование защитной одежды, обуви и головных уборов. Чистый воздух без пыли, вредных аэрозолей, газов и паров необходим для нормальной жизнедеятельности человека.

Анализ опасных и вредных факторов, влияющих на машиниста в процессе разработки данной системы.

По своей природе опасные и вредные производственные факторы делятся на следующие группы:

- физический;
- химический;
- психофизиологический;
- биологический.

В главном щите управления негативное влияние на оператора могут оказывать следующие физические факторы:

- высокая и низкая температура воздуха;
- чрезмерное содержание пыли и газов в воздухе;
- высокая и низкая влажность воздуха;
- недостаточное освещение рабочего места;
- шум, превышающий допустимые пределы;
- повышенный уровень ионизирующего излучения;
- опасность поражения электрическим током;

К психологически вредным факторам, влияющим на работников при смене труда, относятся следующие:

- нервно-эмоциональная перегрузка;
- умственное и физическое напряжение;
- перенапряжение зрительного анализатора.

На станции образовывается еще один, вредный фактор, который оказывает негативное воздействие на здоровье персонала – шум. Шум – это совокупность звуков различной частоты и интенсивности, возникающих вследствие колебательного движения частиц в упругих средах.

Шум ухудшает условия труда и оказывает вредное воздействие на организм человека. При длительном воздействии на организм человека возникают побочные явления: снижение остроты зрения, слуха, повышение артериального давления, снижение внимания. Сильный продолжительный шум может вызвать функциональные изменения в сердечно-сосудистой системе.

Шумоподавление осуществляется двумя способами:

- 1) о частотном спектре шума;
- 2) измеренный уровень звука, когда допускается частотная коррекционная характеристика шумомера.

Основными источниками шума на тепловых электростанциях являются турбины, котельные, насосы и др. Это оборудование расположено в производственных помещениях. Наиболее шумными являются турбинные помещения, котельные, газораспределительные пункты, компрессорные, насосные, угольные дробилки и др.

Однако существуют также источники шума в ТЭС, которые могут влиять на площадь, расположенную за пределами ТЭС. Это тяговые машины, открытые распределительные щиты, выпуск пара в атмосферу при срабатывании предохранительных клапанов и т. Д [16].

Для оптимальной работы и благоприятных условий труда работников

турбинного цеха АТЭС-1 необходимо рассчитать воздействие шума и вентиляцию помещения.

4.2 Расчет шума

Условия расчета

Произведите расчет акустического шума, а также меры по защите персонала от воздействия шума. При условии, что в помещении работает несколько источников шума, имеющих одинаковый уровень звуковой мощности. Источники расположены на полу ($f=1$). Источники шума расположены на расстоянии r от опорной точки, которая расположена на высоте 1,5 м от пола. Определите октавные уровни звукового давления в расчетной точке.

Расчетные данные сравниваются с нормированными уровнями звукового давления. Определите необходимое снижение звукового давления и рассчитайте параметры кабины наблюдения как меры защиты персонала от воздействия шума.

Исходные данные приведены в таблице 4.1

Таблица 4.1 – Исходные данные

Вид оборудования – котел	Количество источников – 6 Расстояние от ИШ до РТ: $r_1=r_5=4$ $r_2=r_6=5,6$ $r_3=r_4=4,8$	Отношение $V/S_{огр} = 0,8$ $l_{max}=1,2$ м	Объем помещения – 3200 м^3 Параметры кабины наблюдения: $15*10*5$ Площадь глухой стены $S_1=75 \text{ м}^2$ Площадь глухой стены $S_2=150 \text{ м}^2$ Площадь двери $S_3=4 \text{ м}^2$ Площадь окна $S_4=3 \text{ м}^2$
--------------------------	---	--	---

Источники шума – 6 котлов

Таблица 4.2 – Ориентировочные уровни звукового давления, создаваемые котлом

Наименование агрегата	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Котел	100	103	99	95	97	98	85	82

Расчет уровня звукового давления в рабочих помещениях, где несколько источников шума

Октавные уровни звукового давления в расчетных точках рабочих помещений в зоне прямого и отраженного звука должны определяться по формуле:

$$L = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^m \frac{\Delta_i \cdot \chi_i \cdot \Phi_i}{S_i} + \frac{4\Psi}{B} \sum_{i=1}^n \Delta_i \right), \quad (4,1)$$

L_{pi} – октавный уровень звуковой мощности дБ, создаваемый i -тым источником шума;

m – количество источников шума, ближайших к расчетной точке (т.е. источников, для которых $r_i < 6 \cdot r_{\min}$);

n – общее количество источников шума в помещении;

Минимальное расстояние от расчетной точки до акустического центра и ближайшего к ней источника, $r_{\min} = 4$ м, $6 \cdot r_{\min} = 24$ м.

Общее количество источников шума, принимаемых в расчет и расположенных вблизи расчетной точки, когда, $r_i < 6 \cdot r_{\min}$, будет равно 6 ($m=6$).

Наибольший габаритный размер источников $l_{\max} = 1,2$ м. Для всех источников выполняется условие $2 \cdot l_{\max} < r_{\min}$, $2,4$ м < 4 м. Поэтому можно принять $S_i = 2 \pi r_i^2$ – площадь правильной геометрической формы, окружающей источник и проходящий через расчетную точку.

$$S_1 = S_5 = 6,28 \cdot (4^2) = 100,48 \text{ м}^2 \quad (4.2)$$

$$S_2 = S_6 = 6,28 \cdot (5,6^2) = 196,94 \text{ м}^2 \quad (4.3)$$

$$S_3 = S_4 = 6,28 \cdot (4,8^2) = 144,69 \text{ м}^2 \quad (4.4)$$

Величина $r_{\min}/l_{\max} = 4/1,2 = 3,33$. По рисунку 4.1 определяем $\chi = 1$ – коэффициент, учитывающий влияние ближайшего акустического поля.

