

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Некоммерческое акционерное общество
АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ

кафедра Тепловое энергетические установки

«Допущен к защите»
Заведующий кафедрой Кибарих АА
кандидат технических наук, доцент
(Ф.И.О., ученая степень, звание)
« » 20 г.
(подпись)

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

На тему: Анализ потерь пара и конденсата на АЭС ТЭЦ-1

Специальность теплоэнергетика

Выполнил (а) Сейткарова Т.С. ТЭС-10-3
(Фамилия и инициалы) группа

Научный руководитель Боршова Н.Т. доцент, кандидат физ.-мат. наук
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)

Консультанты:

по экологической части:

Парамонов С.Т. кандидат экон. наук
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)

« » 20 г.
(подпись)

по безопасности жизнедеятельности:

Белибекова А.С. старший прел.
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)

«11» июня 2014 г.
(подпись)

по примененно вычислительной техники:

Боршова Н.Т. к.фр.-м.н. доцент
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)

«11» 06 2014 г.
(подпись)

Нормоконтролер: Дубовик В.П. доцент
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)

«16» 06 2014 г.
(подпись)

Рецензенту

(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
« » 20 г.
(подпись)

Алматы 2014 г.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Некоммерческое акционерное общество
АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ

Факультет теплоэнергетический
Специальность теплоэнергетика
Кафедра тепловые энергетические установки

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломного проекта

Студент Сейтжанови Тайно Сабармановна
(фамилия, имя, отчество)

Тема проекта „Снижение потери пара и конденсата на АЭС ТЭЦ-1“

утверждена приказом ректора № 115 от «24» сентября 2013 г.
Срок сдачи законченной работы « » 20 г.
Исходные данные к проекту требуемые параметры результатов проектирования (исследования) и исходные данные объекта

АЭС ТЭЦ-1 г. Алматы

Мазутоподогреватель ПМ-10-120

Искитный фильтр

Искрителем И-350

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

- 1) дать описание основных сооружений АЭС ТЭЦ-1;
- 2) величину расчёт тепловой сетевой станции
- 3) расчёт мазутоподогревателя
- 4) расчёт искитного фильтра
- 5) расчёт искрителя
- 6) расчёт вентилей ЗВ и высота дымовой трубы
- 7) расчёт светимости отуски электроэнергии и тепла

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей)

1. ПТС АЭС ТЭЦ-1

4. Презентация () слайдов

Рекомендуемая основная литература

1. Матвеев А.С. «Тепловые и атомные электрические станции» ТПУ Томск 2009.
2. Сперман Л.С., Тихоновский В.И. «Физические и химические методы обработки воды» Энергоснабженец, 1991г.
3. Назиев Ю.Т., Лавочкин В.М. «Теплообменная аппаратура ТЭС» Энергоснабженец, 1998г.

Консультанты по проекту с указанием относящихся к ним разделов

Раздел	Консультант	Сроки	Подпись
БЖД	Белишев В.С.	-11.01.14	[Подпись]

АНДАТПА

Берілген дипломдық жоба «ЖЭС-1 бу және конденсат шығындары» тақырыпқа істелген.

Өмір тіршілік қауіпсіздік мәселесі қарастырылған, зиянды заттардың максималды жерге жақын концентрациясының көлемі есептелген, шудың есебі жасалған.

Экономикалық бөлігінде Алматыдағы ТЭЦ-1 кейеріне дейінгі және кейінгі жылу энергиясы және электрлік сомасы есептелген.

ЖЭС-1 Конденсат және бу шығындары мәселесі қарастырылған және оның шешілуі тәсілдері ұсынған.

АННОТАЦИЯ

Рассмотрены проблемы потерь пара и конденсата на предприятии АлЭС ТЭЦ-1 и предложены некоторые меры по их сокращению.

Рассмотрены вопросы безопасности жизнедеятельности, рассчитана величина максимальной приземной концентрации вредных веществ, произведен расчет шума.

В экономической части произведен расчет себестоимостей электрической и тепловой энергии Алматинской ТЭЦ-1 до и после расширения.

ANNOTATION

This thesis project is dedicated to topic: «Wastages of steam and condensate on CHP-1».

Conditions of the safety of life were reviewed and value of the maximum surface concentration of harmful substances was calculated as well.

The economic part contains the cost calculation of electricity and heat energy on Almaty CHP-1 before and after expansion.

Содержание

Введение.....	
1 Краткое описание АПК ТЭЦ-1.....	
2 Расчет тепловой схемы станции.....	
3 Потери пара и конденсата на ТЭС.....	
4 Использование тепла пара в элементах оборудования АлЭС ТЭЦ-1.....	
5 Раздел безопасности жизнедеятельности	
6 Экономическая часть	
Заключение.....	
Список литературы.....	
Приложение А.....	
Приложение Б.....	

Введение

Современная энергетика Казахстана состоит из двух наиболее значимых секторов: теплоэнергетики - 90% и гидроэнергетики-9%. Так как теплоэнергетика является стратегически важной отраслью, следует отметить, что эффективность ее функционирования оказывает непосредственное влияние на социально-экономическую стабильность, поскольку тепловая энергия на территории Казахстана вырабатывается 42 крупными системами центрального теплоснабжения, которые состоят из 38 ТЭЦ, остальной объем тепловой энергии поступает от 30 районных котельных [8].

Установленная электрическая мощность ТЭЦ, построенных для работы в основном по тепловому графику и действующих в настоящее время, составляет более 6700 МВт (от 38% мощности всех электростанций страны).

Согласно данным предоставленным стат. агентствами Республики Казахстан ежегодно в Казахстане на нужды теплоснабжения затрачивается более 80 млн. Гкал тепловой энергии [8].

В целях обеспечения стабильного роста и устойчивого экономического развития необходимо повысить эффективность производства на существующих мощностях за счет механизма энергосбережения.

Большие потери тепловой энергии в действующих тепловых сетях Казахстана (а эти потери по разным оценкам составляют от 15% до 30%, иногда и больше в зависимости от состояния изоляции), обусловлены совокупным действием нескольких факторов. К ним так же относятся и потери пара и конденсата на предприятии, которые рассмотрены в данном дипломном проекте на примере АТЭЦ-1.

Потери пара и конденсата являются одновременно потерей тепла и вызывают дополнительные затраты энергии на их восполнение. Опыт эксплуатации крупных электростанций свидетельствует о том, что снижение внутростанционных потерь конденсата на 1% для электростанции мощностью 145 МВт дает годовую экономию условного топлива порядка 2900 т [ссылка].

Актуальность темы дипломной работы определяется необходимостью внедрения эффективных мер по энергосбережению, с целью экономии топлива.

Цель работы – оценка потерь пара и конденсата на АлЭС ТЭЦ-1 и их сокращение путем внедрения комбинированной схемы очистки конденсата.

При выполнении работы, необходимо решить следующие задачи:

1. Ознакомиться с работой АлЭС ТЭЦ-1. Дать краткую характеристику станции.

2. Выполнить расчет тепловой схемы станции.
3. Произвести расчет мазутоподогревателя ПМ-10-120. Рассчитать расход пара на разогрев мазута.
4. Произвести расчет ионитного фильтра.
5. Произвести расчет испарителя И-350. Рассчитать расход пара.
6. Рассчитать количество выбросов при действительной высоте дымовой трубы в 80 метров. Подобрать оптимальную высоту дымовой трубы. Рассмотреть условия труда в котельном цеху. Предложить эффективные мероприятия по снижению шума.
7. Рассмотреть влияние снижения потерь пара и конденсата на ТЭЦ-1 на экономию топлива.

1 Краткое описание АлЭС ТЭЦ-1

АлЭС ТЭЦ-1 входит в самую крупную зону централизованного теплоснабжения г. Алматы и обеспечивает теплом потребителей центральной части города [21].

По состоянию на 01.01.10 г. мощность ТЭЦ-1 составила:

Т а б л и ц а 1.1 – Сведения о мощности АлЭС ТЭЦ-1

Наименование	Электрическая МВт	Тепловая Гкал/ч	Производитель- ность котлов, т/ч
Установленная	145	1256	1035
Располагаемая (зимой/летом)	110/48	913,2	941

Тепловые нагрузки ТЭЦ в горячей воде составляют 887 Гкал/ч, в том числе 136 Гкал/ч - на горячее водоснабжение; 102/176 т/ч - расход пара 1,6 МПа внешним потребителям.

Исходной водой для подпитки котлов и теплосети является вода Талгарского водовода. Сырая вода питьевого качества поступает по двум водоводам диаметром 1000 мм и повысительными насосами подается на охлаждение конденсаторов в встроенные пучки конденсаторов турбин ст.№9 и 10 ПТ-60-90/13 (работающие круглый год, турбины работают только в теплофикационном режиме). Затем подогревается в подогревателях сырой воды (до 30⁰С). Подогретая сырая вода поступает на химводоочистку.

После ХВО подпиточная вода направляется в вакуумные деаэраторы, греющей средой которых является прямая сетевая вода, отбираемая после пиковых бойлеров и ПВК.

После вакуумных деаэраторов подпиточная вода подается в баки аккумуляторы или подпиточными насосами подается в линию обратной сетевой воды. Подпиточная вода котлов проходит двухступенчатую деаэрацию сначала в атмосферном деаэраторе греющего средой 0,12 МПа и в деаэраторе повышенного давления греющей средой которого является пар из общестанционного коллектора 0,6 МПа.

Подпиточная вода котлов после химводоочистки направляется в атмосферные деаэраторы и перекачиваемыми насосами подается в систему регенерации турбин №9,10, подогрев питательной воды производится в подогревателях высокого давления турбин.

Запас подпиточной воды теплосети обеспечивается в аккумуляторных баках $2 \times 5000 \text{ м}^3$.

Греющим паром для основных бойлеров является теплофикационный отбор турбин ПТ-60-90/13. Греющим паром пиковых бойлеров является производительный отбор турбин ПТ-60-90/13, противодействие Р-25-90/18 и общестанционный коллектор пара 1,5 МПа.

Пар на производство, на собственные нужды станции и мазутное хозяйство подается из общестанционного коллектора 1,5 МПа.

Для обеспечения потребности в паре 1,3 МПа и 0,12 МПа на станции установлены РОУ-100/13 и РОУ-13/1,2.

Отпуск тепла от ТЭЦ-1 в горячей воде производится по шести двухтрубным магистралям.

Предприятия, использующие на технологические нужды пар 1,3 МПа, получают его по четырем паропроводам из производственных отборов турбин ст. №9,10, противодействия турбины ст. №8 и через РОУ от парового котла ст. №7.

Подогрев сетевой воды производится последовательно в основных и пиковых подогревателях и водогрейных котлах.

Схема подачи сетевой воды двухступенчатая. Сетевые насосы второго подъема установлены перед водогрейными котлами.

Обратная сетевая вода сетевыми насосами подается соответственно на основные подогреватели паровых турбин. Пиковые подогреватели паровых турбин и общестанционные пиковые бойлеры. Затем повысительными насосами сетевой воды сетевая вода поступает на пиковые водогрейные котлы, откуда по магистралям идет в город.

1.1 Оборудование котельного цеха

В эксплуатации находятся шесть котлов высокого давления ст. №8-13 БКЗ 160-100, работающие на каменном угле карагандинского разреза, и семь водогрейных котлов №1-7 - ПТВМ-100 по 100 Гкал/ч, размещающихся в отдельном здании водогрейной котельной. Два из шести котлов высокого давления установлены на станции в 1960 г, в третью очередь строительства станции. Оставшиеся четыре котла смонтированы в период с 1969 по 1972г. Водогрейные котлы были установлены в период с 1969 по 1979гг.

Котел БКЗ-160-100.

Котлоагрегат БКЗ-160-100 производительностью 160 тонн/час, давление пара в барабане 11,4 МПа с температурой перегретого пара $T=535^{\circ}\text{C}$, Барнаульского котельного завода, однобарабанный, вертикально водотрубный с полностью экранированной топкой.

Котёл оборудован 8-ю щелевыми пылеугольными горелками углового расположения в два яруса. Горелки расположены таким образом, что оси горелок являются касательными к цилиндру $\varnothing 720$ с вертикальной осью. На котле расположены 4-е мазутные форсунки.

Топочная камера прямоугольного сечения с размерами в плане (по осям труб) 6656x7163мм и объёмом 790 м³

Топка полностью экранирована трубами 60x4мм, сталь 20 с шагом 64мм.

Экраны топочной камеры разведены на 12 самостоятельных циркуляционных контура (по числу монтажных топочных блоков)

Концы экранных труб каждого блока введены в камеры диаметром 273x26мм.

Камера по воде и пару в свою очередь соединены с барабаном котла трубами диаметром 133x10мм.

В верхней части топки трубы заднего экрана отогнуты внутрь топочной камеры, образуя «Аэродинамический порог», верхняя плоскость которого является продолжением наклонного пода верхнего горизонтального газохода.

«Аэродинамический порог» предназначен для улучшения аэродинамики потока на выходе из топочной камеры и частичного затемнения ширм пароперегревателя.

Барабан с внутренним диаметром 1600мм и толщиной стенки 88мм, изготовлен из стали марки 22К.

Питательная вода поступает в барабан по 12-ти трубам диаметром 133x10мм. И раздаточной трубой равномерно направляется по

промывочным щитам, протекает по ним через гидрозатвор и сливается в водяной объём барабана.

На котле применено регулирование температуры перегретого пара впрысками собственного конденсата. Для его получения служат два «Змеевиковых, незатопляемых» конденсатора установленных за барабаном на отметке 32,535м.

Охлаждение пара, поступающего в конденсатор из барабана по 14-ти трубам диаметром 60х4мм (по семь труб на каждый конденсатор) осуществляется водой, прошедшей первую ступень водяного экономайзера.

Отбор конденсата на впрыск осуществляется из нижних точек петель, откуда конденсат направляется в сборную камеру, которая расположена на отметке 8,0м.

Из сборной камеры вода через 4 регулирующих клапана и 4 механических фильтра подаёт на впрыск.

В конвективной шахте расположены экономайзер и ВЗП.

Воздухоподогреватель рекуперативный, трубчатый, состоит из 4-х ярусов. 3 нижних яруса составляют 1 ступень ВЗП, 4-й ярус является II ступенью ВЗП.

Сплошная заварка всех блоков устраняет присосы воздуха и тем самым повышает экономичность котлов.

Тепловое расширение конвективной шахты производится снизу вверх.

Компенсатор расположен после первого по ходу газа пучка экономайзера.

Экономайзер выполнен из труб диаметром 32х4мм сталь марки 20.

Воздухоподогреватель выполнен из труб диаметром 41х1,5мм.

Для защиты от превышения давления котёл оборудован двумя предохранительными клапанами, установленными на паросборной камере.

1.2 Система пылеприготовления

Котёл БКЗ-160-100 оборудован двумя индивидуальными системами пылеприготовления с шаровыми барабанными мельницами и одним промежуточным бункером готовой пыли на две пылесистемы.

Краткая система характеристики оборудования к схеме пылеприготовления

Т а б л и ц а 1.2 – Характеристики оборудования схемы пылеприготовления

№ п\п	Наименование	Ед. Изм.	Размер, Количество	Приме- чание
1	Тип помольного агрегата	Ш-10	250\390	НКМЗ
2	Кол-во мельниц на котле	шт.	2	
3	Система пылеприготовления	Индивидуальная с промбунке- Ром (одновентильторная)		
4	Нормальная производительн. Мельниц	тн\ч	16-20	
5	Вес шаров загруженных в мельницу	тн.	15-20	
6	Мощность мотора мельниц	кВт	280	
7	Напряжение мотора мельниц	кв	6000	
8	Макс.сила тока мотора	а	47	
9	Сила тока при нормальной работе мельниц	а	28	
10	Метод подсушки топлива и располагаемая температура сушильного агрегата	°С	360	
11	Число оборотов МВ	Об\мин	1460	
12	Мощность мотора МВ	кВт	320	
13	Напряжение мотора МВ	кв	6000	
14	Макс.нагрузка мотора МВ	а	37,1	
15	Ёмкость пылевого бункера	тн.	145	

1.3 Системы удаления отходов станции

Система золошлакоудаления - обратная гидравлическая. За год ТЭЦ 1 вырабатывает около 135 000 м³ золошлаковых отходов. Эти отходы

складируются гидравлическим способом в двухсекционный золоотвал, который расположен в логу ручья Ащибулак, близ посёлка Улжан. Вода, которая прибывает в бассейн вместе с золой, циркулируется. Её очищают и снова отправляют на станцию для следующей партии золоотходов.

В 1986 году была введена в эксплуатацию первая секция золоотвала. Её хватило на 17 лет. Всё это время отходы, от сгоревшего угля перемешанные с водой поступали через десятикилометровые золопроводы, в специальный бассейн. В конце 2003 года зола переполнила хранилище, поэтому появилась необходимость в строительстве второй секции. Но и она уже требует замены.

Дымовые газы от энергетических котлов отводятся через две дымовые трубы высотой по 80 м и диаметром устья - 4,3 м и одну металлическую трубу высотой - 45 м.

Дымовые газы от водогрейных котлов отводятся через две дымовые трубы высотой по 80 м и диаметром устья - 4,3 м.

Перед выбросом в атмосферу дымовые газы проходят очистку от золы в мокрых золоуловителях.

1.4 Оборудование турбинного цеха

За время работы станции на ней было установлено десять турбин. К 2000 году наиболее устаревшее оборудование было выведено из строя и демонтировано. На сегодняшний день на станции осталось три турбины, суммарной мощностью 145 МВт. Это одна турбина ст. №8 типа Р-25-90/18 установленная в 1960г. и две турбины ст.№9 и ст.№10, типа ПТ - 60-90/13 установленные в период с 1969 по 1972гг. Турбины соединены с генераторами, которые расположены также в ТЦ. В цехе работают генераторы №8-ТВФ-30 и №9 и 10 –ТВФ-60.

1.5 Паровая турбина типа Р-25-2-90/18 ХТГЗ

Паровая турбина типа Р-25-2-90/18 ХТГЗ номинальной мощностью 25 МВт с частотой вращения 3000 об/мин с противодавлением и одним нерегулируемым отбором, предназначена для непосредственного привода 3-х фазного генератора типа ТФП – 25 – 2.

Турбина рассчитана для работы с параметрами пара давление острого пара 90 кгс/см² и температура 535⁰С, измеренным перед стопорным клапаном турбины при противодавлении 15÷21 кгс/см² за выхлопным патрубком турбины.

При номинальной мощности и номинальных параметрах пара расход пара составляет 255 т/ч с отбором пара на регенерацию в количестве 12,2 т/ч с давлением 25 кгс/см² и температурой 365°С.

Турбина выполнена одноцилиндровой, с 10-тью активными ступенями давления. Вращение ротора турбины по часовой стрелке, если смотреть со стороны впуска свежего пара. Турбина имеет гидродинамическую систему регулирования. Парораспределение осуществляется 4-мя регулирующими клапанами, установленными 3 клапана на верхней и один клапан на нижней половине цилиндра. Расход пара на холостом ходу 56 т/час.

Турбина снабжена двумя подогревателями высокого давления типа ПВ-350/230-7 ст. № 7 и ПВ-350/230-6 ст. № 6. Греющим паром для ПВД- ст. № 6 служит пар от противодействия ($P = 18 \text{ кгс/см}^2$), а для ПВД- ст. № 7 давление пара $P = 25 \text{ кгс/см}^2$ из нерегулируемого отбора турбины. Питательная вода в количестве 375 т/час подогревается от температуры 158°С на входе в ПВД- ст. №6 до температуры 215°С на выходе из ПВД- ст. №7.

Цилиндр турбины выполнен двойным - состоит из наружного и внутреннего цилиндров. Такой конструкцией цилиндра достигается разгрузка фланцев горизонтального разъема от действия полного давления пара и более равномерное прогревание турбины при ее пуске. В наружном цилиндре внутренний цилиндр устанавливается на 4-х лапах, из которых две лапы расположенные в плоскости осей регулирующих клапанов фиксируют осевое положение цилиндра, а поперечное положение цилиндра фиксируется двумя продольными шпонками.

Ротор турбины цельнокованный, диски рабочих колес откованы заодно с ротором. Все диски имеют по 7 паро-уравнительных отверстий. Для соединения ротора с ротором генератора служит полу гибкая муфта, присоединенная к фланцу, откованному заодно с ротором.

Уплотнение концевое переднее состоит из уплотнительных колец паровых уплотнений, установленных в соответствующие расточки внутреннего и наружного цилиндров, а также в корпуса концевых уплотнений, приболченного к наружному цилиндру. Каждое уплотнительное кольцо состоит из 6-ти сегментов (по 3 сегмента в верхней и нижней половинах цилиндров).

Первый отсос пара из уплотнений внутреннего цилиндра производится после 2-х уплотнительных колец при помощи 2-х труб, по которым пар отводится в пространство между наружным и внутренним цилиндром.

Для устранения значительного перегрева ротора на участке уплотнений внешнего цилиндра, в камеру перед уплотнениями внешнего цилиндра подводится пар, отбираемый за 8-ой ступенью.

После трех уплотнительных колец наружного цилиндра имеется отсос пара в деаэратор 1,2 ата. Для избежания попадания горячего пара на участок ротора вблизи подшипника № 1, к уплотнениям, установленным в корпусе

после наружного цилиндра, подводится насыщенный пар давлением 1,7 ата, часть которого уходит в деаэратор 1,2 ата, а остальной пар, вместе с подсосываемым воздухом, отсасывается эжектором уплотнений.

Регулирование турбины гидродинамическое, состоящее из главного и импульсного масляных центробежных насосов, регулятора скорости, регулятора противодействия.

Вспомогательное оборудование турбины состоит из пускового масляного электронасоса высокого давления и 2-х масляных электронасосов низкого давления, причем один из них имеет электродвигатель постоянного тока, двух циркуляционных насосов типа 12Д-19б, двух масляных фильтров и четырех маслоохладителей Каунасского турбинного завода типа МП-21, поверхностью охлаждения 21 м². Рабочее давление масла 3,3 кг/см², рабочее давление воды 3,3 кг/см², наибольшая температура масла на входе 55⁰С, температура охлаждающей воды 20⁰С.

Турбина снабжена валоповоротным устройством. Ротор турбины при помощи валоповоротного устройства вращается со скоростью 3 об/мин. Включение валоповоротного устройства в работу ручное, отключение в период пуска при первом толчке ротора турбины автоматическое. В некоторых случаях отключение может производиться и от руки.

Электродвигатель валоповоротного устройства типа МТ-12-6 3-х фазного тока 3,5 кВт, 380 вольт, 1000 об/мин.

Для отсоса пара из концевых уплотнений турбины и штоков, регулирующих и стопорных клапанов, служат пароструйные эжекторы.

Масляный бак выполнен сварным и установлен на фундаменте спереди турбины. Полезная емкость бака 9,5 м³ при нормальном уровне масла в баке, а емкость всей масляной системы составляет 13 м³. Внутри масляного бака смонтированы основные трубопроводы системы регулирования с главными узлами труб системы смазки, главный сервомотор, предохранительный клапан системы смазки и инжекторы. Указатель уровня масла, снабженный контактами для светозвуковой сигнализации, установлен на крышке бака. [5]

1.6 Турбина ПТ 90-60/13

1.6.1 Основные данные по турбине

Паровая турбина типа ПТ-60-90/13 конденсационная с двумя регулируемыми отборами пара, двухцилиндровая, одновальная.

Номинальная мощность –60000 кВт.

Число оборотов –3000 об/мин.

Давление свежего пара перед стопорным клапаном – 90 ата.

Температура свежего пара перед стопорным клапаном – 535⁰С.

Давление в конденсаторе – 0,035 ата.

Температура охлаждающей воды - 20⁰С

Максимальный расход пара через турбину – 402 т/час.

Максимальный пропуск пара в конденсатор – 170 т/час

Давление пара регулируемого промышленного отбора – 8-18 кгс/см².

При расходе охлаждающей (циркуляционной) воды через конденсатор 8000 м³/час и температуре + 20°С и полностью включенной регенерации величины регулируемых отборов будут:

- при мощности 60 МВт номинальная величина производственного отбора пара – 165 т/час при давлении в камере 13 кгс/см², теплофикационного отбора – 115 т/час при давлении в камере 1,2 ата.

- максимальная величина производственного отбора при отсутствии теплофикационного, составляет 250 т/час, при этом мощность турбины будет 54 МВт. При номинальной мощности 60 МВт и отсутствии теплофикационного отбора, максимальный производственный отбор должен быть 220 т/час.

- максимальная величина теплофикационного отбора пара при отсутствии производственного отбора составляет 160 т/час при этом мощность турбины, будет – 57 МВт. При номинальной мощности 60 МВт и нулевом производственном отборе, максимальный теплофикационный отбор составит 125 т/час.

Минимальный пропуск пара в конденсатор (за 25 ступенью) при закрытой поворотной диафрагме и с давлением в камере теплофикационного отбора 1,2 ата составляет 10 т/час.

1. При работе без регулируемых отборов (чисто конденсационный режим) турбина может быть загружена до 60 МВт.

Во время работы турбины с перегрузкой давление, температура в камерах отборов на регенерацию может повышаться до следующих величин:

первый отбор	$P = 40 \text{ кгс/см}^2$,	$T = 425^{\circ}\text{C}$
второй отбор	$P = 25 \text{ кгс/см}^2$,	$T = 380^{\circ}\text{C}$
третий отбор	$P = 18 \text{ кгс/см}^2$,	$T = 325^{\circ}\text{C}$

При работе турбины с перегрузкой следует проверять фактическое давление в корпусах теплообменных аппаратов.

Контрольным давлением в эксплуатации является давление за перегрузочным клапаном, которое должно быть равно при включенной регенерации – 70 кгс/см², при отключенной регенерации – 60 кгс/см².

Турбина имеет:

- регулятор скорости.
- регулятор безопасности с двумя центробежными бойками для защиты от превышения числа оборотов выше 11-12 % сверх номинальных.
- регулятор давления 8-18 кгс/см².
- регулятор давления 0,7-2,5 ата.
- реле осевого сдвига ротора ВД и НД.
- вакуум реле, которое подает сигнал при падении вакуума до 350 мм.рт.ст. и отключает турбину при понижении вакуума до 250 мм.рт.ст.
- автоматическое устройство для включения электромасляных насосов при понижении давления в системе смазки ниже 0,6 кгс/см² для насоса,

работающего на переменном токе и 0,5 кгс/см² для насоса, работающего на постоянном токе.

- регулятор уровня конденсата в конденсаторе должен, также осуществляет рециркуляцию.

Турбина представляет собой одновальный двухцилиндровый агрегат.

Цилиндр высокого давления (ЦВД) имеет одновенечную регулируемую ступень и 14 ступеней давления.

Цилиндр низкого давления состоит из 2-х частей: часть среднего давления (ЧСД), часть низкого давления (ЧНД).

ЧСД имеет регулируемую ступень и 8 ступеней давления; ЧНД одну регулируемую ступень и 3 ступени давления.

Ротор высокого давления цельнокованный, а ротор низкого давления состоит из 9 цельнокованных дисков и 4-х насадных.

Критическое число ротора высокого давления 1720 об/мин, а ротора низкого давления 1950 об/мин.

Роторы турбины соединены между собой пружинной муфтой, а с ротором генератора жесткой муфтой. Ротор турбогенератора вращается по часовой стрелке, если смотреть со стороны переднего подшипника.

Турбина имеет сопловое регулирование с 4-мя регулирующими клапанами, расположенными в правой коробке передней части ЦВД и 5-го перегрузочного клапана, который перепускает пар из камеры регулирующей ступени в камеру за 3-ей ступенью ЦВД.

Регулирование промышленного отбора осуществляется 4-мя регулирующими клапанами, расположенными в передней части ЦНД.

Регулирование теплофикационного отбора осуществляется поворотной диафрагмой.

Фикспункт турбины расположены на задней раме ЦНД.

Турбина снабжена валоповоротным устройством (ВПУ), что дает возможность повторного пуска турбины через любое время после останова.

ВПУ вращает ротор турбины со скоростью 3,4 об/мин.

Турбина снабжена сигнальным устройством, сигнализирующим о степени разгона ротора турбины.

Турбина допускает возможность параллельной работы по обоим регулируемым отборам с аналогичной турбиной, так и с РОУ, снабженной автоматическим регулированием при условии:

- паровой плотности стопорного клапана, регулирующих клапанов ЦВД, ЦНД и поворотной диафрагмы отборов.

- паровой плотности обратных клапанов на линиях нерегулируемых отборов.

- регулярной проверки и плотности органов парораспределения и обратных клапанов, а также надежного их закрытия.

Параллельная работа нерегулируемых отборов не допускается.

Концевые уплотнения роторов выполнены без каминов. В соответствующие камеры уплотнений подается пар из уравнительного трубопровода 6 ата. Давление в камерах уплотнений поддерживается

регулятором в пределах 1,01-1,33 ата. Паровоздушная смесь отсасывается эжектором из крайних камер в вакуумный охладитель.

Турбина допускает длительную работу при следующих отклонениях параметров пара от номинальных:

- при одновременном изменении в любых сочетаниях параметров(начальных) свежего пара: по давлению в пределах 85-95 кгс/см² и температуре в пределах 525-540⁰С при температуре охлаждающей воды +20⁰С.
- при повышении температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор до 33⁰С и расходе охлаждающей воды 8000 м³/час, если начальные параметры при этом не ниже номинальных.
- при одновременном уменьшении величин обоих регулируемых отборов пара до нуля.

Примечание: При повышении давления свежего пара до 100 кгс/см² и температуры 545⁰С допускается работа турбины в течение не более 10 мин. причем общая продолжительность работы турбины при этих параметрах не должна превышать 200 час в год.

Подогрев питательной воды осуществляется в 4-х подогревателях низкого давления (ПНД) и 3-х подогревателях высокого давления (ПВД) и в деаэраторах 6 ата паром из отборов турбины. Максимальная температура питательной воды составляет 234⁰С.

Регулятор скорости снабжен механизмом управления служащим для подрегулирования и используется: для открытия стопорного клапана, изменяя число оборотов, при холостом ходе турбины во время синхронизации генератора: для поддержания заданной нагрузки или частоты.

Механизм управления может, приводится вручную или дистанционно со щита управления. Область изменения числа оборотов такова, что на холостом ходу можно испытывать регулятор безопасности, которые настроены на срабатывания при 110-112 % номинального числа оборотов.

Турбина снабжена электромагнитными выключателями, при срабатывании, которого закрывается стопорный клапан и регулирующие клапаны турбины.

Воздействие на электромагнитный выключатель осуществляет реле осевого сдвига ротора высокого и низкого давления с подачей аварийного сигнала при осевом сдвиге ротора на 1,2 мм в сторону генератора и на 1,7 мм в сторону переднего подшипника. Потенциометры температуры свежего пара воздействует на электромагнитный выключатель через промежуточное реле при повышении температуры свежего пара сверх 545⁰С с подачей аварийного сигнала.

На закрытие обратных клапанов на линиях регулируемых и нерегулируемых отборов пара дополнительно воздействует гидравлические сервомоторы при закрытии стопорного клапана и при отключении генератора

Для регулирования и системы смазки применяется масло марки «ТП-22С». Емкость масляного бака 14 м³. Подача масла в систему регулирования производится центробежным маслонасосом приводимого от вала турбины. В систему смазки до маслоохладителей подается масло с помощью 2-х

инжекторов, включенных последовательно и расположенных в маслобаке. Имеется пусковой маслонасос и 2 резервных маслонасоса, из которых один работает от электродвигателя переменного тока, а другой от постоянного тока. Давление в системе регулирования = 20 кг/см^2 , в системе смазки = $0,8 \text{ кг/см}^2$ замеренное за маслоохладителем на уровне подшипников.

1.7 Масляная система

Для пуска и останова турбины имеются 3 маслонасоса из которых: один пусковой высокого давления, обеспечивающий систему регулирования и систему смазки маслом при пуске турбины, второй маслонасос низкого давления обеспечивает давлением систему смазки до включения пускового и при останове турбины приводом, которого служит электродвигатель переменного тока с числом оборотов N-1450 об/мин, третий насос низкого давления приводится от электродвигателя постоянного тока. Резервные маслонасосы низкого давления включаются в работу от реле падения давления в системе смазки, которое автоматически включает электродвигатель на переменном токе при понижении давления в системе смазки после маслоохладителей до $0,6 \text{ кг/см}^2$ (с подачей сигнала), а также электродвигатель постоянного тока при понижении давления в системе смазки за маслоохладителями до $0,5 \text{ кг/см}^2$. Емкость масляной системы 16 м^3 и конструкция маслобака позволяет производить быструю и безопасную чистку фильтров. Указатель уровня масла в баке (520 мм от крышки бака). Максимальный уровень масла в баке по шкале 370мм (140мм от крышки бака).

Указатель снабжен контактным устройством для подачи сигналов при минимальном уровне в маслобаке. Маслоохладители в количестве двух штук допускают возможность отключения одного из них как по охлаждающей воде, так и по маслу. Постоянно в работе должен находиться только один охладитель.

Нельзя допускать, чтобы в маслоохладителях давление масла было ниже давления воды. Расход охлаждающей воды на один работающий маслоохладитель равен $100 \text{ м}^3/\text{час}$ при гидравлическом сопротивлении равном $1,7 \text{ мм.вод.ст.}$

Маслопроводы снабжены необходимой арматурой и контрольно-измерительными приборами.

1.8 Конденсатное устройство

Конденсатор двухходовый, с поверхностью охлаждения 3000 м^2 , имеет подвод и отвод охлаждающей воды из каждой половины конденсатора отдельно, что позволяет производить чистку каждой половины на ходу. Снижение нагрузки при чистке конденсатора определяется температурой выхлопной части цилиндра, которая не должна превышать 65°C .

Гидравлическое сопротивление при расходе охлаждающей воды $8000 \text{ м}^3/\text{час}$ составляет $3,6 \text{ м.вод.ст.}$ Максимально допустимые давления в водяной

камере конденсатора равно 1,6 кг/см². При пусках и остановках уровень в конденсаторе должен быть 2/3-3/4 высоты водомерного стекла.

Турбина укомплектована двумя основными (рабочий и резервный) трехступенчатыми эжекторами с арматурой и приборами, и одним пусковым эжектором, который служит для быстрого поднятия вакуума в конденсаторе до 600 мм. рт. ст. при пусках турбины.

Эжектора обеспечивают нормальный вакуум на всем диапазоне нагрузок турбины и при пусках. Расход пара на основном эжекторе составляет 700 кг/час, на пусковом 1100 кг/час. Рабочим паром эжекторов служит пар 6 ата из уравнивающей линии деаэраторов высокого давления.

Слив конденсата рабочего пара основных эжекторов по ступеням выполнен каскадно отводом из первой ступени в конденсатор. Для откачки конденсата в количестве 170 т/час из конденсатора имеется два центробежных насоса типа 8 КДС 6х3 производительностью 140 м³/час каждый.

Конденсатные насосы откачивают конденсат из конденсатора в деаэратор через холодильники эжекторов и подогреватели низкого давления. Нормально в работе находится один насос, второй в резерве. При работе турбины с отключенными регулируемыми отборами, чисто конденсационный режим, в работе должно находиться два насоса.

1.9 Регенеративное устройство

Подогрев питательной воды осуществляется в подогревателях низкого давления, деаэраторах и подогревателях высокого давления. Подогреватели питаются паром из отборов турбины (регулируемых и нерегулируемых).

Приведенные данные соответствуют режиму работы турбины при номинальных параметрах свежего пара, регулируемых отборов, количества регулируемых отборов 165-115 т/час и номинальной мощности 60 мвт.

Питательная вода, поступающая из деаэраторов в регенеративную систему турбоустановки, имеет температуру 158⁰С.