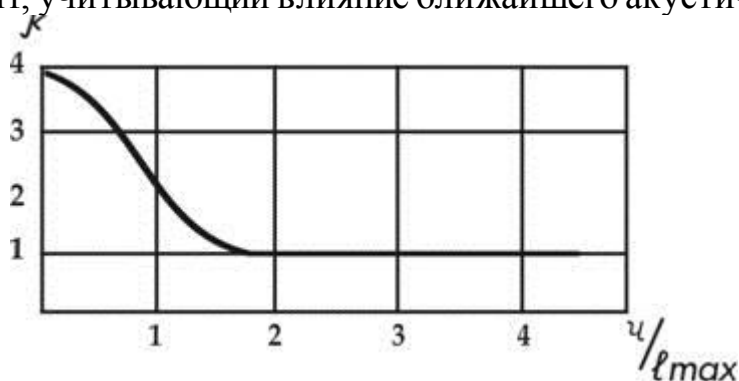


Рисунок 4.1 – График для определения коэффициента χ в зависимости от отношения r к максимальному линейному размеру источника шума l_{\max}

$\Phi=1$ – фактор напряженности источника шума, безразмерный,

определяемый опытным путем;

Определяем величину V и μ по табл. 3.8 и 3.9.

Тип помещения 1 – с небольшим количеством людей (металлообрабатывающие цеха, вентиляционные камеры, генераторные, машинные залы, испытательные стенды и т.п.):

$$V_{1000} = V/20 \quad (4.5)$$

$$V_{1000} = 3200/20 = 160 \text{ м}^3 \quad (4.6)$$

μ - частотный множитель, для данного объема ($V=3200$) указан в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Частотный множитель

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
μ	0,5	0,5	0,55	0,7	1	1,6	3	6

Ψ - коэффициент, учитывающий нарушение диффузности звукового поля, находится по графику в зависимости от отношения постоянной помещения V к площади ограждающих поверхностей $S_{\text{орг}}$ ($V/S_{\text{орг}}=0,8$), $\Psi = 0,65$.

Используя формулу найдем суммарные уровни звуковых давлений $L_{\text{общ}}$ в расчетной точке от всех источников шума. Далее, используя известные значения $L_{\text{доп}}$, указанные в таблице 4.4, определим требуемое снижение шума

$$\Delta L_{\text{тр}} = L_{\text{общ}} - L_{\text{доп}}, \quad (4.7)$$

Таблица 4.4 – Допустимые уровни звукового давления

Наименование помещений и рабочих мест	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
			5	0	0	0	0	0	0
Кабины дистанционного управления с речевой связью	$L_{\text{доп}}$	83	74	68	63	60	57	55	54

Произведем для примера расчет для частоты 125 Гц:

$$\Delta_{1,2,3} = 10^{0,1 \cdot L_p} = 10^{0,1 \cdot 103} = 10^{10,3} \quad (4.8)$$

$$B = B_{1000} \cdot \mu = 160 \cdot 0,5 = 80 \text{ м}^3 \quad (4.9)$$

$$L_{\text{общ}} = 10 \lg \left(2 \cdot \frac{10^{10,3} \cdot 1 \cdot 1}{100,48} + 2 \cdot \frac{10^{10,3} \cdot 1 \cdot 1}{196,94} + \frac{10^{10,3} \cdot 1 \cdot 1}{144,69} \right) + \frac{4 \cdot 0,65}{80} \cdot 6 \cdot 10^{10,3} = 96,65 \text{ дБ}, \quad (4.10)$$

$$L_{\text{гр}} = 96,78 - 74 = 22,65 \text{ дБ}. \quad (4.11)$$

Аналогичным образом, проведу расчет для частот 63, 250, 500, 1000, 2000, 4000 и 8000 Гц, расчеты проведу в программе «Microsoft office excel».

Таблица 4.5 – Акустический расчет

№	величина	ед.изм.	среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц							
			63,00	125,00	250,00	500,00	1000,00	2000,00	4000,00	8000,00
1	Lp	дБ	100,00	103,00	99,00	95,00	97,00	98,00	85,00	82,00
2	Δi	-	1,00E+10	2,00E+10	7,94E+09	3,16E+09	5,01E+09	6,31E+09	3,16E+08	1,58E+08
3	X1,2,3,4	-	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
4	φ	-	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
5	S1,5	м ²	100,48	100,48	100,48	100,48	100,48	100,48	100,48	100,48
6	S2,6	м ²	196,94	196,94	196,94	196,94	196,94	196,94	196,94	196,94
7	S3,4	м ²	144,69	144,69	144,69	144,69	144,69	144,69	144,69	144,69

ДП.5В071700.ДО.ПЗ.

Лист

8	B/Sогр	-	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80
9	ψ	-	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65
10	μ	-	0,50	0,50	0,55	0,70	1,00	1,60	3,00	6,00
11	B	м ²	80,00	80,00	88,00	112,00	160,00	256,00	480,00	960,00
12	Lсум	дБ	93,65	96,65	92,31	87,46	88,29	87,91	73,42	69,26
13	Lдоп	дБ	83,00	74,00	68,00	63,00	60,00	57,00	55,00	54,00
14	Lтр	дБ	10,65	22,65	24,31	24,46	28,29	30,91	18,42	15,26

ДП.5В071700.ДО.ПЗ.

Лист

ДП.5В071700.ДО.ПЗ.

Результаты акустического расчета в расчетной точке показали, что есть необходимость использования методов по снижению шумов.

Расчет мероприятий по снижению шума

Необходимо спроектировать стену и перекрытие кабины наблюдения со следующими параметрами:

Параметры кабины наблюдения – 15*10*5

Площадь глухой стены $S_1=75 \text{ м}^2$

Площадь глухой стены $S_2=150 \text{ м}^2$

Площадь двери $S_3=4 \text{ м}^2$

Площадь окна $S_4=3 \text{ м}^2$

Требуемую звукоизолирующую способность каждого элемента наблюдательной кабины рассчитаем по формуле:

$$R_{\text{тпi}}=L_{\text{ш}}-10\cdot\lg B+10\cdot\lg S_i- L_{\text{доп}}+10\cdot\lg n \quad (4.12)$$

Величину B найдем по формуле:

$$B=B_{1000}\cdot\mu. \quad (4.13)$$

Для наблюдательной кабины с объемом $V=15\cdot10\cdot5=750 \text{ м}^3$, имеем:

$$B_{1000}=V/10=75 \text{ м}^3 \quad (4.14)$$

Все расчеты сведем в таблицу 5.

$$L_{\text{ш}}= L_{\text{рsum}} \quad (4.15)$$

По сделанным расчетам, при помощи таблиц 3.16, 3.17 и 3.18 [16], выберем конструкции, обеспечивающие необходимую звукоизоляцию. Для уменьшения шума, производимого промышленным оборудованием, предусматриваются следующие мероприятия:

- для стен и перекрытий (S_1 и S_2) используем железобетонную плиту, толщиной 50 мм, средняя поверхностная плотность ограждения, которого 125 кг/м^2 ;

- спроектируем глухую щитовую дверь (S_3), марки ДБ-8 толщиной 40 мм, облицованная с двух сторон фанерой толщиной 4 мм, без уплотняющих прокладок;

- оконный блок с двойным переплетом, толщиной стекла 3 мм, воздушного зазора 170 мм без уплотняющих прокладок.