В регенеративную систему входят также охладители эжекторов, сальниковый подогреватель и охладитель уплотнения. Конденсат после конденсатных насосов направляется через охладители эжекторов на сальниковый подогреватель, затем ПНД-1, охладитель уплотнения, ПНД-2, ПНД-3, ПНД-4 и деаэратор.

Таблица 1.3 – Параметры по регенеративным отборам.

Подогреватель	Параметры в камерах отборов		Кол-во отбираемого пара т/ч
	давление ата	температура ⁰ С	
ПВД-7	38,0	425	22
ПВД-6	22,0	357	18

ПВД-5	13,0	294	16
Деаэратор	13,0	294	11
ПНД-4	6,5	234	-
ПНД-3	3,7	185	21
ПНД-2	1,2	104	2
ПНД-1	0,07	-	-

ПНД-1 расположен в паровой части конденсатора и обогревается паром из 7-го отбора.

Поверхность нагрева ПНД-1 $S=110 \text{ м}^2$. По воде ПНД имеет 4 хода.

По конструкции ПНД-2, ПНД-3, ПНД-4 одинаковы между собой. Каждый имеет регуляторы уровня отвода конденсата из них. Слив конденсата из ПНД – 4,3,2 каскадный, а из ПНД-1 через сифон в конденсатор. Из ПНД-2 конденсат откачивается в конденсатор самотеком через регулятор уровня.

Три поверхностных подогревателя ПВД № 5,6,7 рассчитаны на последовательный подогрев питательной воды после деаэраторов до температуры 234°C . Водяная сторона рассчитана на полное давление питательных насосов, но не свыше 180 кг/см^2 . Трубная система ПВД состоит из стальных трубок.

ПВД снабжены: охладителем конденсата греющего пара, расположенным внутри подогревателя и регулирующим клапаном с электронным регулятором уровня. Отвод конденсата греющего пара из подогревателей каскадный, т.е. из ПВД-7 в ПВД-6, из ПВД-6 в ПВД-5 и в деаэратор. При малых нагрузках, когда давление в корпусе ПВД-5 ниже 8 кг/см^2 слив автоматически переключается на ПНД-4.

Скорость повышения давления при включении подогревателей высокого давления по пару на работающей под нагрузкой турбине, не должна превышать $0,6 \text{ кг/см}^2/\text{мин}$ в случае включения ПВД одновременно с пуском турбины скорость повышения нагрузки турбины.

Не допускается эксплуатация ПВД при отсутствии или неисправности элементов защиты. Выполнение ремонтных и наладочных работ в элементах сигнализации или авторегулировании разрешается лишь при нормальном функционировании защиты.

При каждом включении ПВД в работу и по графику, но не реже одного раза в три месяца должно производиться опробование защит с целью определения правильности, надежности и времени срабатывания защиты совместно с исполнительными органами связанной с защитой сигнализации.

ПВД имеет групповое защитное устройство, которое отключает подогреватели по пару и направляет питательную воду помимо ПВД. То есть при повышении уровня в любом из ПВД до 920 мм замыкается контакт в приборе указателя уровня ПВД, который дает импульс на открытие электромагнитных клапанов защиты ПВД, на открытие задвижек на линии холодного питания котлов.

Запрещается эксплуатация ПВД при отсутствии или неисправности элементов защиты и регуляторов уровней, хотя бы на одном из ПВД, а также при отключении по пару любого ПВД.

При срабатывании защиты от повышения уровня, когда сохраняется плотность трубной системы после закрытия отключающих задвижек до и после ПВД в трубной системе ПВД остается объем питательной воды.

Поступление греющего пара отборов турбин в паровое пространство ПВД, вследствие задержки закрытия задвижек на подводе пара или их неплотности может привести к повышению температуры воды в замкнутом объеме и значительному повышению давления.

Чрезмерное повышение давления в трубной системе ПВД может вызвать остаточную деформацию впускных и обратных клапанов группы подогревателей, а также может привести к нарушению плотности трубной системы ПВД.

Для предотвращения повышения давления в трубной системе ПВД при срабатывании защиты необходимо:

1. проверить закрытие всех задвижек участвующих в защите ПВД (до и после ПВД, на линиях, отборов турбины), комбинированного клапана и открытие задвижек на линии холодного питания.

2. открыть дренажные вентиля из трубного пучка и после обратного клапана для обеспаривания отключенного участка питательной линии ПВД.

3. выяснить причину срабатывания защиты ПВД и если возможно устранить.

4. после устранения причины срабатывания защиты, включить ПВД в работу.

5. опробование защиты производить по графику один раз в три месяца.

После полного открытия задвижек на линии холодного питания котлов через концевые выключатели подается импульс на закрытие задвижек до и после ПВД по воде.

При включении ПВД все штурвалы задвижек ПВД должны находится в положении мотор, в противном случае защита ПВД не сработает.

Примечание: _Линия холодного питания для ПВД ТГ № 9,10 одна (холодный стояк ТГ ст. № 9).

Все подогреватели снабжены водоуказательными стеклами и контрольно-измерительными приборами.

Отсос пара из крайних камер лабиринтовых уплотнений производится эжектором в вакуумный охладитель (ПС-50), в котором поддерживается давление 0,94-0,96 ата. Рабочим паром эжектора является пар 6 ата из уравнительной линии деаэраторов 6 ата.

Отсос пара из промежуточных лабиринтовых уплотнений производится в охладитель вертикального типа, в котором поддерживается давление не более 0,3 ата.

Охладители лабиринтового пара по воде включены в линию основного конденсата.

1.10 Питательные насосы

В турбинном цехе установлены питательные центробежные насосы типа ПЭ-270-150 ст. № 8А,8Б,9А,9Б,10А,10Б предназначенные для питания паровых котлов и два насоса типа 5МД-5х7 ст. № 1,2.

Характеристика для питательных насосов ст. № 8Б, 9А, 9Б, 10А:

- Производительность – 270 м³/ч
- Давление на напоре – 165 кгс/см²
- Число оборотов – 2980 об/мин
- Мощность – 2000 кВт
- Для питательного насоса типа 5МД-5х7:
- Производительность – 145 м³/ч
- Давление на напоре – 40 кгс/см²
- Мощность – 275 кВт
- Число оборотов – 2950 об/мин

При кратковременной работе насоса на закрытую задвижку на нагнетании предусмотрена работа через линию рециркуляции (для разгрузки насоса), снабженную задвижкой с электроприводом, обратным клапаном и задвижкой с ручным приводом и дроссельной шайбой, вмонтированной в трубопровод. Расход воды при этом не должен быть ниже 100 т/ч.

На линии рециркуляции смонтирована электрическая схема по автоматике управления рециркуляцией, выведенная на ключ управления всей схемой, имеющего два положения: «автомат» и «дистанционно». При работе в положении ключа «автомат» вентиль рециркуляции автоматически открывается при расходе питательной воды на насосе 100 т/ч. При расходе воды свыше 100 т/ч вентиль рециркуляции автоматически закрывается.

Давление питательной воды на всасе должно быть выше давления вскипания при соответствующей температуре на 1,1 кгс/см², при неустановившихся – на 0,8 кгс/см².

Насос приводится во вращение электродвигателем трехфазного тока типа АТД-2000 мощностью $N_{эл.дв.} = 2000$ кВт, напряжением $U = 6000$ В, номинальной силой тока $I = 220$ А, число оборотов $n = 2980$ об/мин.

Корпус насоса крышки всасывания, нагнетания и звенья секций опираются на плиту насоса лапами. Опорные поверхности лап, отлиты заодно с крышками всасывания и нагнетания, а также звенья секций расположены в плоскости горизонтального диаметра насоса, чем обеспечивается неизменность положения оси насоса в вертикальном направлении при тепловых расширениях корпуса. Со стороны всасывания корпуса насоса фиксируется двумя поперечными шпонками и шпоночные пазы плиты и лап крышки всасывания, чем обеспечивается свободное перемещение корпуса в предельном направлении при тепловом расширении в сторону нагнетания.

Проточная часть корпуса состоит из крышки всасывания, пяти секций со стороны всасывания, четырех усиленных секций и крышки нагнетания, соединяемых совместно стяжными шпильками. К крышкам всасывания и

нагнетания через сальниковые коробки крепятся корпуса подшипников (кронштейны). Сальниковые коробки устанавливаются в выточки крышек всасывания и нагнетания с постановкой уплотняющих паронитовых прокладок и резиновых колец.

Секции состоят из звеньев с запрессованными и сваренными в них направляющими аппаратами всасывания (обратными каналами), направляющих аппаратов нагнетания, уплотнительных колец и направляющих втулок. Направляющие аппараты лопаточного типа и одинаковы для всех ступеней.

Ротор насоса имеет 10 ступеней. Рабочее колесо 1-ой ступени обладает повышенными антикавитационными качествами, выполнено из нержавеющей стали, остальные 9-ть колес из модифицированного чугуна.

2 Расчет тепловой схемы АлЭС ТЭЦ-1

2.1 Компоновка главного корпуса и генплан

Территория АО АлЭС ТЭЦ-1 расположена в центре города Алматы на территории Жетысуйского района и занимает площадь 33 гектара. В плане площадка представляет собой многоугольник, вытянутый на север.

Протяженность площадки с юга на север составляет 1200 м, с запада на восток колеблется от 200 до 450 метров.

Система координат на площадке принята городская. Система высот городская. Отметки площадки колеблются в пределах 730,00 - 746,00 метров. Границами площадки служат с запада - территория мясокомбината, с юга - подъездная автодорога к промплощадке и мясокомбинату, путепроводная развязка, с востока - жилая застройка и ряд мелких предприятий, с севера - жилая застройка.

К промплощадке АлЭС ТЭЦ-1 с юга и запада подходят подъездные автодороги, соединяющие ТЭЦ-1 с городом и другими промышленными предприятиями.

Подъездной железнодорожный путь подходит с юго-восточной стороны и примыкает к железнодорожной станции МПС "Алматы-II". Протяженность пути 1,5 км.

Электрические выводы отходят от площадки ТЭЦ-1 в западном направлении.

Тепловые выводы и паропроводы к пром.предприятиям и жилой застройке выходят в двух направлениях - южном и западном.

Золоотвал расположен к северу и западу от площадки ТЭЦ-1 на расстоянии 10км.

Магистральный газопровод подходит к площадке АО АлЭС ТЭЦ-1 с западной стороны.

На территории станции расположены - котельный цех, электроцех, топливно-транспортный цех, турбинный цех, цех химводоочистки, цех ТАИ,

водогрейная котельная, насосный цех, угольное хранилище на 250 000 т, мазуто-хранилище (из двух резервуаров хранения $2 \times 10000 \text{ м}^3$ и двух расходных резервуаров $2 \times 2000 \text{ м}^3$), топливопроводы, 4 дымовые трубы (80м) и одна металлическая (45м), граж, здания управления.

Открытый склад угля рассчитан на хранение 250 000 т. угля. Фактическая загрузка угля в отдельные годы превышала проектную и составляла около 400 000 т.

Замена угля в штабеле производится не реже одного раза в год в соответствии с требованиями норм хранения угля на складе.

Мазут поступает с нефтеперерабатывающих заводов Казахстана в цистернах.

Склад мазута состоит из двух резервуаров хранения $2 \times 10000 \text{ м}^3$ и двух расходных резервуаров $2 \times 2000 \text{ м}^3$.

Газовое топливо поступает по газопроводу в газораспределительный пункт и затем подводится к энергетическим и водогрейным котлам.

Площадка ТЭЦ плотно застроена существующим и строящимся (по разным титулам) зданиями и сооружениями. Строительство первой очереди ТЭЦ-1 было начато в 1932 году. Площадка в то время размещалась на окраине города. С развитием города во всех направлениях ТЭЦ-1 оказалась в центре жилой и производственной зоны. Территория ТЭЦ-1 ограждена сплошной железобетонной оградой высотой 2 метра. На площадку предусмотрены два автомобильных въезда и один железнодорожный.

Производственная площадка, на которой расположена ТЭЦ-1, не полностью соответствует требованиям по твердотопливным станциям такой мощности. Вследствие недостаточности площадей, склад топлива имеет ограниченные размеры, на которых полностью не размещается необходимый (по нормам) месячный расход угля. Это создает определенные сложности в работе, особенно по приемке угля в зимнее время.

2.2 Принципиальная тепловая схема АлЭС ТЭЦ-1

Сырая вода подогревается во встроенных пучках конденсаторов ПТ-60-90/13 (работают круглый год, турбины работают только в теплофикационном режиме). Затем подогревается в подогревателях сырой воды (до 30°C) и подается на химводоочистку (ХВО) для соответствующей обработки.

После ХВО подпиточная вода, направляемая в вакуумный деаэраторы, греющей средой которых является прямая сетевая вода, отбираемая после пиковых бойлеров и ПВК. После вакуумных деаэраторов подпиточная вода подается в баки аккумуляторы, или подпиточными насосами подается в линию обратной сетевой воды.

Обратная сетевая вода сетевыми насосами подается соответственно на основные подогреватели паровых турбин. Пиковые подогреватели паровых турбин и общестанционные пиковые бойлеры. Затем повысительными насосами сетевой воды сетевая вода поступает на пиковые водогрейные котлы, откуда по магистралям идет в город.

Греющим паром для основных бойлеров является теплофикационный отбор турбин ПТ-60-90/13. Греющим паром пиковых бойлеров является производительный отбор турбин ПТ-60-913, противодавление Р-25-90/18 и общестанционный коллектор пара 1,5 МПа.

Пар на производство, на собственные нужды станции и мазутное хозяйство подается из общестанционного коллектора 1,5 МПа.

Подпиточная вода котлов проходит двухступенчатую деаэрацию сначала в атмосферном деаэраторе греющего средой 0,12 МПа и в деаэраторе повышенного давления, греющей средой которого является пар из общестанционного коллектора 0,6 МПа.

Производственный конденсат, конденсат возвращенный из мазутного хозяйства подается в атмосферный деаэратор.

2.3 Состав оборудования тепловой части станции

Таблица 2.1 - Оборудование тепловой схемы АТЭЦ-1

№	Наименование оборудования	Марка	Кол -во	Тепл произв Гкал/в	Примечание
1	2	3	4	5	6

9.	Насосная (Талгарская)	24 НДН	2		Н = 56 м вст G = 5000 т/ч
10.	Насосная (сырой воды)	300Д 90	6		Н = 74 м вст G = 900 т/ч
11.	Деаэраторы Смешивающие вакуумные	ВД-1200 ВД-800 ВД-400	1 3 3		G = 1200 т/ч G = 800 т/ч G = 400 т/ч V=500т/ч
№	Наименование оборудования	Марка	Кол -во	Тепл произв Гкал/в	Примечание
1	2	3	4	5	6
12.	Баки запаса деаэрат. Воды	300 Д 90	8		Н=64 в.ст.
13.	Насосная (сетевая)	СЭ1250 – 140 СЭ1250 – 125	6 6		Н=140 м в.ст G = 1250 т/ч Н=125 м в.ст G = 1250 т/ч
14.	Насосная (подпиточная)	300Д 90	8		Н=64м вст G=900 т/ч

15.	Подогреватели сетевой воды верт. типа основные	ПВС315-3-23	2		$G=7250$ т/ч $F=315$ м ²
		ПВС500-3-23	3		$G=1150$ т/ч $F=500$ м ²
16.	Подогреватели сетевой воды верт. типа пиковые	ПВС500-14-23	1	36,2	$G=1800$ т/ч $F=500$ м ²
		ПВС315-14-23	2	57,5	$G=1130$ т/ч $F=315$ м ²
17.	Насосная перехватка	СЭ1250-70	1	143,0	$G = 1250$ т/ч $H = 70$ м вст
		СЭ-1250-140	2	90,5	$G = 1250$ т/ч $H = 140$ м вст
		СЭ-5000-70	1		$G = 5000$ т/ч $H = 70$ мвст
18.	Насосная (повысит)	СЭ-5000-160	5		$G = 5000$ т/ч $H = 160$ м вст
19.	Пиковые водогрейные котлы	ПТВМ-100	7		100т/ч

Таблица 2.2 - Расчет тепловой схемы АТЭЦ-1

Продолжение таблицы 2.2

Наименование расчетных величин	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или исходные данные	Режимы		
				I, Max зимний -25	II -7,4	III 2,1
2	3	4	5	6	7	8
Нагрузка внешних потребителей по пару Pn=1,5 мПа	D _{тех}	кг/с	По заданию	83	76	70
Нагрузка ГВС	Q _{гвс}	МВт	По заданию	190	190	190
Нагрузка отопления и вентиляции	Q _{от}	МВт	По заданию	770	455	360
Температура исходной сырой воды	t _х	°С	По заданию	5	5	5
Расчетная температура воды в системе ГВС	t _{гвс}	°С	По заданию	65	65	65
График тепловой сети	t _{пр} /t _{об} р _{ср}	°С	По заданию	150/70	98/50	82/43
Средняя температура для подсчета теплопотерь	t _{т.с.}	°С	Принимается исходя из примерного расчета утечек прямо-60% вверх-40%	118	78	65,8
Коэффициент утечек в теплосети	K _{ут}	%	СниП	1.5	1.5	1,5
Расход воды на нужды хим цеха	α ^{сап} _{хц}	%	Нормы проекта	25	25	25

Наименование расчетных величин	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или исходные данные	Режимы		
				I, Мах зимний -25	II -7,4	III 2,1
2	3	4	5	6	7	8
Потери конденсата на производстве	$\Delta G^{прк}$	%	По заданию	30	30	30
т тепловой схемы						
Расход воды системами ГВС	$G_{гвс}$	кг/с	$G = Q_{гвс} / C_p(t_{гвс} - t_x)$	$190/4,19 \times (65-5) = 755$	755	755
Утечки теплосети	$G_{ут}$	кг/с	Приняты предвар.	44	44	44
Расход подпитки	$G_{подп}$	кг/с	$G_{гвс} + G_{ут}$	$755 + 44 = 799$	799	799
Расход сырой воды	$G_{сыр}$	кг/с	$(1 + \alpha^{сип хц}) G_{ут}$	$(1 + 25/100) \times 799 = 998$	988	988
Давление острого пара в конденсаторе турбины ПТ-60-90	P_k	кг/Па	Тех характер. турбины	100	100	100
Энтальпия пара в конденсаторе	h_k	кДж/кг	Табл.Ривкина	2530	2530	2530
Энтальпия конденсата в конденсаторе	h'	кДж/кг	Табл.Ривкина	190,4	190,4	190,4
Пропуск пара в конденсатор турбин	D_k	кг/с	Тех характер. турбины	14,5	14,5	14,5

Продолжение таблицы 2.2

Наименование расчетных величин	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или исходные данные	Режимы		
				I, зимний	Max -25	II -7,4
Тепловая нагрузка покрывшая в конденсаторе при нагреве сырой воды	Qк	МВт	2Дж(hk-h'к)	214,5 x(2530-190,4)= 68,1	68,1	68,1
Коэффициент полезного действия генератора	ηг		Тех данные	0,98	0,98	0,98
Кпд газоохладителя	ηго		Тех данные	0,98	0,98	0,98
Температура сырой воды на выходе из газоохладителей	tго	°С	$t_{хв} \times 2N(1-\eta_{г}) \eta_{го}$ $G_{сыр} C_p$	5+602x x(1-0,988) x0,98/998 x4,19x10 ⁻³	5,4	5,4
Коэффициент полезного действия конденсатора	ηк		Тех данные	0,98	0,98	0,98
Температура воды после конденсата	tсыр ^{хво}	°С	tго+(Qкηк/GсырСр)	5,4+68,1x0,98/998x4,19x10 ⁻³ =21,3	21,3	21,3
Энтальпия пара теплофикационного отбора	h'п	кдж/кг	При давлении теплофикационного отбора по т Рифкину «Термодин. св-ва воды и пара)	439,4	439,4	439,4

Продолжение таблицы 2.2

№	Наименование расчетных величин	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или исходные данные	Режимы
					I, зимний -25
1	2	3	4	5	6
26.	Энтальпия конденсата теплофикационного отбора	$h'm$	кДж/кг	439,4	439,4
27.	Удельный расход тепла	qm	кДж/кг	$2639,4-439,4=2200$	2200
28.	Дополнительный подогрев сырой воды в подогревателе до 30°C в зимнее время на АТЭЦ-1 отсутствует	$D^{0,12}$ пс в	кг/с	16	16
29.	Охлаждение воды в хим цехе	$\Delta t_{xво}$	$^{\circ}\text{C}$	2	2
30.	Температура хим очищенной воды (согласно п28)	$t_{xво}$	$^{\circ}\text{C}$	$t_{сыр}^{xво} - \Delta t_{xво}$	$30-2=28$

Продолжение таблицы 2.2

№	Наименование расчетных величин	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или исходные данные	Режимы
					I, зимний -25
31.	Расход сетевой во-	$G'_{рец}$	кг/с	$Q_{подп}(t_{обп}-t_{xво})/$	$799(70-28)/$

	ды из попадающей магистрали в вакуумный деаэратор	$Q_{рец}$	мВт	$(t_{пр}-t_{обр})$	$(150-70) =$ $=419,5$
32.	Тепловая потеря с учетом утечек теплосети	$Q_{ут}$	мВт	$G_{ут}C_p(t_{ге}^{cp}-t_{хв})$	$44 \times 4,19 \times 10^{-3} \times (110-5) = 19,2$
33.	Тепло вносимое подпиточной водой ($t_{подп}=t_{обр}$)	$Q_{подп}$	мВт	$G_{подп}C_p(t_{подп}-t_{хв})$	$799 \times 4,19 \times 10^{-3} \times (70-5) = 217,6$
34.	Тепловая нагрузка подогревателей (с учетом ПВК)	$Q_{сн}$	мВт	$\Sigma Q_{тс} + Q_{ут} + Q_{подп} + Q_{рец}$	$190 + 770 + 19,2 + 217,6 + 140,4 = 907,2$
35.	Расход сетевой воды	$G_{св}$	кг/с	$Q_{от} / (C_p(t_{пр}-t_{обр}))$	$770 / (4,19 \times 10^{-3} \times (150-70)) = 2297$
36.	Общий расход сетевой воды через основные подогреватели	$G_{об}$	кг/с	$G'_{рец} + \sqrt{G_{св}^2 + G_{св} \times G_{подп}} + 0,5 G_{подп}^2$	3145,4
37.	Расход пара на собственные нужды $P=1,5$ МПа	$D_p^{сн} = 1,5$	кг/с	По заданию	16,6

Продолжение таблицы 2.2

№	Наименование расчетных величин	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или исходные данные	Режимы
					I, зимний -25

1	2	3	4	5	6
38.	Расход пара на мазутное хозяйство P=1,5МПа	$D_p^{\text{маз.х}} = 1,5$	кг/с	По заданию	5,6
39.	Тепловая нагрузка сетевых подогревателей	$Q_{об}$	МВт	$Q_{сп} - Q_{пвк}$	$902 - 604 = 298$ $Q_{пвк} = 604$
40.	Температура сетевой воды за основным бойлером	$t_{об}$	$^{\circ}C$	$Q_{об} / (G_{об} \cdot C_p) + t_{обр}$	$298 / (3145,4 - 4,19) + 70 = 92,6$
41.	Расход пара P=0,12МПа на основные бойлеры	$D_{об}$	кг/с	$Q_{об} / (q_T \times \eta_{об})$	$298 / (2200 \times 0,98) = 138$
42.	Расход пара из отборов турбин ПТ-60-90 на бойлеры по диаграмме режимов	D_m	кг/с	$2 \times D^{\text{пт-60}}_m$	$2 \times 44 = 88$
43.	Расход пара из РОУ 13/1,2	$D^{\text{роу}}_{об}$	кг/с	$D_{об} - D_m$	$138 - 88 = 50$
44.	Расход пара на РОУ 13/1,2	$D^{\text{роу}}_п$	кг/с	$D^{\text{роу}}_{об} \times [(h_{ред} - t_{пв}) / (h_{вп} - t_{пв})]$	$50 \times [(2639 - 990,3) / (2933,2 - 990,3)]$

Продолжение таблицы 2.2

№	Наименование	Обозна	Еди-	Расчетная формула	Режимы
---	--------------	--------	------	-------------------	--------

	расчетных величин	-чение	ница измерения	или исходные данные	I, Зимний -25	Мах
1	2	3	4	5	6	
45.	Расход пара напро-во из отборов турбин ПТ-60-90	$D^{пт-60}_{п}$	кг/с	По диаграмме режимов	$2 \times 27,5 = 55$	
46.	Противодавление турбины Р25	$D^{р-25}_{п}$	кг/с	По характеристике турбины	70	
47.	Суммарная потребность в паре $P=1,5 \text{ МПа}$	$\sum D_{п}$	кг/с	$D_{тех} + D^{мазх}_{р=} = 1,5 + D^{сн}_{р=} = 1,5 + D^{роу}_{п}$	$83 + 16,6 + 5,6 + 43,75 = 148,95$	
48.	Расход пара на РОУ 100/13	$D^{пп}_{роу}$	кг/с	$\sum D_{п} - \sum D^{пп}_{отб}$	$148,95 - 55 - 77 = 19,95$	
49.	Расход острого пара на РОУ	$D^{пп}_{роу}$	кг/с	$0,824 D^{пп}_{роу}$	19,75	
50.	Расход острого пара на Р-25-90	$D^{пп}_{р-25}$	кг/с	Диаграмма режимов	73,6	
51.	Расход острого пара на Р-25-90	$D^{пп}_{р-25}$	кг/с	Диаграмма режимов	$105 \times 2 = 210$	
52.	Потери в схеме	$D_{ут}$	кг/с	Принимается в количестве 2%	6,2	
53.	Суммарный расход острого пара	$\sum D_{о}$	кг/с	$D^{пп}_{роу} + D^{пп}_{пт-60} + D^{пп}_{р-25}$	$19,75 + 210 + 73,6 = 303,35$	

Продолжение таблицы 2.2

№	Наименование расчетных величин	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или исходные данные	Режимы
					I, зимний -25
1	2	3	4	5	6
54.	Пар котельных агрегатов	$\Sigma D_{ка}$	кг/с	$\Sigma D_o + D_{ут}$	303,35+6,2 =309,55
55.	Продувка котельных агрегатов	$D_{пр}$	кг/с	$K_{сеп} D_{пр}$ $K_{сеп}=0,45$	4,65x0,45 =2,088
56.	Количество пара получаемого в расширителе РНП	$D_{рнп}$	кг/с	$D_{пр} - D_{рнп}$	2,562
57.	Количество воды в РНП	$D^{в}_{рнп}$	кг/с	$D_{пр} - D_{рнп}$	2,562
58.	Потери конденсатора	$D^{кон}_{пот}$	кг/с	в соответствии с 30% потерями конденсата на пр-во	26,6
59.	Суммарные потери	$\Delta D_{пот}$	кг/с	$D_{рнп} + D^{кон}_{пот}$	29,16
60.	Расход сырой воды	$D_{св}$	кг/с	$1,25 \Delta D_{пот}$	1,25*29,16=36,45
61.	Температура сырой воды за охл продувки	$t_{опр}$	$^{\circ}C$	$t_{вх} + [D^{в}_{рнп} (h_{рпн-ноп}) / D_{св} c_p] \chi_{ноп}$	12,73
62.	Температура воды на химводоочистки	$t_{хво}$	$^{\circ}C$		40

Продолжение таблицы 2.2

Обозна	Еди-	Расчетная формула	Режимы
--------	------	-------------------	--------

Изменение	Единица измерения	Исходные данные	I, зимний -25	II -7,4	III 2,1	IV летний
3	4	5	6	7	8	9
t _{хво}	°C		38	38	38	38
D ^{0,12} _{до пхво}	кг/с	D _{св} (t _{хво} - t _{ппр})C _p / (h ^{0,12} - h _н) η _п	36,45(40-30) 4,19/2200x0,98 =1,88	1,60	1,43	1,01
D ^{0,12} _{по дп}	кг/с	[(D ^{ппк} (h ^{0,12} _{вд} - h ^{ппк}) + (ΔD _{пот} + D _{к^{маз.х}})x x(h ^{0,12} _{вд} - h ^{вхов})] / (h ^{0,12} - h ^{0,12} _н) η _п	8,07	7,54	7,03	5,7
Σ D ^{0,12} _{по д}	кг/с	D ^{0,12} _{пвс хво} + D ^{0,12} _{доп} + D ^{0,12} _{под ка}	16+1,88+8,07= 25,95	25,14	24,46	6,71
D ^{0,12} _п	кг/с	D _{об} + Σ D ^{0,12} _{под}	163,9	163,1	162,4	59,11
D ^{0,12} _{ро удоп}	кг/с	В соответствии с п.66	25,95	25,14	24,46	6,71

Продолжение таблицы 2.2

№	Наименование расчетных величин	Обозначение	Единица измерения	Расчетная формула или исходные данные	Режимы
					I, зимний -25

1	2	3	4	5	6
69.	Дополнительный расход пара P=1,5мПа на РОУ 13/1,2	$D^{роу}_{пдо}$	кг/с	$0,875 D^{0,12}_{роу доп}$	22,7
70.	Дополнительный расход острого пара	$D^{роу}_{по}$	кг/с	$0,824 D^{роу}_{пдоп}$	22,7
71.	Пар котельных агрегатов с участием дополнительных расходов на РОУ 100/13	$D_{ка}$	кг/с	$\sum D_{ка} + D^{роу}_{по}$	309,55+18, 328

Таблица 2.3 Таблица расчетов по балансам тепла и пара

Источники	Режимы				Потребители	М
	I макс. зимн -25	II -7,4	III -2,1	IV летний		
1	2	3	4	5	6	7
Котлы	5x35,65 =178,25	34,4x5 =172	33,29x5 =166,45	Пар	9,8 мПа, КЦС Паровая турбина ПТ-	2x =2

БКЗ-160-100 ст. N 9-13				31,4	60-90	
	2x75=	2x75=	2x75=		Паровая турбина	73
ЦКС-280 2шт.	=150	=150	=150	2x75= =150	P-25-90 РОУ-100/13	38
	328,25	322	316,45		Утечки острого пара	6,
Итого:				181,4		32

Паровые турбины ПТ-60-90	55	55	55	24,7	Пар 1,5мПА, КЦС Внешние паровые нагрузки	83
Паровая турбина P-25-90	70	70	70	64	Расход пара на собственные нужды	16
РОУ 100/13	23,95+ 22,7= 46,65	16,95+ 22= 38,95	10,95+ 21,4= 32,95	54	Пар на мазутное хозяйство РОУ-13/1,2	5,
Итого	171,65	163,95	157,35	94,6	Итого	17

1	2	3	4	5	6	7
---	---	---	---	---	---	---

Паровые турбины ПТ-60-90	2x44=88	2x44=88	2x44=88	1x44=44	Пар 0,12 МПа, кг/с Собственные нужды	25
РОУ-13/1,2	50+ +25,29= =75,95	50+25,14 =75,14	50+24,4 6=74,46	8,41+ +6,71 = =15,71	Бойлера турбины	13
Итого	163,95	163,14	162,46	59,11	Итого	16
Горячая вода (150 ⁰ – 70 ⁰ С) МДж/с(МВт)						
Конденсаторы турбин ПТ-60-90	68,1	68,1	68,1	68,1	Внешние тепловые нагрузки	
Основные бойлера	298	298	298	112,95	Отопление и вентиляция	77
Пиковые водогрейные котлы	604	284	186	-	Горячее водоснабжение	19
Подогреватели сырой воды	36,4	3,6	34,6	-	Потери в сетях	19
Вакуумные деаэраторы	140,4	73,8	50,3	21,6	Потери тепла в ХВО Собственные нужды станции	27

Итого	1146,9	760,3	638,8	202,6	Итого	11
-------	--------	-------	-------	-------	-------	----

1	2	3	4	5	6	7
Топливо					Электрическая мо	
Часовой расход топлива энергетическими котлами (мДж/с/сут/ч)	1197,4 (146,9)	1159,18 (142,28)	1131,32 (138,9)	593,26 (72,82)	Паровые турбины ПТ-60-90	2х =
То же водогрейными котлами мДж/с/сут/ч	678,56 (83,29)	319,11 (39,17)	208,97 (125,65)	-	Паровая турбина Р-25-90	27
Общий расход топлива (мДж/с)	1876,02	1478,29	1340,29	593,26	Итого	15
Отпуск тепловой энергии (мДж/с)	1146,9	760,3	638,8	202,65		
Отпуск пара (мДж/с)	377,63	359,7	346,2	208,2		
Общий отпуск тепловой энергии	1524,53	1120	985	410,85		

3 Потери пара и конденсата на ТЭС

Потери пара и конденсата на ТЭС делятся на внутренние $D_{вт}$, потери с продувочной водой барабанов котлов, внешние $D_{вн}$ и технологические $D_{техн}$.

К **внутренним** потерям относятся утечки в элементах оборудования, паровых и водяных линиях [3].

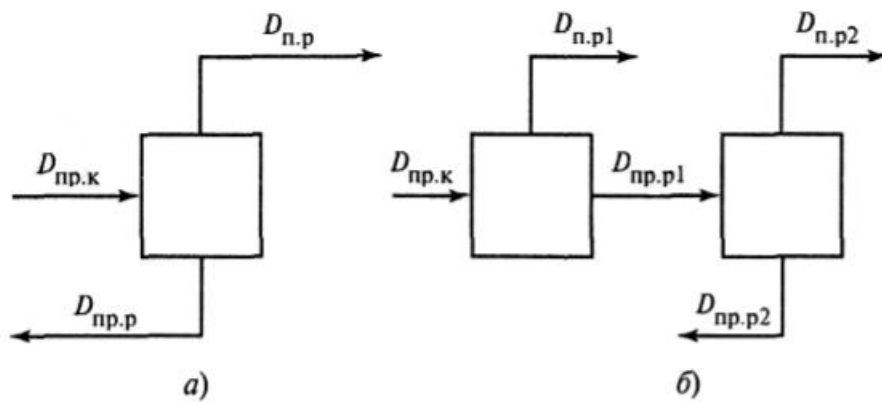
Восполнение потерь на ТЭС производится обессоленной водой, при этом расчетную производительность обессоливающей или испарительной установки для конденсационных электростанций и отопительных ТЭС следует принимать равной 2 % паровой производительности устанавливаемых котлов. Производительность общестанционной испарительной установки или дополнительная производительность обессоливающей установки (сверх 2%) принимается:

Для электростанций с прямоточными котлами – 25 т/ч при блоках мощностью 200,250,300 МВт, 50 т/ч при блоках мощностью 500 МВт 75 т/ч при блоках мощностью 800 МВт[3].

Для электростанций с барабанными котлами – 25 т/ч.

Утечки вызывают потери пара и воды и снижают тепловую экономичность электростанции. Они существуют на всех линиях пароводяного тракта, однако, при расчетах полагают, что они сосредоточены в паропроводе свежего (перед турбиной). Это упрощает расчеты и приводит к тому, что найденные таким образом показатели тепловой экономичности бывают несколько занижены, правда, весьма незначительно.

Заметные значения потерь на ТЭС связаны с непрерывной продувкой барабанов котлов. Для уменьшения этих потерь на линиях продувочной воды устанавливают расширители продувки. Применение находят схемы с одной и двумя ступенями расширения.