Таблица 4.6 – Расчет мероприятий по снижению шума

№	Величина	Ед.изм.	Среднегеометрическая частота, Гц							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	B1000	кв.м	75,00	75,00	75,00	75,00	75,00	75,00	75,00	75,00
2	μ	-	0,65	0,62	0,64	0,75	1,00	1,50	2,40	4,20
3	$B=\mu*B1000$		48,75	46,50	48,00	56,25	75,00	112,50	180,00	315,00
4	Lсум	дБ	93,65	96,65	92,31	87,46	88,29	87,91	73,42	69,26
5	Lдоп	дБ	83,00	74,00	68,00	63,00	60,00	57,00	55,00	54,00
6	10lgn		6,02	6,02	6,02	6,02	6,02	6,02	6,02	6,02
7	10lgB		16,88	16,67	16,81	17,50	18,75	20,51	22,55	24,98
8	10lgS1(S1=75 м2)		18,75	18,75	18,75	18,75	18,75	18,75	18,75	18,75
9	10lgS2(S2=150 м2)		21,76	21,76	21,76	21,76	21,76	21,76	21,76	21,76
10	10lgS3(S3=4 м2)		6,02	6,02	6,02	6,02	6,02	6,02	6,02	6,02
11	10lgS4(S4=3 м2)		4,77	4,77	4,77	4,77	4,77	4,77	4,77	4,77
12	Rтр1	дБ	18,55	30,75	32,27	31,73	34,31	35,17	20,64	15,05
13	Rтр2	дБ	21,56	33,76	35,28	34,74	37,32	38,18	23,65	18,06
14	Rтр3	дБ	5,82	18,02	19,54	19,00	21,58	22,44	7,91	2,32
15	Rтр4	дБ	4,57	16,77	18,29	17,75	20,33	21,19	6,66	1,07

В результате стены, перекрытия, окно и дверь обеспечат полную звукоизоляцию кабины наблюдения.

4.3 Расчет вентиляции турбинного цеха

Избыточное тепло, влага считаются основными вредными выделениями, которые попадают в помещение.

Помещения с большим количеством избыточного тепла (23 Вт/м² и более) относят к группе горячих цехов. Чрезмерное тепло вызывается сочетанием поступления тепла от людей, искусственного освещения, выделяющегося тепла от оборудования, охлаждающих материалов, массивных закрытых конструкций и т. д. Поступление тепла от людей устанавливается в зависимости от количества перемещаемых людей во время работы и температуры окружающей среды в помещении.

Тепловые поступления и тепловые потери из-за перепадов температур.

Расчет подвода тепла через наружные ограждения в летний период года осложняется значительными колебаниями температуры в течение всего дня и еще большими колебаниями теплового потока на наружных поверхностях ограждений в результате воздействия солнечной радиации. Массивность этих барьеров также оказывает значительное влияние на теплообмен, уменьшая колебания температуры на их внутренней поверхности.

$$Q_{огр} = V_{пом} \times X_0 \times (t_{Нрасч} - t_{Врасч}), \text{Вт} \quad (4.16)$$

где $V_{пом} = 38 \times 268 \times 16,5 = 168000 \text{ м}^3$ – объем помещения;

$X_0 = 0,42 \text{ Вт/м}^3\text{°С}$ – удельная тепловая характеристика.

Для теплого периода г. Алматы:

$t_{Нрасч} = 23,1\text{°С}$ – средняя температура самого жаркого месяца для теплого периода по СН и П РК 2.04-21-2004 «Энергопотребление и тепловая защита гражданских зданий».

$t_{Врасч} = 20\text{°С}$ – внутренняя температура с учетом комфортных условий, предъявляемых к производственным процессам.

$$Q_{огр} = 168000 \times 0,42 \times (23,1 - 20) = 218736 \text{ Вт} \quad (4.17)$$

Тепловое поступление от солнечного света через остекление.

Тепло от солнечного света может значительно увеличить приток тепла в помещение. Здание получает до 90% солнечного тепла, и лишь небольшая его часть отражается в стекле. Летом потребление теплового излучения наиболее велико. Наибольшая тепловая нагрузка достигается при максимальном уровне излучения, которое имеет прямую и рассеянную составляющие. Интенсивность излучения зависит от ширины местности, времени года и времени суток [15].

Тепловые поступления от солнечного света должно быть рассчитано по формуле:

$$Q_{\text{с.р.}} = (q^I \times F_0^I + q^{II} \times F_0^{II}) \times \beta_{\text{сз}} \quad (4.18)$$

где q^I, q^{II} – тепловые потоки от прямой и рассеянной солнечной радиации, Вт/м²

F_0^I, F_0^{II} – площади светового проема, облучаемые и не облучаемые прямой солнечной радиацией, м²

$\beta_{\text{сз}} = 1$ – коэффициент тепло пропускания [16].

В период облучения остекления от солнца, когда его лучи попадают через окно в помещение:

$$Q_{\text{с.р.}} = \left(F_0 \times n_c \times (q_{\text{вп}} + q_{\text{вр}}) + F_0 \times n_{\text{ю}} \times (q_{\text{вп}} + q_{\text{вр}}) \right) \times \beta_{\text{сз}} \times K_1 \times K_2 \quad (4.19)$$

где $q_{\text{вп}}, q_{\text{вр}}$ – тепловые потоки от прямой рассеянной радиации, Вт/м², для широты в 44° СШ при расположении С: $q_{\text{вп}}=0$; $q_{\text{вр}} = 64$ Вт/м²; при расположении Ю: $q_{\text{вп}}=162$; $q_{\text{вр}} = 81$ Вт/м²;

$F_0=420$ м² – площадь светового проема;

K_1 – коэффициент затемнения остекления переплетами (K_1^C – для облученных проемов), для остекления в металлических переплетах $K_1^C = 0,8$ [16];

K_2 – коэффициент загрязнения остекления, $K_2 = 0,9$ [16].

Тогда суммарный тепловой прирост солнечного света от окон с обеих сторон будет равен:

$$\begin{aligned} Q_{\text{с.р.}} &= (420 \times (0 + 64) + 420 \times (162 + 81)) \times 1 \times 0,8 \times 0,9 \\ &= 92,8 \text{ кВт} \end{aligned} \quad (4.20)$$

Тепловые поступления от людей.

Эти данные о наличии тепла зависят в основном от количества людей в помещении, сложности выполняемых ими работ и конечно же от параметров окружающей среды. Помимо явного тепла, которое организм передает в окружающую среду, учитывается также скрытое тепло (испарение влаги с поверхности кожи и из легких).

Человек излучает $q_{\text{л}}=78$ Вт кажущегося тепла [16]. В турбинном цехе ТЭЦ-1 в одну смену работают 18 человек. Тогда произойдет выброс очевидного тепла людьми:

$$Q_{\text{л}}^{\text{я}} = 18 \times 78 = 1,4 \text{ кВт} \quad (4.21)$$

Тепловые поступления от осветительных приборов.
Наличие тепла от ламп определяется по формуле [16]:

$$Q_{\text{осв}} = F_{\text{пол}} \times N_{\text{осв}} \times \eta \quad (4.22)$$

где $N_{\text{осв}}$ – установленная мощность ламп ($N=80$ Вт/м²);
 η – коэффициент перевода электрической энергии в тепловую. В турбинном цехе используют люминесцентные лампы, тогда $\eta=0,55$.

$$Q_{\text{осв}} = 8576 \times 80 \times 0,55 = 377,8 \text{ кВт} \quad (4.23)$$

Тепловые поступления от оборудования

В турбинном цехе находится 3 турбины и 3 электрогенератора с установочной мощностью $N_{\text{уст}}=145$ МВт.

Тепло, выделяемое нагретыми поверхностями турбин и генераторов, определяется по формуле [16]:

$$Q_{\text{об.}} = \eta_1 \times \eta_2 \times N_{\text{уст}} \quad (4.24)$$

где $\eta_1 = 0,92$, $\eta_2 = 0,98$

$$Q_{\text{об.}} = 0,92 \times 0,98 \times 145 \times 10^3 = 130732 \text{ кВт} \quad (4.25)$$

Избыточное количество тепла, поступающего в турбинное отделение, рассчитываем по формуле:

$$Q_{\text{изб}} = Q_{\text{ср}} + Q_{\text{об}} + Q_{\text{оу}} + Q_{\text{л}} - Q_{\text{огр}} \quad (4.26)$$

$$Q_{\text{изб}} = 92,8 + 130732 + 377,8 + 1,4 - 218,7 = 130985,3$$

Определение объема воздуха для воздухообмена за счет удаления излишков тепла

Необходимо определить тепло напряжённость воздуха:

$$Q_{\text{Н}} = \frac{Q_{\text{изб}}}{V} = \frac{130985,3}{168000} = 0,78 \quad (4.27)$$

$$Q_{\text{Н}} < 20, \Delta t = 6$$

Расчет потребного воздухообмена для удаления избыточного тепла производится по формуле:

$$L = \frac{860 \times Q_{\text{изб}}}{\gamma_{\text{в}} \times c_{\text{в}} \times \Delta t} \quad (4.28)$$

где L , м³/ч – потребный воздухообмен;

$Q_{\text{изб}}$, Вт – избыточное тепло;

$\gamma_{\text{в}} = 1,206$ кг/м³ – удельная масса приточного воздуха;

$c_{\text{в}} = 0,24 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}} \text{ } ^\circ\text{C} = 1005 \text{ Дж/кг } ^\circ\text{C}$ – теплоемкость воздуха;

$$L = \frac{860 \times 130985,3}{1,206 \times 1,005 \times 6} = 15490 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}} \quad (4.29)$$

Для обеспечения требуемых параметров микроклимата исходя из полученных данных следует установить осевой вентилятор типа В 2.3-130-6.3 с производительностью до 16000 м³/ч.

5 Экономический раздел

В данном разделе рассматривается технико-экономическое обоснование модернизации подогревателя низкого давления для турбоустановки ПТ-60-90/13. Необходимость экономического обоснования проекта связана прежде всего с тем, что в непростой экономической ситуации в мире ценообразование на топливо, оборудование имеет непостоянный характер. В результате расчета будут определены затраты на реализацию и срок окупаемости проекта. Изменение производственных затрат ТЭЦ-1 при реализации проекта формируется за счет изменений затрат на топливо, амортизационных отчислений от вновь вводимых фондов, затрат на ремонт и т.д.

5.1 Расчет себестоимости до модернизации проекта

Исходные данные:

Годовой объем выработки электрической и тепловой энергии:

$\mathcal{E}_в = 281,2$ млн. кВт·ч;

$Q_в = 1649,9$ тыс. Гкал;

Установленная мощность $N_y = 145$ МВт.

Топливом станции является Карагандинский уголь марки К0-100 с низшей теплотой сгорания $Q_n^p = 5090$ ккал/кг. Цена топлива $C_t = 15000$ тг/тнт.

Удельный расход топлива на выработку одного кВт·ч, $b_э = 178,8$ гут/кВтч; а удельный расход топлива на выработку одной Гкал тепловой энергии $b_t = 182,9$ кгут/Гкал.

Общее число часов использования установленной электрической мощности АТЭЦ-1 $T_m = 1950$ часов.

Капитальные вложения в строительство ТЭЦ будут составлять:

$$K = K_{уд} \cdot N_y \cdot (1 - 0,3) \text{ млн. тнг.}$$

Где N_y – установленная электрическая мощность станции, МВт.