а) одноступенчатая б) двухступенчатая

Рисунок 3.1 - Схемы включения расширителей непрерывной продувки котла

При одноступенчатой схеме уравнение теплового баланса расширителя имеет вид

$$D_{\text{пр.к.}} \cdot h_{\text{пр.к.}} = D_{\text{н.п.}} \cdot h_{\text{н.п.}} + D_{\text{пр.р.}} \cdot h_{\text{пр.р.}}$$

А уравнение материального баланса можно записать так

$$D_{\text{пр.к.}} = D_{\text{н.п.}} + D_{\text{пр.р.}}$$

Здесь индексы означают «пр.к.» - продувка котла; «н.п.» - пар расширителя «пр.р.» - продувка расширителя.

$$D_{\text{пр.р.}} = \frac{h_{\text{н.п.}} - h_{\text{пр.к.}}}{h_{\text{н.п.}} - h_{\text{пр.р.}}} \cdot D_{\text{пр.к.}} = \beta_{\text{пр.р.}} \cdot D_{\text{пр.к.}}$$

Аналогично записывается уравнение, определяющее продувку расширителя

При двухступенчатой схеме расширения продувки котла (рис. б). Расход продувочной воды расширителя второй ступени при этом определяется по зависимости:

$$D_{\text{пр.р.2}} = \frac{h_{\text{н.п.2}} - h_{\text{пр.р.1}}}{h_{\text{н.п.2}} - h_{\text{пр.р.2}}} \cdot D_{\text{пр.р.1}} = \beta_{\text{пр.р.1}} \cdot \beta_{\text{пр.р.2}} \cdot D_{\text{пр.к.}}$$

Индексы «1» и «2» соответствуют номеру расширителя.

Расход воды при непрерывной продувке котла должен измеряться расходомером и для установившегося режима при восполнении потерь обессоленной водой или дистиллятом испарителей должен составлять не более 3 и не менее 0,5% производительности; при пуске котла после монтажа, ремонта или из резерва допускается увеличение непрерывной продувки до 2-5% производительности котла[3].

Внешние потери пара и конденсата $D_{\text{вн}}$ могут быть на ТЭЦ при открытых схемах отпуска теплоты, когда потребители теплоты получают редуцированный свежий пар или пар или пар непосредственно из отборов

турбин. Конденсат этого пара («обратный» конденсат) от теплового потребителя может вообще не возвращаться или возвращаться сильно загрязненным. В обоих случаях внешние потери являются полными, т.е. равными расходу пара теплового потребителя $D_{т.п.}$. Однако обычно «обратный конденсат» ($D_{о.к.}$) с учетом его качества можно непосредственно направить в линию основного конденсата турбины. В этом случае внешние потери могут быть достаточно велики, для их восполнения необходимо предусмотреть специальные водоподготовительные установки. Конечно, при больших потерях пара и конденсата у теплового потребителя можно применить схему с парообразователями и получать на них все необходимое количество добавочной воды. В этом случае всех безвозвратных потерь и никаких других установок для подготовки добавочной воды не требуется [3].

Предотвращение внешних потерь пара и конденсата при применении паропреобразовательной установки (ППУ) связано с недовыработкой мощности турбиной из-за необходимости подачи на ППУ пара более высокого потенциала, чем требуется для технологических целей. Внутренние потери и потери, связанные с продувкой барабанов котлов, восполняются добавочной водой, поступающей в конденсатор турбины, где она проходит предварительную деаэрацию. Внешние потери восполняются добавочной водой, направляемой в деаэратор основного конденсата турбины [3].

Кроме вышеперечисленных потерь пара и конденсата на ТЭС существуют так называемые технологические потери (или потери на собственные нужды). Они связаны с работой форсунок, обдувками и отмывками поверхностей нагрева, обслуживанием установок для очистки конденсата, деаэрацией подпиточной воды теплосети, разгрузкой мазута, отбором проб теплоносителя для химических анализов и др.

Нормы технологических потерь пара и конденсата разрабатываются электростанцией для каждой технологической операции с учетом возможного повторного использования потерь.

На современных ТЭС загрязненный конденсат обычно собирается в бак загрязненного конденсата и после очистки его на ионитовых фильтрах и деаэрации возвращается в цикл. Если на ТЭС имеются испарители, загрязненный конденсат, продувочная вода барабанных котлов могут направляться также в эти аппараты. При таких схемах общие потери ТЭС резко сокращаются [3].

Все безвозвратные потери пара и конденсата на ТЭС должны восполняться добавочной водой.

ТЭЦ-1 является старейшей станцией города. При знакомстве со станцией стало очевидно, что здесь принимается ряд мер по энергосбережению. В том числе и меры по сокращению потерь пара и конденсата.

Как и на любой другой станции максимальные потери приходятся на соединительные участки труб. Основные меры это ремонтно-наладочные работы т.е. установка различных видов уплотнений. Так же это потери с непрерывной продувкой котла, на разогрев мазута и т.д.

Приведу перечень мер по энергосбережению замеченных мной за время прохождения практики.

- В конденсаторах турбинного цеха для охлаждения отработавшего пара применяется сырая подпиточная вода из талгарского водозаборника, что позволяет сэкономить пар на подогрев питательной воды, т.к. вода в конденсаторе нагревается с 5-15⁰С до 25-27⁰С, а самое главное снизить потери в конденсаторе;
- Применение регенеративных подогревателей;
- Использование в деаэраторах частично отработавшего в турбинах пара;

3.1 Использование частично отработавшего пара для собственных нужд станции

- Продажа пара частично отработавшего в турбинах станции и горячей воды промышленным предприятиям и населению. 1. При строительстве специальных мелких котельных для подачи воды с температурой 90-100⁰С и пара низкого давления, требовали бы бесполезного сжигания лишнего топлива. 2. При продаже пара и воды меньше пара проходит через конденсатор, т.е. меньше в пустую теряется теплота полученная при сжигании угля;

- Наличие на территории ТЭЦ-1 и города трансформаторных станций, которые позволяют повысить напряжение и снизить силу тока тем самым снизить потерю энергию в виде тепла при транспортировке электроэнергии;

- Наличие на котлах, турбинах, паропроводах, теплотрассах и теплообменном оборудовании теплоизоляционной обмуровки, позволяющей сократить потери тепла. Библиографический обзор потерь пара и конденсата

Потери пара делятся на внутренние и внешние.

Ко внутренним потерям относятся следующие:

- потери пара, конденсата и питательной воды через неплотности фланцевых соединений и арматуры;

- потери пара через предохранительные клапаны; - утечка дренажа паропроводов и турбин;

- расход пара на обдувку поверхностей нагрева, на разогрев мазута и на форсунки;

- к внутренним потерям теплоносителя на электростанциях с котлами на докритические параметры относят также потери от непрерывной продувки из барабанов котлов. Все эти потери сопровождаются потерей теплоты, их принято выражать в долях от расхода пара в турбину.

Внешние потери теплоносителя имеют место только на ТЭЦ с отдачей технологического пара внешним потребителям: они обусловлены загрязнением и потерей пара и конденсата у потребителей. Доля внешних потерь составляет 0...100% расхода пара теплофикационной турбиной и зависит от отрасли промышленности и технологической схемы предприятия.

Внутренние потери пара и конденсата не должны превышать при номинальной нагрузке 1,6% на ТЭЦ с производственной или производственно–отопительной нагрузкой.

При понижении нагрузки допускается увеличение внутростанционных потерь не более чем в 1,5 раза.

На электростанциях с прямоточными котлами эти потери с учетом периодических водно-химических отмывок могут быть больше на 0,3–0,5%.

При сжигании мазута в качестве основного топлива потери конденсата увеличиваются на 6% в летнее и на 16% в зимнее время из расчета на количество мазута, поступившего на электростанцию в железнодорожных цистернах.

Внутренние потери и потери, связанные с продувкой барабанов котлов, восполняются добавочной водой, поступающей в конденсатор турбины, где она проходит предварительную деаэрацию.

Внутренние потери теплоносителя на электростанциях с котлами на докритические параметры (с учетом потерь рабочего тела от непрерывной продувки из барабанов котлов):

$\alpha_{ут.}$ – величина утечек в долях от расхода пара на турбину, принимается 0,005- 0,012. Утечки могут стать причиной потери пара и воды и как следствие снижения тепловой экономичности электростанции. Они присутствуют на всех линиях пароводяного тракта, однако в расчетах

полагают, что они сосредоточены в паропроводе свежего пара (перед турбиной). Это упрощает расчеты и приводит к тому, что найденные таким образом показатели тепловой экономичности бывают несколько занижены, правда, весьма незначительно.

$\alpha_{пр.в.}$ – доля потерь продувочной воды (концентрата продувки). Для уменьшения этих потерь на линиях продувочной воды устанавливают расширители непрерывной продувки.

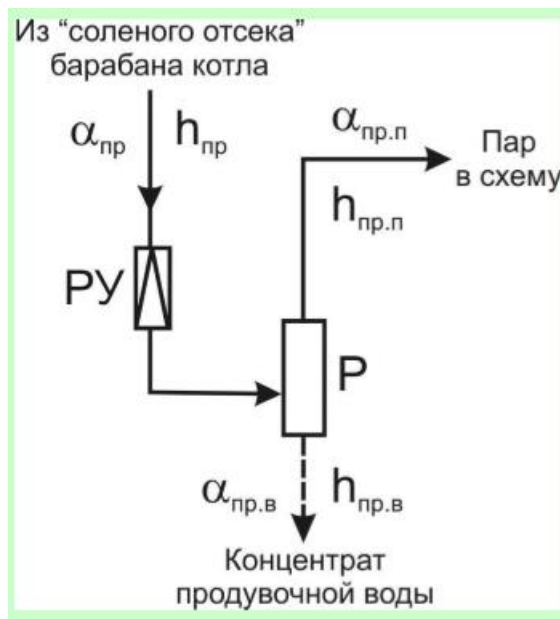


Рисунок 3.2 - Схема расширителя непрерывной продувки

Расчетная схема расширителя непрерывной продувки:

Уравнения материального (1) и технического (2) баланса расширителя продувки:

$$\alpha_{пр} = \alpha_{пр.п} + \alpha_{пр.в.} \quad (1)$$

$$\alpha_{пр} h_{пр} \eta_c = \alpha_{пр.п} h_{пр.п} + \alpha_{пр.в.} h_{пр.в.} \quad (2)$$

$\alpha_{пр} = 0,003 \div 0,005$ при восполнении потерь рабочего тела дистиллятом испарителей; $\alpha_{пр} = 0,03 \div 0,05$ при восполнении потерь рабочего тела химически очищенной водой; $h_{пр}$ энтальпия продувочной воды, определяется для состояния насыщения при давлении в барабане котла $P_б = 1,2 \cdot P_0$;

$h_{пр.п}$, $h_{пр.в.}$ энтальпии пара и воды на выходе из расширителя, определяются для состояния насыщения при давлении в расширителе P_r ,

которое выше давления в том элементе схемы, куда отводится пар на величину гидравлических потерь в трубопроводе (2÷8%);

с $\eta_c=0,99$ КПД расширителя, учитывает потери тепла в окружающую среду.

Кипящая вода из расширителя попадает в охладитель продувки. Там тепло концентрата продувки отдается добавочной воде. Тем самым происходит снижение потерь тепла на станции.

Внешние потери пара и конденсата могут быть на ТЭЦ при открытых схемах отпуска теплоты, когда потребители теплоты получают редуцированный свежий пар или пар непосредственно из отборов турбин. Конденсат этого пара («обратный» конденсат) от теплового потребителя может вообще не возвращаться или возвращаться сильно загрязненным. В обоих случаях внешние потери являются полными, т.е. равными расходу пара теплового потребителя.

Однако обычно «обратный» конденсат с учетом его качества можно непосредственно направить в линию основного конденсата турбины. В этом случае внешние потери связаны с невозвратом конденсата с производства.

Внешние потери восполняются добавочной водой, направляемой в деаэратор основного конденсата турбины. Перед этим добавочная вода должна подогреваться и предварительно деаэрироваться в атмосферном деаэраторе.

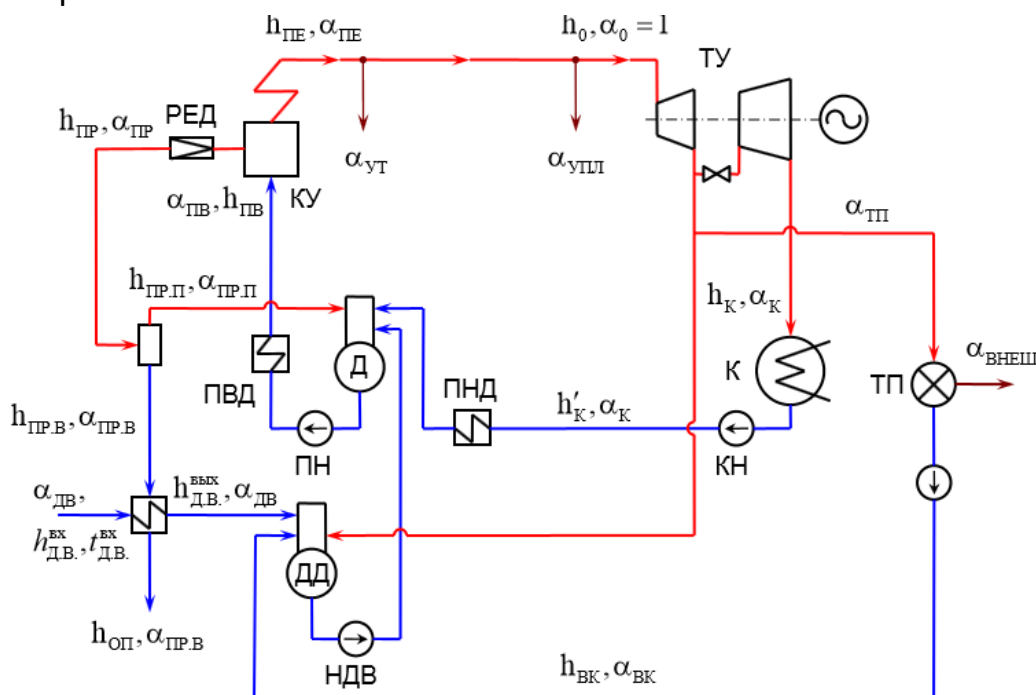


Рисунок 3.3 – Схема баланса расхода потерь пара и конденсата на ТЭЦ

3.2 Системы возврата конденсата

Производство пара как правило необходимо по одной из следующих причин:

- Для привода турбогенераторов и производства электрической энергии.
- Для применения в качестве теплоносителя в разных нагревательных системах.

Если полностью сконденсировать один килограмм пара, то образуется один килограмм конденсата, давление и температура, которого имеют ту же, что и пар (Рисунок 3.3). Если мы хотим сделать паровую систему более эффективно, то мы должны этот конденсат использовать повторно. Невозвращенный для повторного использования в котельную конденсат в качестве питательной воды котла, может стать причиной финансовых потерь, неэффективной работы системы с технической точки зрения, а также может нанести ущерб окружающей среде.



Рисунок 3.3 - 1 кг пара при полной конденсации превращается в 1 кг конденсата

Насыщенный пар, который используется для нагрева, в процессе конденсации отдает большую часть свою тепла - энтальпию испарения. В образованном конденсате содержится только энтальпия воды.

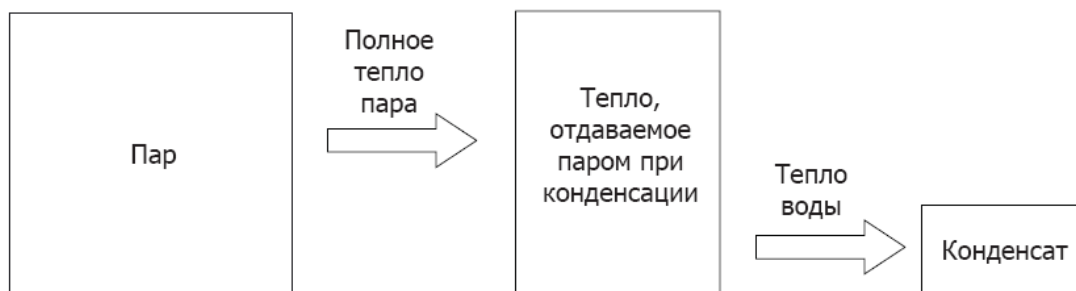


Рисунок 3.4 - После того, как пар отдает энтальпию испарения, он превращается конденсат, с определённым количеством тепла - энтальпию воды.

Конденсат является источником тепла, а также представляет собой дистиллированную воду, которая может быть использована в качестве питательной воды для котла. В эффективной паро-конденсатной системе конденсат должен быть собран и возвращен в деаэратор или бак питательной воды котла. Однако, в случае явной опасности, загрязненный конденсат не может быть использован в качестве питательной воды. Тем не менее, даже в таком случае представляется возможность собрать конденсат и использовать его как горячую воду, от которой тем или иным способом можно отобрать тепло.

Конденсат отводится от паропотребляющего оборудования при помощи конденсатоотводчиков; при этом происходит переход из области высокого давления в область более низкого давления, который существует в конденсатной магистрали. В результате падения давления часть конденсата снова испаряется, превращаясь в пар вторичного вскипания (вторичный пар). Количество образующегося вторичного пара определяется избытком тепла между параметрами конденсата при высоком и низком давлении. Как правило, во вторичный пар превращается от 10% до 15% общей массы конденсата. Однако объём в процентном отношении может меняться гораздо сильнее. Конденсат при давлении в 7 бар при переходе в область атмосферного давления теряет примерно 13% своей массы, но образующийся при этом пар занимает пространство примерно в 200 раз большее, чем занимал конденсат, из которого образовался этот пар. Это может привести к образованию паровой пробки в конденсатной линии, если ее диаметр слишком мал для данного количества вторичного пара. Факт возможности образования вторичного пара должен приниматься во внимание при выборе диаметра конденсатопровода [1].