$K_{уд} = 2000$ \$/кВт

0,3 – коэффициент износа

$$K = 145 \times 10^3 \times 2000 \times (1 - 0,3) \times 412 = 83636 \text{ млн. тнг.} \quad (5.1)$$

Норма амортизационных отчислений вычисляется в размере 6% от величины К:

$$И_{ао} = 0,06 \times K = 0,06 \times 83636 = 5018,16 \text{ млн. тнг.} \quad (5.2)$$

Определение годового отпуска энергии ТЭЦ

Годовой отпуск электрической и тепловой энергии определяется по формулам:

$$\mathcal{E}_{от} = \mathcal{E}_в \times (1 - \mathcal{E}_{сн}), \text{ млн. кВтч} \quad (5.3)$$

$$Q_{от} = Q_в \times (1 - Q_{сн}), \text{ тыс. Гкал} \quad (5.4)$$

Где $\mathcal{E}_в$ и $Q_в$ – годовая выработка электрической и тепловой энергии соответственно:

$$\mathcal{E}_{от} = 281,2 \times (1 - 0,09) = 255,9 \text{ млн. кВтч} \quad (5.3)$$

$$Q_{от} = 1649,9 \times (1 - 0,01) = 1633,4 \text{ тыс. Гкал} \quad (5.4)$$

Определение затрат на топливо

Годовой расход топлива на выработку электрической и тепловой энергии определяется по формулам:

$$B_э = \mathcal{E}_в \times b_э = 281,2 \times 10^6 \times 178,8 \times 10^{-6} = 50,3 \text{ тыс. тут} \quad (5.5)$$

$$B_т = Q_в \times b_т = 1649,9 \times 182,9 = 301,7 \text{ тыс. тут} \quad (5.6)$$

Итого расход топлива ТЭЦ составляет:

$$B_y = B_э + B_т = 50,3 + 301,7 = 352 \text{ тыс. тут.} \quad (5.7)$$

Расход натурального топлива будет:

$$B_н = B_y \div K_п, \text{ тыс. тнт.} \quad (5.8)$$

Где $K_п$ коэффициент перевода условного топлива в натуральное.

$$K_п = \frac{Q_н^p}{7000} = \frac{5090}{7000} = 0,727 \quad (5.9)$$

$$B_н = 352 \div 0,727 = 484,2 \text{ тыс. тнт.} \quad (5.8)$$

Затраты на транспорт 1 тнг. ($\mathcal{C}_{тр}$) твердого топлива определяются:

$$\mathcal{C}_{тр} = R \times 1,5 = 1000 \times 1,5 = 1500 \frac{\text{тнг}}{\text{тнт}} \quad (5.10)$$

$$I_т = B_н \times (\mathcal{C}_т + \mathcal{C}_{тр}) = 484,2 \times 16500 = 7989 \text{ млн. тнг.} \quad (5.11)$$

Расчет КПД использования топлива

Известно, что для получения 1 кВтч электроэнергии необходимо 123 гут, а для получения 1 Гкал тепловой энергии требуется 143 кгут при КПД установок, равных единице. Коэффициент полезного использования топлива, с учетом расхода электроэнергии и тепла на собственные нужды определяется:

$$\eta_{\text{э}} = \frac{123}{b_{\text{э}}} \times 100\% = \frac{123}{178,8} \times 100\% = 68,8\% \quad (5.12)$$

$$\eta_{\text{т}} = \frac{143}{b_{\text{т}}} \times 100\% = \frac{143}{182,9} \times 100\% = 78,2\% \quad (5.13)$$

Коэффициент использования равен:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{0,86 \times \mathcal{E}_{\text{от}} + Q_{\text{от}}}{7 \times B_{\text{у}}} \times 100\% = \frac{0,86 \times 255,9 + 1633,4}{7 \times 352} \times 100\% \\ &= 75,2\% \end{aligned} \quad (5.14)$$

Расчет затрат на воду

Вода на станции используется для охлаждения пара в конденсаторах паровых турбин, подачи в систему отопления, охлаждения генераторов и трансформаторов, удаления золы и др. В зависимости от системы водоснабжения станции, количество затрат на воду также зависит. В последнее время затраты тепловых электростанций на воду возросли и в некоторых случаях могут достигать 1,4-1,6 тенге / кВт ч.

Для более крупных расчетов затраты на водоснабжение можно рассчитать по следующей формуле:

$$I_{\text{в}} = \mathcal{E}_{\text{выр}} \times 1,5 = 281,2 \times 1,5 = 421,8 \text{ млн. тнг.} \quad (5.15)$$

Расчет затрат на заработную плату

Численность персонала на станции можно рассчитать с помощью коэффициента штата, который показывает численность персонала на 1 МВт установленной электрической мощности ТЭЦ. Установленная электрическая мощность станции определяется максимальным количеством часов установленного энергопотребления и годовой выработкой электрической энергии:

$$N_{\text{у}} = \frac{281,2 \times 10^9}{1950} = 145 \text{ МВт} \quad (5.16)$$

$K_{ш}$ для ТЭЦ меньшей мощности 1,6-1,8 чел/МВт.
Численность персонала определяется:

$$ЧП = K_{ш} \times N_y = 1,8 \times 145 = 261 \text{ чел.} \quad (5.17)$$

Чтобы определить суммарный фонд заработной платы воспользуемся следующей формулой:

$$I_{зп} = I_{зпо} + I_{зпд} + I_{зпн} \quad (5.18)$$

Величина среднегодовой основной заработной платы $I_{зпо}$ принимается в размере 1800 тыс. тенге на одного работающего. Величина $I_{зпд}$ берется в размере 10-15% от значения $I_{зпо}$. Начисления на заработную плату $I_{зпн}$ (социальный налог и отчисления в пенсионный фонд) принимаются в размере 21% от суммы $I_{зпо}$ и $I_{зпд}$.