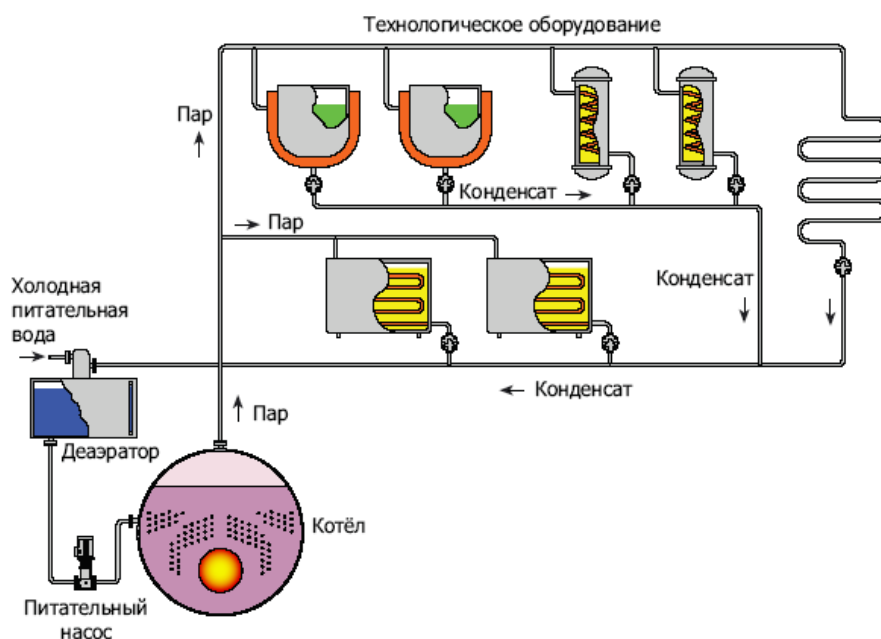


Рисунок 3.5 – Система сбора и возврата конденсата

Рассмотрим причины, по которым необходимо внедрять систему возврата конденсата. Прежде всего, это эффективное использование тепла.

Пар, который производится в котле, зачастую называют острым паром. Термины «острый пар» и «пар вторичного вскипания» используются только для того, чтобы различать их происхождение. Независимо от происхождения пара – будь то пар котла или пар, полученный в результате процесса мгновенного вскипания - он обладает энтальпией испарения, и может быть использован в качестве теплоносителя. Вторичный пар может содержать до половины всей тепловой энергии конденсата. В эффективной паровой системе вторичный пар должен использоваться повторно. Если конденсат и вторичный пар сбрасывать в атмосферу, то это приравнивается к потерям тепла.

Следующим пунктом, безусловно, являются финансовые стороны вопроса

Конденсат-это ценный теплоноситель. Повторное использование даже небольшого количества конденсата нередко бывает экономически оправдано. Во многих случаях имеет смысл собирать и возвращать конденсат, который отводится одним единственным конденсатоотводчиком. Конденсат, который не был возвращен в котельную можно компенсировать, подавая в деаэратор холодную добавочную воду. Но это может стать причиной дополнительных затрат на химическую обработку воды, а также на топливо для ее нагрева до температуры приемлемой для подачи в

деаэратор.

Затраты на воду

Слитый в дренаж конденсат нужно заменить добавочной водой, что приводит к дополнительным затратам на покупку воды.[1]

Максимальное повышение производительности котла

Чем холоднее питательная вода котла, тем меньше пара будет производить котёл для потребителей, так как часть пара будет использоваться для подогрева этой воды.

Качество питательной воды

Конденсат представляет собой дистиллированную воду, в которой почти не содержится растворённых твёрдых веществ (TDS). Для уменьшения концентрации растворённых твёрдых веществ в котловой воде часть воды из котлов приходится удалять (так называемая продувка котлов). Чем больше конденсата возвращается в котёл в качестве питательной воды, тем меньше необходимость в продувке, а значит, тем меньше тепла будет теряться.[1]

Причины необходимости сбора и возврата конденсата:

- Сокращение трат на покупку сырой подпиточной воды.
- Уменьшение необходимости химической обработки сырой подпиточной воды.
- Снижение затрат на оплату за сточные воды и штрафы.
- Уменьшение затрат на топливо.
- Возможность увеличения производительность котла.
- Уменьшение продувок котлов, как следствие снижение потерь тепла.

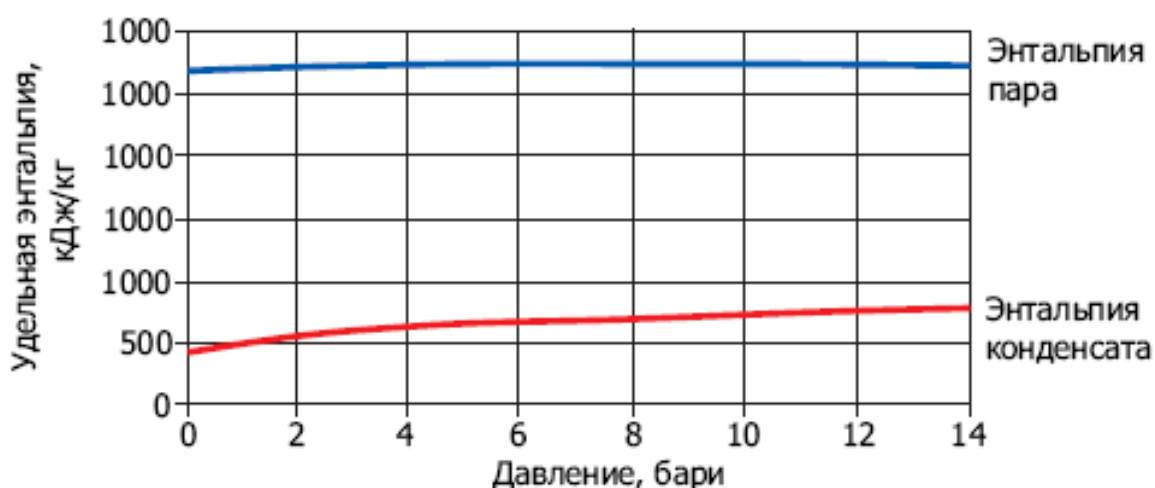


Рисунок 3.6 –Сравнение удельных энтальпий пара и конденсата

График показывает сравнение количество тепла, содержащегося в одном килограмме пара и в одном килограмме конденсата при одинаковом

давлении. Процент количества тепла в конденсате относительно тепла пара варьируется от 18% при давлении 1 бар до 30% при давлении 14 бар. Наглядно видно, что конденсат имеет смысл собирать и использовать.

Российская программа Spirax Sargo предлагает программы с несложным интерфейсом для расчета.

Эффективность работы конденсатного хозяйства определяется следующими основными факторами: количеством возвращаемого конденсата, температурой возвращаемого конденсата, стоимостью очистки конденсата, стоимостью электрической энергии (на перекачку конденсата).

Неисправное техническое состояние конденсатоотводчиков или их отсутствие у потребляющего пар оборудования приводят к значительным потерям тепловой энергии с пролетным паром, перерасходу пара и, как следствие, к увеличению удельного расхода тепловой энергии на единицу продукции. С другой стороны, это приводит к ухудшению работы конденсатных линий, не рассчитанных на работу со значительным содержанием «пролетного» пара в конденсате. При этом гидравлическое сопротивление в конденсатных линиях возрастает, возникает противодействие, что приводит к возникновению гидравлических ударов;

Использование тепла «выпара» от баков сбора конденсата путем установки либо теплообменника для приготовления горячей воды на технологические и хозяйственно-бытовые нужды, либо пароструйного эжектора, предназначенного для повышения потенциала давления пара путем подачи для подмешивания "свежего" пара.

Большие потери пара возможны в эжекторе. *Пароструйные эжекторы* широко применяются для отсоса воздуха, газов и паров из вакуумных аппаратов различного назначения, например, конденсаторов паровых турбин. Постоянно работающие эжекторы обычно выполняются двух - или трехступенчатыми и снабжаются промежуточными и внешними холодильниками для уменьшения работы сжатия (следовательно, экономии рабочего пара) и конденсации пара из паровоздушной смеси в целях сохранения конденсата.

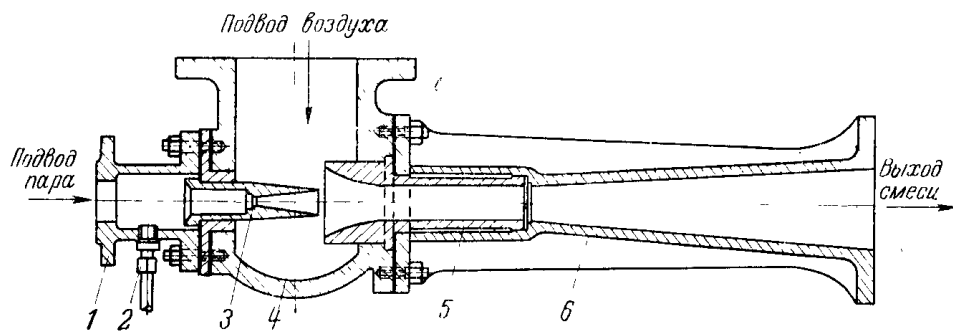


Рисунок 3.7 - Схема пароструйного эжектора

Пароструйные эжекторы имеют следующие недостатки: 1) значительный расход пара; 2) медленный пуск; 3) смешение засасываемого газа с паром.

1	2	3	4	5	6	7
Отпуск эл. энергии (с учетом собст. нужд)	139,5	139,5	139,5	77,4		
Общий от-пуск энергии	1664	1259,5	1124,5	488,25		
Коэффици-ент исполь-зования топлива	88,7	85,2	83,9	82,3		

4 Использование тепла пара в элементах оборудования АТЭЦ-1

4.1 Расчет расхода пара в мазутохозяйстве АлЭС ТЭЦ-1

Мазут привозят посредством железной дороги в цистернах с нефтеперерабатывающих заводов Республики. Разгрузка мазута осуществляется на трехпутной сливной железнодорожной эстакаде с подземной железобетонной приемной емкостью, предназначенной для разгрузки одновременно 18-ти 60 м³ цистерн. Зимой, также осуществляется предварительный подогрев мазута в вагонах со специальными подогревателями.

Хранилище мазута состоит из двух металлических резервуаров емкостью по 1000 м³ с перекачивающей насосной, оборудованной погруженными насосами, двух расходных резервуаров мазута емкостью 2000 м³ и мазутонасосной. Так как строительство мазутного хозяйства осуществлялось с 1968 г. по 1972 г., оно не соответствует некоторым требованиям СНиП 11-106-79.

«Склады нефти и нефтепродуктов», действующие ныне на территории Казахстана. Нормативные документы не имеют обратного действия и не могут применяться в контрольном порядке к сооружениям, построенным по ранее действующим правилам и нормам. Тем не менее мазутохозяйство вполне отвечает правилам пожаробезопасности.

Для разогрева и слива мазута из цистерн применяется пар. Пар на производство, на собственные нужды станции подается из общестанционного коллектора 1,5 МПа. Конденсат из подогревателей мазута направляется в баки отстойники. Отстоянный мазут возвращается в резервуар мазута, вода транспортируется на очистные сооружения.

В мазутонасосной установлены гомогенизаторы, позволяющие сжигать в топках котлов жидкое топливо в виде водномазутной эмульсии. Вода эмульгированна по всей массе мазута, ее содержание составляет до 10-20%. Использование гомогенизаторов позволило решить проблему удаление подтоварных вод в резервуарах мазута, которая накапливается на дне, осаждаясь из освобожденных мазутов, а также удаления конденсат от паровых регистров в мазутных резервуарах. В гомогенизаторах создается водомазутная эмульсия, подаваемая под давлением 3,0-3,5 МПа на сжигание в котлах.

Подача мазута на водогрейные котлы котлоагрегаты ст.№1-7 осуществляется по следующей технологической цепочке: приемная эстакада→приемный резервуар→погружной насос→резервные резервуары→перекачивающий насос→подогреватели мазута→фильтры тонкой очистки→перекачивающий насос→подогреватели мазута→фильтры

тонкой очистки→перекачивающий насос→гомогенизаторы→водогрейные котлы[4].

Подача мазута паровые котлоагрегаты ст. №8-13 осуществляется по следующей технологической цепочке: резервные резервуары→перекачивающий насос→расходные резервуары→перекачивающий насос→гомогенизаторы→паровые котлы [4].

При хранении, для предотвращения расслаивания и поддержания оптимальной температуры жидкого топлива, мазут постоянно рециркулируется и подогревается в гомогенизаторах и подогревателях, появляющийся конденсат из подогревателей мазута направляется в баки отстойники, отстоявшийся мазут возвращается в резервуар мазута.



Рисунок 4.1 – Сливная мазутная эстакада

Применение установки приготовления сжигания водомазутной эмульсии имеет следующие преимущества:

- повышение надежности процесса горения в горелках;
- снижение содержания окислов азота;
- снижение содержания сажи, токсичной органики, в частности, бензоперена, в отходящих газах;
- возможность эффективного обезвреживания отходов производства, отработанных масел, замазученного конденсата;
- уменьшение отложений на хвостовых поверхностях котлоагрегатов.

4.2 Алгоритм расчета и расчет мазутоподогревателя

Растопочное мазутное хозяйство имеется на всех электростанциях, использующих твердое топливо при камерном способе сжигания. Мазут с для растопки и подсвечивания факела в топках котлов. В случае, когда на таких электростанциях появляются пиковые водогрейные котлы их мазутное хозяйство объединяется с растопочным [19].

Как и остальное теплообменное оборудование ТЭС подогреватели мазута работают в непрерывном тепловом режиме и для них характерна весьма малая тепловая инертность. В связи с этим все расчеты мазутоподогревателей проводят при стационарном тепловом режиме. Подогреватели мазута на ТЭС также относятся к классу рекуперативных тепловых аппаратов, поэтому к ним применимы уравнения теплового баланса и теплопередачи [19].

В подогревателях мазута ТЭС в качестве греющей жидкости используется пар из отборов турбины, нагрев мазута производится за счет конденсации пара через стенки каналов. При этом достаточно часто используется нагретый пар [10].

Уравнение теплового баланса для подогревателей мазута с учетом потерь в окружающую среду имеет стандартный вид:

$$Q = G_{\text{п}}(h_{\text{п}} - h_{\text{к}}) = Q_{\text{пот}} + G_{\text{М}} C_{\text{рм}} \rho_{\text{М}} (t_{2\text{М}} - t_{1\text{М}})$$

Где $G_{\text{п}}$ -массовый расход пара; $Q_{\text{пот}}$ –тепловые потери аппарата в окружающую среду; $G_{\text{М}}$ –объемный расход мазута $\rho_{\text{М}}$, $C_{\text{рм}}$ - плотность и удельная теплоемкость мазута при его средней температуре $\bar{t}_{\text{М}}$ в аппарате. $t_{1\text{М}}$, $t_{2\text{М}}$ – начальная и конечная температура мазута на входе и выходе из подогревателя; $h_{\text{п}} = h_{\text{к}} + r_{\text{к}} + c_{\text{рп}}(t_{\text{п}} - t_{\text{н}})$ -энтальпия перегретого пара $h_{\text{к}} = c_{\text{рк}}(t_{\text{н}} - t_{\text{к}})$ – энтальпия конденсата; $c_{\text{рк}}$ -удельная теплоемкость конденсата, $t_{\text{п}}$ - температура перегретого пара, $t_{\text{н}}$ -температура его насыщения; $t_{\text{к}}$ - температура конденсата [19].

Количество теплоты, получаемое мазутом, или тепловая производительность мазутоподогревателя

$$Q_{\text{М}} = G_{\text{М}} c_{\text{рм}} \rho_{\text{М}} (t_{2\text{М}} - t_{1\text{М}})$$

В общем определение тепловых потерь при отсутствии изоляции производят по формуле:

$$Q_{\text{пот}} = \bar{\alpha} F_k \Delta t$$

$\bar{\alpha}_k$ -коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности корпуса аппарата к окружающему воздуху; $F_k = \pi D_n H_k$ – площадь наружной поверхности (здесь D_n, H_k – наружный диаметр и длина аппарата); Δt -разность температур наружной поверхности $t_{\text{кор}}$ и окружающего воздуха $t_{\text{воз}}$.

При наличии изоляции на корпусе мазутоподогревателя рекомендуется формула

$$Q_{\text{пот}} = [8,4 + 0,06(t_{\text{из}} - t_{\text{воз}})] F_k \Delta t,$$

Где $t_{\text{воз}}$ и $t_{\text{из}}$ – температуры поверхности изоляции и окружающего воздуха

F_k и Δt определяются с учетом изоляции.

Расход греющего пара определяется, в свою очередь, как функция тепловой производительности подогревателя и теплоты парообразования r_k :

$$G_{\text{п}} = Q_{\text{м}} / (r_k \eta_{\text{п}}),$$

Где $\eta_{\text{п}}$ - коэффициент потерь теплоты в окружающую среду. (На практике рекомендуется использовать значение $\eta_{\text{п}} = 0,96 \div 0,98$).

Так же более точное значение расхода греющего пара при условии, что весь пар сконденсировался можно получить с учетом теплоты перегрева пара согласно формуле

$$G_{\text{п}} = Q_{\text{м}} / ((h_{\text{п}} - h_{\text{к}}) \eta_{\text{п}}).$$

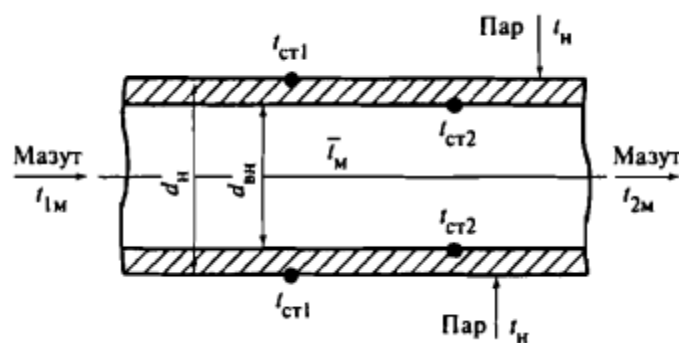


Рисунок 4.2 Схема мазутопровода

Для обеспечения необходимой вязкости $16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, температура подогрева мазута марки М100 должна составлять 125 C^0 . При этом часто используют перегретый пар из отборов турбины с давлением до 1,6 МПа и температурой до 300 C^0 .