$$I_{зпо} = 1800 \times 261 = 469,8 \text{ млн. тнг.} \quad (5.19)$$

$$I_{зпд} = 469,8 \times 0,1 = 46,98 \text{ млн. тнг.} \quad (5.20)$$

$$I_{зпн} = (469,8 + 46,98) \times 0,21 = 108,5 \text{ млн. тнг.} \quad (5.21)$$

$$I_{зп} = 469,8 + 46,98 + 108,5 = 625,28 \text{ млн. тнг.} \quad (5.18)$$

Расчет затрат на проведение текущего ремонта

Помимо затрат на проведение плановых ремонтов производственного оборудования, также включаются затраты на технический осмотр и техническое обслуживание оборудования в рабочем состоянии и определяются по следующей формуле:

$$I_{рем} = 0,15 \times I_{ао} = 0,15 \times 4141,2 = 621,2 \text{ млн. тнг.} \quad (5.22)$$

Расчет платы за выбросы

При сжигании на станции Карагандинского угля, величина платы за выбросы находится в пределах 110-120 тенге за тнт:

$$I_{выб} = 110 \times V_H = 110 \times 484,2 = 53,3 \text{ млн. тнг.} \quad (5.23)$$

Общестанционные и цеховые расходы определяются:

$$I_{общ} = 0,2 \times (I_{ао} + I_{зп} + I_{тр}) = 0,2 \times (4141,2 + 625,28 + 621,2) = 1007,5 \text{ млн. тнг.} \quad (5.24)$$

Расчет себестоимости отпуска энергии [17].

$K_p = 0,14$ – который показывает, какое количество израсходовано на отпуск электрической энергии, а разница $(1 - K_p) = 0,86$ – показывает долю расхода топлива на отпуск тепловой энергии.

Таблица 5.1 – Составляющие затрат на производство электрической и тепловой энергии

Составляющие затрат	И, всего, млн.тнГ.	И, эл энергия, млн.тнГ.	И _т тепло, млн.тнГ.
Топливо, И _т	7989	1118,46	6870,54
Вода, И _в	421,8	59,05	362,75
Фонд заработной платы, И _{зп}	625,28	87,54	537,74
Амортизационные отчисления, И _{ао}	5018,16	702,54	4315,62
Ремонт, И _р	621,2	86,97	534,23
Общестанционные, И _{об}	1007,5	141,05	866,45
Плата за выбросы, И _{выб}	53,3	7,46	45,84
Итого затрат	15736,24	2203,07	13533,17

Себестоимость отпуска электрической энергии определяется:

$$S_э = \frac{И_т + И_в + И_{зп} + И_{ао} + И_п + И_{об} + И_{выб}}{\mathcal{E}_{от}} = \frac{2203,07}{255,9} = 8,6 \frac{\text{тнГ}}{\text{кВт}} \quad (5.25)$$

Себестоимость отпуска тепловой энергии определяется:

$$S_э = \frac{И_т + И_в + И_{зп} + И_{ао} + И_п + И_{об} + И_{выб}}{\mathcal{E}_{от}} = \frac{13533,17 \times 10^3}{1633,4} = 8285,3 \frac{\text{тнГ}}{\text{Гкал}} \quad (5.26)$$

5.2 Расчет себестоимости после модернизации проекта

Исходные данные:

Годовой объем выработки электрической и тепловой энергии:

$\mathcal{E}_в = 281,2$ млн. кВт·ч;

$Q_в = 1649,9$ тыс. Гкал;

Установленная мощность $N_y = 145$ МВт.

Топливом станции является Карагандинский уголь марки К0-100 с низшей теплотой сгорания $Q_n^P = 5090$ ккал/кг. Цена топлива $C_t = 15000$ тг/тнТ.

Удельный расход топлива на выработку одного кВт·ч, $b_э = 177,2$ гут/кВтч; а удельный расход топлива на выработку одной Гкал тепловой энергии $b_т = 182,1$ кгут/Гкал.

Общее число часов использования установленной электрической мощности АТЭЦ-1 $T_M=1950$ часов.

Капитальные вложения в строительство ТЭЦ будут составлять:

$$K = K_{y\partial} \cdot N_y \cdot (1 - 0,3) \text{ млн. тнг.} \quad (5.27)$$

Где N_y – установленная электрическая мощность станции, МВт.

$K_{y\partial} = 2000$ \$/кВт

0,3 – коэффициент износа

$$K = 145 \times 10^3 \times 2000 \times (1 - 0,3) \times 412 = 83636 \text{ млн. тнг.} \quad (5.28)$$

Норма амортизационных отчислений вычисляется в размере 6% от величины K :

$$I_{ao} = 0,06 \times K = 0,06 \times 83636 = 5018,16 \text{ млн. тнг.} \quad (5.29)$$

Определение годового отпуска энергии ТЭЦ

Годовой отпуск электрической и тепловой энергии определяется по формулам:

$$\mathcal{E}_{от} = \mathcal{E}_в \times (1 - \mathcal{E}_{сн}), \text{ млн. кВтч} \quad (5.30)$$

$$Q_{от} = Q_в \times (1 - Q_{сн}), \text{ тыс. Гкал} \quad (5.31)$$

Где $\mathcal{E}_в$ и $Q_в$ – годовая выработка электрической и тепловой энергии соответственно:

$$\mathcal{E}_{от} = 281,2 \times (1 - 0,09) = 255,9 \text{ млн. кВтч} \quad (5.30)$$

$$Q_{от} = 1649,9 \times (1 - 0,01) = 1633,4 \text{ тыс. Гкал} \quad (5.31)$$

Определение затрат на топливо

Годовой расход топлива на выработку электрической и тепловой энергии определяется по формулам:

$$B_э = \mathcal{E}_в \times b_э = 281,2 \times 10^6 \times 177,2 \times 10^{-6} = 49,8 \text{ тыс. тут} \quad (5.32)$$

$$B_T = Q_в \times b_T = 1649,9 \times 182,1 = 300,4 \text{ тыс. тут} \quad (5.33)$$

Итого расход топлива ТЭЦ составляет:

$$B_y = B_э + B_T = 49,8 + 300,4 = 350,2 \text{ тыс. тут.} \quad (5.34)$$

Расход натурального топлива будет:

$$B_H = B_y \div K_{\Pi}, \text{ тыс. тнт.} \quad (5.35)$$

Где K_{Π} коэффициент перевода условного топлива в натуральное.