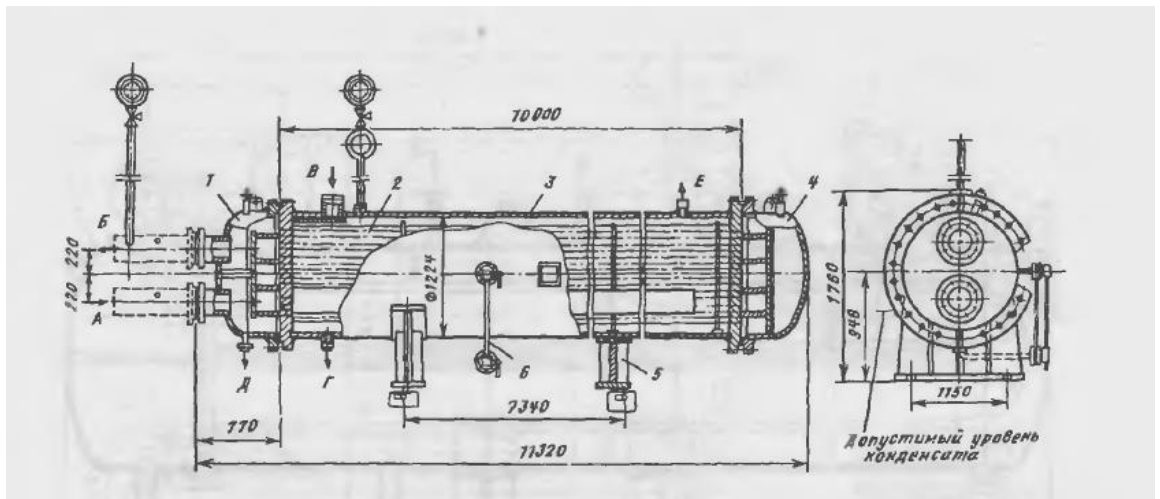
Расчет подогревателя мазута марки ПМ-10-120

На предприятии АлЭС ТЭЦ-1 имеется подогреватель мазута марки ПМ-10-120. Он предназначен для подогрева жидкого топлива при перекачке из резервных резервуаров, перед использованием в технологическом процессе.

В связи с тем, что мазут имеет высокую вязкость, необходимо нагревать его до определенной температуры для поддержания оптимальной вязкости. Подготовка мазута к сжиганию заключается в его подогреве с целью получения необходимой вязкости, очистки от механических примесей, обработки присадками.

Система эффективного и экономичного режима сжигания состоит из следующего оборудования: теплообменников - подогреватели мазута, оборудование рециркуляции подогретого мазута и оборудования смешения части перегретого мазута с мазутом, находящимся в расходных емкостях-резервуарах [19].

Рассмотрим подробнее основные элементы такие, как подогреватели мазута. Подогреватели мазута - это рекуперативный поверхностный теплообменный аппарат. По типу конструкции (или по виду поверхности теплообмена) подогреватели мазута подразделяются на: кожухотрубные с прямыми гладкими трубами (гладкотрубные); кожухотрубчатые с U-образными трубами; кожухотрубчатые секционные; секционные «труба в трубе»; кожухотрубные с оребренными трубами.



1-мазутная камера; 2-трубный пучок; 3-корпус; 4-мазутная камера; 5-опора; 6-водомерное стекло; А,Б-вход и выход мазута; В-вход пара; Г-отвод конденсата; Д-дренаж мазута; Е-отсос воздуха.

Рисунок 4.3 - Подогреватель мазута марки ПМ-10-120

Т а б л и ц а 4.1 – Характеристики марок мазутоподогревателей

Характеристика	Марка аппарата			
	ПМ-40-15	ПМ-40-30	ПМ-10-60	ПМ-10-120
Расход мазута, т/ч	15	30	60	120
Давление мазута, МПа	4	4	1	1
Давление греющего пара, МПа	1	1	1	1
Температура греющего пара, °С	200	200	200	200
Температура мазута М100 на входе, °С	70	70	60	60
Температура мазута М100 на выходе, °С	95	95	115	115
Гидравлическое сопротивление при номинальной производительности, МПа	0,165	0,265	0,265	0,265
Масса аппарата, заполненного водой, кг	2730	7730	12 500	26 800
Площадь поверхности нагрева, м ²	30	100	200	400

Выполним расчет мазутоподогревателя.

Исходные данные: марка мазута М-100; расход мазута $G_m=0,04 \text{ м}^3/\text{с}$; температура мазута на входе $t_{1m}=60 \text{ }^\circ\text{C}$, на выходе $t_{2m}=115 \text{ }^\circ\text{C}$; давление греющего пара $p_{гр}=1,0 \cdot 10^6 \text{ Па}$; температура перегретого пара $t_p=250 \text{ }^\circ\text{C}$; удельная теплоемкость перегретого пара $c_{рн}=2743 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$; температура насыщенного пара $t_n=231 \text{ }^\circ\text{C}$; материал труб – сталь. Теплопроводность материала труб $\lambda_{ст} = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$; геометрические характеристики аппарата: $n=388$; число ходов межтрубного пространства $z_T=12$; длина труб $L=10\text{ м}$; наружный диаметр $d_n=0,038 \text{ м}$; внутренний диаметр труб $d_{вн}=0,033\text{ м}$; площадь поверхности теплообмена $F=400\text{ м}^2$; теплофизические

характеристики конденсата: плотность $\rho_k=880 \text{ кг/м}^3$; теплопроводность $\lambda_k=0,671 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$; кинематическая вязкость $\lambda_k=0,671 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$; удельная теплота парообразования $r_k=1986 \text{ кДж/кг}$.

Для того, чтобы t_{2M} и F задаются шагом h_1 внешней итерационной процедуры, исходя из следующих правил

$$(t_{2M})=a+b\cdot p_{гр}+cG+d\cdot t_{1M}$$

$$(t_{2M})=131,5+25\cdot 1+0,35\cdot 60=153,46$$

Значения коэффициентов для выбора в первом приближении конечной температуры мазута t_{2M} при поверочном расчете подогревателей марок ПМ.

Для подогревателей мазута типа ПМ шаг внешнего итерационного процесса h_1 по вычислению t_{2M} и F рекомендуется выбирать в диапазоне 1-2 $^{\circ}\text{C}$.

Определяем среднюю температуру мазута \bar{t}_M

$$\bar{t}_M=0,5(t_{1M}+t_{2M})=0,5(60+115)=87,5^{\circ}\text{C};$$

Находим теплофизические характеристики мазута при $\bar{t}_M=87,5$

$$\rho_M=[0,881-0,00304(t-68)]\cdot 10^3=[0,881-0,0034(87,5-68)]\cdot 1000=814,7$$

$$\lambda_M=0,158-0,0002093(t-20)=0,158-0,0002093(87,5-20)=0,1412 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$$

$$C_{pM}=1736,4+2,51\cdot t=1956,025 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$$

$$v_M=\{\exp_{10}(\exp_{10}[9,8555-3,745\lg(t+273)])-0,8\}\cdot 10^{-6}=\{\exp_{10}(\exp_{10}[9,8555-3,745\lg(87,5+273)])-0,8\}\cdot 10^{-6}=4,67\cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\mu_M=v_M\cdot \rho_M=4,67\cdot 10^{-5}\cdot 814,7=0,038 \text{ Па}\cdot\text{с}$$

Тепловая производительность мазутоподогревателя равна:

$$Q_M=G_M C_{pM} \rho_M (t_{1M}-t_{2M})=0,04\cdot 1956\cdot 814,7(115-60)=3505817 \text{ Вт}$$

Принимаем значение коэффициента потерь теплоты в окружающую среду $\eta_n=0,97$;

Далее ищем расход греющего пара по формуле:

$$G_n=\frac{Q_M}{r_k\cdot \eta_n}=\frac{3505817}{1986\cdot 10^3\cdot 0,97}=1,81 \text{ кг/с}$$

Далее следует итерационная процедура:

Задаем значение температурного напора расчета температуры стенки

$t_{ст1}$:

$$\Delta t_1=0^{\circ}\text{C};$$

$$t_{ст1}=t_n-\Delta t_1=231-0=231^{\circ}\text{C};$$

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи со стороны пара:

$$\bar{\alpha}_n = 2,02 \cdot \varepsilon \cdot \lambda_k \sqrt[3]{\rho^2 L n / (\mu_k G_n)} = 2,02 \cdot 0,6 \cdot 0,671 \sqrt[3]{\frac{814,7^2 \cdot 10 \cdot 388}{1,24 \cdot 10^{-4} \cdot 1,81}} = 18342,88$$

Вт/(м²·К),

При этом $\varepsilon=0,6$, так как $n>100$; $\mu_k = \nu_k \cdot \rho_k = 0,141 \cdot 10^{-6} \cdot 880 = 1,24 \cdot 10^{-6}$ Па·с;

Ищем значение температуры стенки трубы со стороны мазута:

$$t_{ст2} = t_{ст1} - \bar{\alpha}_n \Delta t_1 \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} = 231 - 18342,88 \cdot 0 \cdot \frac{0,0025}{46,5} = 231^{\circ}\text{C},$$

где $\delta_{ст} = (d_n - d_{вн})/2 = (0,038 - 0,035)/2 = 0,0025$ м.

В настоящее время предлагаются системы плазменного розжига котлоагрегатов вместо использования мазута.

4.2 Расчет ионитного фильтра

Показатель	Формула	A ₂	H ₂	A ₁
Расчетная производительность, м ³ /ч	$Q_{осв} = Q_M + Q_M^{CH}$	150	150+3,0=153	153+0,4=153,4
Требуемая площадь фильтров, м ²	$F = Q_{ст}/w$	150/20=7,5	153/40=3,825	153,4/17=9,02
Число фильтров в работе, шт.	$n + n_p$	2+1	2+1	2+1
Площадь одного фильтра в работе, м ²	$f = F/n$	7,5/2=3,75	3,82/2=1,91	9,02/2=4,51
Характеристика стандартного фильтра, м/м ²	$D/f; h_{ст}$	2,6/5,3=1,7	2,0/3,14=1,5	2,6/5,3=1,7
Действительная скорость фильтрования, м/ч	$W_d = \frac{Q_{ст}}{f \cdot n}$	$\frac{150}{5,3 \cdot 2} = 14,15$	$\frac{153}{3,14 \cdot 2} = 24,36$	$\frac{153,4}{5,3 \cdot 2} = 14,4$
Тип загружаемого материала	-	AB-17	KY-2-8	АН-3
Рабочая емкость материала г-эquiv/м ³	E_p	100	400	600
Продолжительность фильтроцикла, ч	$t + \tau = \frac{f \cdot h_{ст} \cdot E_p \cdot n}{Q_{ст} \cdot C}$	$\frac{3,75 \cdot 1,7 \cdot 100 \cdot 2}{150 \cdot (\frac{4}{44} + \frac{3,8}{76})} = 56$	$\frac{1,91 \cdot 1,5 \cdot 400 \cdot 2}{153 \cdot (0,1 + 0,02)} = 124$	$\frac{4,51 \cdot 2 \cdot 600 \cdot 2}{153,4 \cdot (0,78 + 0,02)} = 112$

Суточное число регенерации всех фильтров рег/сут	$m = 24 \cdot n / (T + t)$	$\frac{24 \cdot 2}{56} = 0,86$	$\frac{24 \cdot 2}{124} = 0,38$	$\frac{24 \cdot 2}{64,1} = 0,75$
Удельный расход реагента, кг/м ³	b	100	60	50
Расход 100% реагент на 1 регенерацию кг/сут	$s^{100} = f \cdot h_{cl} \cdot b$	$3,75 \cdot 1,7 \cdot 100 = 637,5$	$1,91 \cdot 1,5 \cdot 60 = 144,9$	$4,51 \cdot 2 \cdot 50 = 451$
Суточный расход 100%-го реагента, кг/сут	$S_{сут}^{100} = S^{100} \cdot m$	$637,5 \cdot 0,86 = 548,25$	$144,9 \cdot 0,38 = 55,062$	$451 \cdot 0,75 = 338,25$
Удельный расход воды на взрыхление дм ³ /(см ² ·с)	i	2,8	3,0	2,8
Время взрыхления фильтра, м	$t_{взр}$	20	20	20
Расход взрыхляющей воды, м ³ /г	$V_{взр} = \frac{f \cdot i \cdot t_{взр} \cdot 60}{10^3}$	$\frac{3,75 \cdot 2,8 \cdot 20 \cdot 60}{10^3} = 12,6$	$\frac{1,91 \cdot 3 \cdot 20 \cdot 60}{10^3} = 6,876$	$\frac{4,51 \cdot 2,8 \cdot 20 \cdot 60}{10^3} = 14,424$
Концентрация регенерационного раствора, %	$C_{p.p.}$	4	3	2
Расход воды на приготовление раствора, м ³ /рег	$V_{p.p.} = \frac{\sigma^{100} \cdot 100}{C_{p.p.} \cdot 10^3}$	$\frac{901 \cdot 100}{4 \cdot 10^3} = 22,5$	$\frac{282,6 \cdot 100}{3 \cdot 10^3} = 9,42$	$\frac{530 \cdot 100}{2 \cdot 10^3} = 26,5$
Удельный расход воды на отмывку м ³ /м ³	a	9	5	8
Расход воды на отмывку, м ³ /рег	$V_{отм} = f \cdot h_{cl} \cdot a$	$3,75 \cdot 1,7 \cdot 9 = 57,4$	$1,91 \cdot 1,5 \cdot 5 = 14,32$	$4,51 \cdot 2 \cdot 0,8 = 7,216$
Суммарный расход воды на регенерацию, м ³ /рег	$V_s = V_{взр} + V_{p.p.} + V_{отм}$	$12,6 + 22,5 + 57,4 = 92,5$	$6,88 + 9,42 + 14,32 = 30,6$	$15,2 + 26,5 + 7,216 = 48,916$
Часовой расход на собственные нужды, м ³ /ч	$Q_{ст}^{ch} = (V_s \cdot m) / 24$	$92,5 \cdot 0,86 / 24 = 3,3$	$30,6 \cdot 0,38 / 24 = 0,48$	$114,3 \cdot 0,75 / 24 = 3,57$

Скорость пропуска регенерационного раствора, м/ч	$w_{p,p}$	5	10	5
Время пропуска регенерационного раствора, мин	$\tau_{p,p} = \frac{V_{p,p} \cdot 60}{f \cdot \omega_{p,p}}$	$\frac{22,5 \cdot 60}{3,75 \cdot 5} = 72$	$\frac{9,42 \cdot 60}{1,91 \cdot 10} = 29,6$	$\frac{26,5 \cdot 60}{4,51 \cdot 5} = 70,7$
Скорость отмывки, м/ч	$\omega_{отм.}$	5	10	5
Время отмывки, мин	$\tau_{отм.} = \frac{V_{отм.} \cdot 60}{f \cdot \omega_{отм.}}$	$\frac{57,4 \cdot 60}{3,75 \cdot 5} = 183,7$	$\frac{14,32 \cdot 60}{1,91 \cdot 10} = 44,98$	$\frac{72,61 \cdot 60}{4,51 \cdot 5} = 191,7$

4.3 Расчет испарителя И-350

На многих ТЭС восполнение потерь пара и конденсата производится дистиллятом, получаемым в испарительных установках. Такой метод подготовки добавочной воды паротурбинных установок называется термическим обессоливанием воды. При термическом обессоливании из воды, содержащей различные растворённые в ней вещества, получают пар, который затем конденсируют. В тепловых режимах, при которых работают испарители, с паром уносится лишь очень небольшое количество капель, содержащих эти вещества. Устройства по очистке пара позволяют и этот унос многократно уменьшить. Поэтому получаемый на испарительных установках дистиллят пригоден для использования в качестве добавочной воды для любых современных паровых котлов. Вводимые в испаритель с водой растворённые в ней вещества выводятся из аппарата с продувкой.

Задание:

- определить производительность испарительной установки;
- определить гидравлические потери контура циркуляции ступени испарителя;
- определить полезный напор в контуре естественной циркуляции ступени испарителя;
- определить рабочую скорость циркуляции;
- определить коэффициент теплопередачи.

Тип испарителя	И – 350
Количество труб	1764
Параметры греющего пара	P = 0,56 МПа
	t = 156,15°C/ h ₀ =2823
Производительность, т/ч	12
Габаритные размеры, м	L ₁ = 2,29
	L ₂ = 2,36
	D ₁ = 2,05
	D ₂ = 2,8
Опускные трубы	Кол-во: 22
	d _{оп} = 0,066 м
№ рассчитываемой ступени	1
Величина продувки	0,05
КПД испарителя	0,98
Температура питательной воды	t = 156,16 °C
Энтальпия питательной воды	h = 293,3 кДж/кг

Т а б л и ц а 4.1- Исходные данные расчета

Определение параметров пара в ступенях испарительной установки

Температура вторичного пара определяется по температуре насыщения во вторичном контуре, которая вычисляется: $t_{н2} = t_{н1} - \Delta t$, где $\Delta t = 10$ °С.

Т а б л и ц а 4.2 - Значения параметров пара в ступенях испарительной установки

№ Ступени	1	2	3	4	5
t_n Температура насыщения	146,16	136,16	126,16	116,16	106,16
h'' Энтальпия воды	2741,5	2728,8	2715,2	2700,8	2691,8
h' Энтальпия Пара	614,9	572	529,2	486,74	461,32
D кол-во пара	10,3	8,8	7,6	6,8	6,10

4.1 Определение производительности испарительной установки

Производительность многоступенчатой испарительной установки определяется суммой потоков вторичного пара из каждой ступени

$$D_{uy} = \sum D_i$$

Количество вторичного пара из каждой ступени определяется из уравнения теплового баланса для каждой ступени:

$$D_{n,i}(h_{n,i}'' - h_{n,i}')\eta = D_i h_i'' + \alpha D_i h_i' - (1 + \alpha) D_i h_{n,e}''$$

где $D_{n,i}$, D_i - соответственно количество греющего и вторичного пара, кг/с (т/ч); $h_{n,i}'$, $h_{n,i}''$ - соответственно энтальпия греющего пара и конденсата в i -той ступени, кДж/кг (ккал/кг); h_i'' , h_i' - соответственно энтальпия вторичного пара и воды в состоянии насыщения для i -той ступени, кДж/кг (ккал/кг); α - величина продувки.