$$K_{\Pi} = \frac{Q_H^P}{7000} = \frac{5090}{7000} = 0,727 \quad (5.36)$$

$$B_H = 350,2 \div 0,727 = 481,7 \text{ тыс. тнт.} \quad (5.35)$$

Затраты на транспорт 1 тнг. ($C_{\text{тр}}$) твердого топлива определяются:

$$C_{\text{тр}} = R \times 1,5 = 1000 \times 1,5 = 1500 \frac{\text{тнг}}{\text{тнт}} \quad (5.36)$$

$$I_T = B_H \times (C_T + C_{\text{тр}}) = 481,7 \times 16500 = 7948,1 \text{ млн. тнг.} \quad (5.37)$$

Расчет КПД использования топлива

Известно, что для получения 1 кВтч электроэнергии необходимо 123 гут, а для получения 1 Гкал тепловой энергии требуется 143 кгут при КПД установок, равных единице. Коэффициент полезного использования топлива, с учетом расхода электроэнергии и тепла на собственные нужды определяется:

$$\eta_{\text{э}} = \frac{123}{b_{\text{э}}} \times 100\% = \frac{123}{177,2} \times 100\% = 69,4\% \quad (5.38)$$

$$\eta_{\text{т}} = \frac{143}{b_{\text{т}}} \times 100\% = \frac{143}{182,1} \times 100\% = 78,5\% \quad (5.39)$$

Коэффициент использования равен:

$$\eta = \frac{0,86 \times \mathcal{E}_{\text{от}} + Q_{\text{от}}}{7 \times B_y} \times 100\% = \frac{0,86 \times 255,9 + 1633,4}{7 \times 350,2} \times 100\% \\ = 75,6\% \quad (5.40)$$

Расчет затрат на воду

Вода на станции используется для охлаждения пара в конденсаторах паровых турбин, подачи в систему отопления, охлаждения генераторов и трансформаторов, удаления золы и др. В зависимости от системы водоснабжения станции, количество затрат на воду также зависит. В

последнее время затраты тепловых электростанций на воду возросли и в некоторых случаях могут достигать 1,4-1,6 тенге / кВт ч.

Для более крупных расчетов затраты на водоснабжение можно рассчитать по следующей формуле:

$$I_{\text{в}} = \mathcal{E}_{\text{выр}} \times 1,5 = 281,2 \times 1,5 = 421,8 \text{ млн. тнг.} \quad (5.41)$$

Расчет затрат на заработную плату

Численность персонала на станции можно рассчитать с помощью коэффициента штата, который показывает численность персонала на 1 МВт установленной электрической мощности ТЭЦ. Установленная электрическая мощность станции определяется максимальным количеством часов установленного энергопотребления и годовой выработкой электрической энергии:

$$N_y = \frac{281,2 \times 10^9}{1950} = 145 \text{ МВт} \quad (5.42)$$

$K_{\text{ш}}$ для ТЭЦ меньшей мощности 1,6-1,8 чел/МВт.

Численность персонала определяется:

$$\text{ЧП} = K_{\text{ш}} \times N_y = 1,8 \times 145 = 261 \text{ чел.} \quad (5.43)$$

Чтобы определить суммарный фонд заработной платы воспользуемся следующей формулой:

$$I_{\text{зп}} = I_{\text{зпо}} + I_{\text{зпд}} + I_{\text{зпн}} \quad (5.44)$$

Величина среднегодовой основной заработной платы $I_{\text{зпо}}$ принимается в размере 1800 тыс. тенге на одного работающего. Величина $I_{\text{зпд}}$ берется в размере 10-15% от значения $I_{\text{зпо}}$.

Начисления на заработную плату $I_{\text{зпн}}$ (социальный налог и отчисления в пенсионный фонд) принимаются в размере 21% от суммы $I_{\text{зпо}}$ и $I_{\text{зпд}}$.

$$I_{\text{зпо}} = 1800 \times 261 = 469,8 \text{ млн. тнг.} \quad (5.45)$$

$$I_{\text{зпд}} = 469,8 \times 0,1 = 46,98 \text{ млн. тнг.} \quad (5.46)$$

$$I_{\text{зпн}} = (469,8 + 46,98) \times 0,21 = 108,5 \text{ млн. тнг.} \quad (5.47)$$

$$I_{\text{зп}} = 469,8 + 46,98 + 108,5 = 625,28 \text{ млн. тнг.} \quad (5.44)$$

Расчет затрат на проведение текущего ремонта

Помимо затрат на проведение плановых ремонтов производственного оборудования, также включаются затраты на технический осмотр и техническое обслуживание оборудования в рабочем состоянии и определяются по следующей формуле:

$$I_{\text{рем}} = 0,15 \times I_{\text{ао}} = 0,15 \times 4141,2 = 621,2 \text{ млн. тнг.} \quad (5.48)$$

Расчет платы за выбросы

При сжигании на станции Карагандинского угля, величина платы за выбросы находится в пределах 110-120 тенге за тнт:

$$I_{\text{выб}} = 110 \times V_{\text{н}} = 110 \times 481,7 = 52,9 \text{ млн. тнг.} \quad (5.49)$$

Общестанционные и цеховые расходы определяются:

$$I_{\text{общ}} = 0,2 \times (I_{\text{ао}} + I_{\text{зп}} + I_{\text{тр}}) = 0,2 \times (4141,2 + 625,28 + 621,2) = 1007,5 \text{ млн. тнг.} \quad (5.50)$$

Расчет себестоимости отпуска энергии [17].

$K_p = 0,14$ – который показывает, какое количество израсходовано на отпуск электрической энергии, а разница $(1 - K_p) = 0,86$ – показывает долю расхода топлива на отпуск тепловой энергии.

Таблица 5.2 – Составляющие затрат на производство электрической и тепловой энергии

Составляющие затрат	И, всего, млн. тнг.	И _э эл энергия, млн. тнг.	И _т тепло, млн. тнг.
Топливо, И _т	7948,1	1112,72	6835,28
Вода, И _в	421,8	59,05	362,75
Фонд заработной платы, И _{зп}	625,28	87,54	537,74
Амортизационные отчисления, И _{ао}	5018,16	702,54	4315,62
Ремонт, И _р	621,2	86,97	534,23
Общестанционные, И _{об}	1007,5	141,05	866,45
Плата за выбросы, И _{выб}	52,9	7,4	45,5
Итого затрат	15694,9	2197,27	13497,57

5.3 Технико-экономическое обоснование после модернизации

Модернизация АТЭЦ-1 путем повышения эффективности теплообмена подогревателя низкого давления приводит к увеличению термического КПД станции, что в свою очередь влияет на уменьшение расхода топлива на выработку электрической и тепловой энергии.

Затраты на топливо и выбросы до модернизации:

$$I_T = 7989 \text{ млн. тнг.}$$

$$I_{\text{выб}} = 53,3 \text{ млн. тнг.}$$

Затраты на топливо и выбросы после модернизации:

$$I_T = 7948,1 \text{ млн. тнг.}$$

$$I_{\text{выб}} = 52,9 \text{ млн. тнг.}$$

В результате модернизации затраты на топливо и выбросы сокращаются на 42,3 млн. тнг. в год.

Капитальные затраты на реализацию проекта складываются из стоимости труб из нержавеющей стали для трех подогревателей низкого давления, ремонтно-монтажных и пуско-наладочных работ, доставки оборудования и т.д.

Стоимость оборудования будет составлять 110 млн. тнг.

Амортизационные отчисления на внедренное оборудование [17]:

$$A = A \cdot \Delta K = 0,12 \cdot 110 \text{ млн. тнг.} = 13,2 \text{ млн. тнг.} \quad (5.51)$$

где $A = A\%/100$ – амортизационные отчисления от капитальных вложений;

$A\% = 12\%$ – норма амортизационных отчислений.

Расчетный ожидаемый срок окупаемости реконструкции системы технического водоснабжения [17]:

$$\tau_{\text{ок}} = \frac{L}{(\Delta C_w - A)} = \frac{120}{(42,3 - 13,2)} = 4,1 \text{ года} \approx 4 \text{ года } 1 \text{ месяц} \quad (5.52)$$

L – капитальные затраты на реализацию проекта.

Вывод: в ходе выполнения данного раздела был произведен расчет себестоимости отпуска электрической и тепловой энергии до и после модернизации. Повышение эффективности теплообмена подогревателя низкого давления путем замены латунных трубок на трубки из нержавеющей стали приводит к увеличению термического КПД станции, что в свою очередь влияет на уменьшение расхода топлива на выработку электрической и тепловой энергии. Из расчета видно, что денежные средства, вложенные в данный проект, будут возвращены в течении 4 лет и 1 месяца, за счет прибыли, полученной при экономии топлива.

Заключение

В данном дипломном проекте мы произвели модернизацию Алматинской ТЭЦ-1 путем замены латунных трубок подогревателя низкого давления на трубки из нержавеющей стали.

Использование трубок из нержавеющей стали приводит к повышению эффективности теплообмена в поверхностном подогревателе низкого давления. За счет повышения эффективности регенеративного подогрева питательной воды, мы получаем увеличение термического КПД станции, что в свою очередь влияет на значение удельного расхода топлива.

Также был произведен тепловой расчет по 4 характерным режимам работы АТЭЦ-1. Составлена таблица по балансам тепла и пара.

В разделе безопасность жизнедеятельности, мы провели анализ условий труда в турбинном цехе, из которого видно, что одной из главных проблем с точки зрения охраны труда является микроклимат производственного помещения. Для обеспечения благоприятных условий труда, для продуктивной работы в турбинном цехе, мы рассчитали количество избыточного тепла, которое необходимо устранять. Также произвели акустический расчёт турбинного цеха, и приняли меры по снижению уровня шума.

В экономической части мы рассмотрели эффективность модернизации АТЭЦ-1. В результате выполненных расчетов мы выяснили, что денежные средства, вложенные в данный проект, будут возвращены в течении 4 лет и 4 месяцев, за счет прибыли, полученной при экономии топлива.

Список литературы

1 «Теплотехнический справочник». Под общей редакцией В.Н.Юренева и П.Д.Лебедева. Том 2, Москва «Энергия», 1976.

2 «Теплоэнергетика и теплотехника» – Справочная серия, книга третья, «Тепловые и атомные электростанции», под общей редакцией А.В.Клименко и В.М.Зорина, МЭИ Москва, 2003.

3 «Тепловые электрические станции», Справочное пособие, Е.А.Бойко, К.В.Баженов, П.А.Грачев. КГТУ, Красноярск 2006.

4 Шляхин П.Н. «Паровые и газовые турбины», издание второе, Москва «Энергия», 1974.

5 Капелович Б.Э., Логинов И.Г. «Эксплуатация и ремонт паротурбинных установок», Москва: Энергоиздат, 1988.

6 Елизаров Д.П. «Теплоэнергетические установки электростанций», Москва: Энергоиздат, 1987.

7 Г.С. Борисов, В.П. Брыков, Ю.И. Дытнерский «Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию», Москва: Химия, 1991.

8 Рихтер Л.А., Елизаров Д.П., Лавыгин В.М. «Вспомогательное оборудование тепловых электростанций» Москва: Энергоатомиздат, 1987.

9 Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС. Москва: Энергоатомиздат, 1998.

10 Гиршфельд В.Я., Князев А.М., Куликов В.Е. Расчет стационарных теплообменников. Москва: МЭИ, 1974.

11 Цанев С.В., Тамбиева И.Н., Короткова Л.С. Тепловые схемы и показатели конденсационных паротурбинных установок. М.: МЭИ, 1983.

12 Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции: Учебник для вузов/ Под ред. В.Я. Гиршфельда. – 3– издание, переработан и дополнен– Москва: Энергоатомиздат, 1987.

13 Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник. – Москва: Энергоатомиздат, 2001.

14 И.Б.Бакытжанов, В.О.Байбекова, К.С.Олжабаева «Тепловые электрические станции. Дипломное проектирование» Методические указания для студентов специальности 5В071700–Теплоэнергетика. – Алматы: АУЭС, 2013.

15 СП РК 2.04-01-2017 «Строительная теплотехника».

16 Хакимжанов Т.Е. «Безопасность жизнедеятельности. Расчет аспирационных систем» Методические указания к выполнению раздела в дипломных проектах (для студентов всех форм обучения всех специальностей) Алматы: АИЭС, 2002.

17 Парамонов С.Г. Методические указания для курсовых работ по дисциплине «Экономика отрасли» для студентов специальности теплоэнергетика. Алматы: АУЭС, 2013.