Из последнего уравнения количество вторичного пара

$$D_i = (D_{n,i} \cdot (h_{n,i}'' - h_{n,i}') \cdot \eta) / (h_i'' + \alpha \cdot h_i' - (1 + \alpha) \cdot h_{n,e}'')$$

Для первой ступени:

$$D_1 = (12 \cdot (2823 - 658,8) \cdot 0,98) / (2741,5 + 0,05 \cdot 614,9) - (1 + 0,05) \cdot 293,3 = 10,3 \text{ кг/с};$$

Для второй ступени:

$$D_2 = (10,3 \cdot (2741,5 - 614,4) \cdot 0,98) / (2728,8 + 0,05 \cdot 569,7) - (1 + 0,05) \cdot 293,3 = 8,8 \text{ кг/с};$$

Для третьей ступени:

$$D_3 = (8,8 \cdot (2728,8 - 572) \cdot 0,98) / (2715,2 + 0,05 \cdot 529,2) - (1 + 0,05) \cdot 293,3 = 7,6 \text{ кг/с};$$

Для четвертой ступени:

$$D_4 = (7,6 \cdot (2715,2 - 529,2) \cdot 0,98) / (2700,8 + 0,05 \cdot 486,74) - (1 + 0,05) \cdot 293,3 = 6,8 \text{ кг/с};$$

Для пятой ступени

$$D_5 = (6,8 \cdot (2700,8 - 486,74) \cdot 0,98) / (2691,8 + 0,05 \cdot 461,32) - (1 + 0,05) \cdot 293,3 = 6,10 \text{ кг/с};$$

Производительность по всем ступеням $D_{uy} = \sum D_i = 39,61 \text{ кг/с}$.

4.2 Тепловой расчет ступени испарителя

Поверочный тепловой расчет проводится с целью уточнения параметров вторичного пара и производительности ступени при заданной поверхности и параметрах греющего потока.

Расчет проводится методом последовательного приближения, в качестве первого приближения принимаются данные, полученные при определении производительности ступени по уравнению теплового баланса.

Коэффициент теплопередачи $k = \frac{Q}{\Delta t F}$, где $F = 350 \text{ м}^2$, $\Delta t = 10 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Q = D_i \cdot (h_i'' + ah_i' - (1+a)h_{ng})$$

$$Q = 10,3 \cdot (2741,5 + 0,05 \cdot 614,9 - (1 + 0,05) \cdot 293,3 / 3,6) = 7069,7 \text{ кВт}$$

$$k = \frac{Q}{\Delta t F} = 7069,7 / (10 \cdot 350) = 2,02 \text{ кВт/Км}^2;$$

Удельный тепловой поток $q = \frac{Q}{F}$

$$q = 7069,7 / 350 = 20,2 \text{ кВт/м}^2.$$

Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{qH}{r\rho'v'}$$

где H – высота теплообменной поверхности $H = L_1/3 = 2,29/3 = 0,76 \text{ м}$,
 r – теплота парообразования, $r = 2753,4 \text{ кДж/кг}$, ρ' – плотность жидкости, $\rho' = 910,99 \text{ кг/м}^3$, ν – кинематическая вязкость воды в состоянии насыщения при $P_{гр}$, $\nu = 0,19 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

$$\text{Re} = \frac{qH}{r\rho'v'} = (20,2 \cdot 0,76) / (2753,4 \cdot 910,99 \cdot 0,19 \cdot 10^{-6}) = 32,2 - \text{ ламинарный}$$

режим.

$$\text{Тогда } \alpha_{1н} = 1,01 \lambda \left(\frac{g}{\nu^2} \right)^{1/3} \text{Re}^{1/3}$$

$$\alpha_{1н} = 1,01 \cdot 0,6827 \cdot (9,81 / (0,00000019^2))^{1/3} \cdot (32,2)^{-1/3} = 13991,8$$

где $\lambda = 0,6827 \text{ Вт/(мК)}$ - теплопроводность воды в состоянии насыщения при $P_{гр}$.

Коэффициент теплоотдачи с учетом окисления стенок труб

$$\alpha_1 = 0,75 \alpha_{1н} = 0,75 \cdot 13991,8 = 10493,88$$

Определение скорости циркуляции

Расчет проводится графо-аналитическим методом. Задаваясь тремя значениями скорости циркуляции w_o (0,2; 0,5; 0,8; 1,1; 1,4 и 1,7 м/с), рассчитывают сопротивление в подводящих линиях и полезный напор. Точка пересечения кривых соответствует рабочему значению скорости циркуляции (рис 4.1)

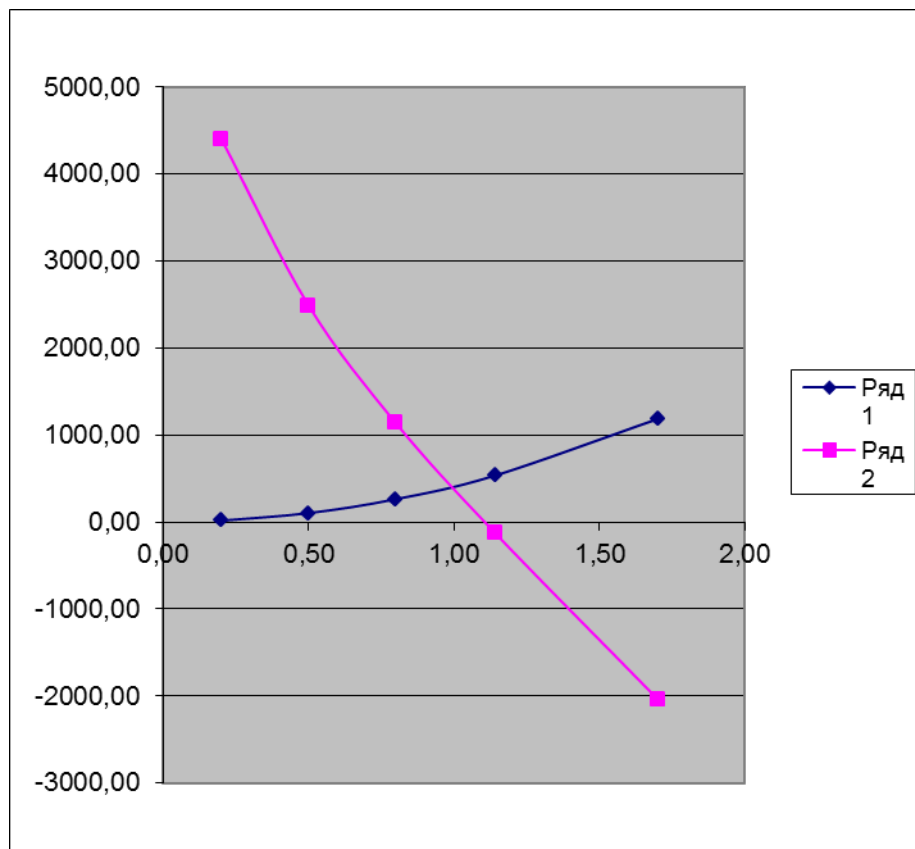


Рисунок 4.1 Рабочее значение скорости циркуляции

Гидравлические потери в подводящей части складываются из потерь в кольцевом пространстве между корпусом испарителя и греющей секцией и потерь на входных участках труб.

Площадь кольцевого сечения, m^2 , $F_k = 0,785[(D_2^2 - D_1^2) - d_{on}^2 n_{on}]$, где d_{on} – диаметр опускных труб, м; n – количество опускных труб;

$$F_k = 0,785 \cdot [(2,8)^2 - (2,05)^2] - (0,066)^2 \cdot 22 = 2,78 \text{ м}^2.$$

Скорость воды в кольцевом канале, m^2

$$w = w_0 \frac{z \cdot 0,785 d_{\text{вн}}^2}{F_{\kappa}},$$

$$w_1 = 0,2 \cdot 1764 \cdot 0,785 \cdot (0,032)^2 / 2,78 = 0,102 \text{ м/с},$$

$$w_2 = 0,5 \cdot 1764 \cdot 0,785 \cdot (0,032)^2 / 2,78 = 0,255 \text{ м/с},$$

$$w_3 = 0,8 \cdot 1764 \cdot 0,785 \cdot (0,032)^2 / 2,78 = 0,408 \text{ м/с},$$

$$w_4 = 1,1 \cdot 1764 \cdot 0,785 \cdot (0,032)^2 / 2,78 = 0,581 \text{ м/с},$$

$$w_5 = 1,7 \cdot 1764 \cdot 0,785 \cdot (0,032)^2 / 2,78 = 0,867 \text{ м/с}$$

где $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр труб греющей секции, м; z – число труб греющей секции.

Эквивалентный диаметр, м

$$D_{\text{экв}} = \frac{4F_{\kappa}}{(D_1 + D_2 + n d_{\text{он}}) \cdot 3,14}, \quad D_{\text{экв}} = 4 \cdot 2,78 / (2,05 + 2,8 + 22 \cdot 0,066) \cdot 3,14 = 0,56 \text{ м}$$

$$\text{Для кольцевого канала: } Re = \frac{w \cdot D_{\text{экв}}}{\nu},$$

$$Re_1 = 0,102 \cdot 0,56 / 0,19 \cdot 10^{-6} = 300135,0$$

$$Re_2 = 0,255 \cdot 0,56 / 0,19 \cdot 10^{-6} = 854490,62$$

$$Re_3 = 0,408 \cdot 0,56 / 0,19 \cdot 10^{-6} = 1367185,0$$

$$Re_4 = 0,581 \cdot 0,56 / 0,19 \cdot 10^{-6} = 1948238,62$$

$$Re_5 = 0,867 \cdot 0,56 / 0,19 \cdot 10^{-6} = 2905268,12$$

$$\text{Для греющей секции: } Re = \frac{w_0 \cdot d_{\text{вн}}}{\nu};$$

$$Re_1 = 0,2 \cdot 0,032 / 0,19 \cdot 10^{-6} = 31527,09$$

$$Re_2 = 0,5 \cdot 0,032 / 0,19 \cdot 10^{-6} = 78817,73$$

$$Re_3 = 0,8 \cdot 0,032 / 0,19 \cdot 10^{-6} = 126108,37$$

$$Re_4 = 1,1 \cdot 0,032 / 0,19 \cdot 10^{-6} = 179704,43$$

$$Re_5 = 1,4 \cdot 0,032 / 0,19 \cdot 10^{-6} = 267980,3$$

Коэффициент трения в кольцевом канале и трубах греющей секции при $Re = 2 \cdot 10^3 - 100 \cdot 10^3$,

$$\lambda_{mp} = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}},$$

$$\lambda_{mp1} = 0,3164/(3013509,1)^{0,25}=0,0135,$$

$$\lambda_{mp2} = 0,3164/(854490,62)^{0,25}=0,0104,$$

$$\lambda_{mp3} = 0,3164/(1367185)^{0,25}=0,0093,$$

$$\lambda_{mp4} = 0,3164/(1948238,62)^{0,25}=0,0085,$$

$$\lambda_{mp5} = 0,3164/(2905268,12)^{0,25}=0,0077.$$

то же для греющей секции

$$\lambda_{cp} = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}};$$

$$\lambda_{cp1} = 0,3164/(31527,09)^{0,25}=0,0237$$

$$\lambda_{cp2} = 0,3164/(78817,73)^{0,25}=0,01888$$

$$\lambda_{cp3} = 0,3164/(126108,37)^{0,25}=0,01679$$

$$\lambda_{cp4} = 0,3164/(179704,43)^{0,25}=0,01537$$

$$\lambda_{cp5} = 0,3164/(267980,3)^{0,25}=0,01391$$

Коэффициенты сопротивления на входе и выходе в кольцевой канал и входе в трубу греющей секции $\xi_{вх} = 0,5$; $\xi_{вых} = 1,0$; $\xi_{вх.мп} = 0,5$.

Потеря давления при движении в кольцевом канале, Па

$$\Delta P_{\kappa} = \lambda_{mp} \frac{L_2}{D_{\text{экв}}} \frac{\rho' w^2}{2},$$

где ρ' – плотность воды при температуре насыщения, кг/м³

$$\Delta P_{\kappa1} = 0,0135 \cdot 2,36 \cdot 910,99 \cdot (0,102)^2 / 0,56 \cdot 2 = 0,27 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{\kappa2} = 0,0104 \cdot 2,36 \cdot 910,99 \cdot (0,255)^2 / 0,56 \cdot 2 = 1,14 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{\kappa3} = 0,0093 \cdot 2,36 \cdot 910,99 \cdot (0,408)^2 / 0,56 \cdot 2 = 2,59 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{\kappa4} = 0,0085 \cdot 2,36 \cdot 910,99 \cdot (0,581)^2 / 0,56 \cdot 2 = 4,81 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{\kappa5} = 0,0077 \cdot 2,36 \cdot 910,99 \cdot (0,867)^2 / 0,56 \cdot 2 = 9,68 \text{ Па}$$

Потери давления на входе и выходе из кольцевого канала

$$\Delta P_{\text{вх}} = (\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}}) \frac{\rho' w^2}{2},$$

$$\Delta P_{\text{вх}1} = (0,5+1) \cdot 910,99 \cdot (0,102)^2 / 2 = 7,11 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{\text{вх}2} = (0,5+1) \cdot 910,99 \cdot (0,255)^2 / 2 = 44,43 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{ex3} = (0,5+1) \cdot 910,99 \cdot (0,408)^2 / 2 = 113,75 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{ex4} = (0,5+1) \cdot 910,99 \cdot (0,581)^2 / 2 = 230,98 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{ex5} = (0,5+1) \cdot 910,99 \cdot (0,867)^2 / 2 = 513,63 \text{ Па}$$

Потери давления на входе в трубы греющей секции

$$\Delta P_{ex.mp} = \xi_{ex.mp} \frac{\rho \cdot w_0^2}{2},$$

$$\Delta P_{ex.mp1} = 0,5 \cdot 910,99 \cdot (0,20)^2 / 2 = 9,11 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{ex.mp2} = 0,5 \cdot 910,99 \cdot (0,50)^2 / 2 = 56,94 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{ex.mp3} = 0,5 \cdot 910,99 \cdot (0,80)^2 / 2 = 145,76 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{ex.mp4} = 0,5 \cdot 910,99 \cdot (1,14)^2 / 2 = 295,98 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{ex.mp5} = 0,5 \cdot 910,99 \cdot (1,70)^2 / 2 = 658,19 \text{ Па}$$

Потери давления при движения воды на прямом участке, Па,

$$\Delta P_{mp} = \lambda_{zp} \frac{l_{но}}{d_{вн}} \frac{\rho \cdot w_0^2}{2}, \text{ где } l_{но} - \text{высота нижнего необогреваемого участка,}$$

м;

$$l_{но} = l + \frac{L_2 - L_1}{2} = 0,25 + (2,36 - 2,29) / 2 = 0,285 \text{ м.}$$

$$\Delta P_{mp1} = 0,02374 \cdot 0,285 \cdot 910,99 \cdot (0,20)^2 / (0,032 \cdot 2) = 3,89 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{mp2} = 0,01888 \cdot 0,285 \cdot 910,99 \cdot (0,50)^2 / (0,032 \cdot 2) = 19,35 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{mp3} = 0,01679 \cdot 0,285 \cdot 910,99 \cdot (0,80)^2 / (0,032 \cdot 2) = 44,05 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{mp4} = 0,01537 \cdot 0,285 \cdot 910,99 \cdot (1,14)^2 / (0,032 \cdot 2) = 81,86 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{mp5} = 0,01391 \cdot 0,285 \cdot 910,99 \cdot (1,70)^2 / (0,032 \cdot 2) = 164,73 \text{ Па}$$

Потери в опускных трубах, $\Delta P_{он} = \Delta P_{ex} + \Delta P_{к}$

$$\Delta P_{он1} = 7,11 + 0,27 = 7,38 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{он2} = 1,14 + 44,43 = 45,57 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{он3} = 2,59 + 113,75 = 116,33 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{он4} = 4,81 + 230,98 = 235,78 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{он5} = 9,68 + 513,63 = 523,31 \text{ Па}$$

Потери в необогреваемом участке,

$$\Delta P_{но} = \Delta P_{ex.тр} + \Delta P_{тр};$$

$$\Delta P_{но1} = 9,11 + 3,89 = 13 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{но2} = 56,94 + 19,35 = 76,29 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{но3} = 145,76 + 44,05 = 189,80 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{но4} = 295,98 + 81,86 = 377,84 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{но5} = 658,19 + 164,73 = 822,92 \text{ Па.}$$

Тепловой поток, кВт/м² $q_{вн} = k\Delta t$,

$$q_{вн} = 2,02 \cdot 10 = 20,2 \text{ Вт/м}^2.$$

Общее количество теплоты, передаваемое в кольцевом пространстве,

Вт

$$Q_{\kappa} = \pi D_1 L_1 k \Delta t = 3,14 \cdot 2,05 \cdot 2,29 \cdot 2,02 \cdot 10 = 297,75 \text{ кВт.}$$

Повышение энтальпии воды в кольцевом канале

$$\Delta h_{\kappa} = \frac{Q_{\kappa}}{0,785 d_{вн}^2 z w \rho};$$

$$\Delta h_{\kappa1} = 297,75 / (0,785 \cdot (0,032)^2 \cdot 1764 \cdot 0,102 \cdot 910,99) = 2,24 \text{ кДж/кг}$$

$$\Delta h_{\kappa2} = 249,27 / (0,785 \cdot (0,032)^2 \cdot 1764 \cdot 0,255 \cdot 910,99) = 0,89 \text{ кДж/кг}$$

$$\Delta h_{\kappa3} = 249,27 / (0,785 \cdot (0,032)^2 \cdot 1764 \cdot 0,408 \cdot 910,99) = 0,56 \text{ кДж/кг}$$

$$\Delta h_{\kappa4} = 249,27 / (0,785 \cdot (0,032)^2 \cdot 1764 \cdot 0,581 \cdot 910,99) = 0,39 \text{ кДж/кг}$$

$$\Delta h_{\kappa5} = 249,27 / (0,785 \cdot (0,032)^2 \cdot 1764 \cdot 0,867 \cdot 910,99) = 0,26 \text{ кДж/кг}$$

Высота экономайзерного участка

$$l_{\text{эк}} = \frac{-\Delta h_{\kappa} - (\Delta P_{он} + \Delta P_{но}) \frac{\partial h}{\partial p} + g \rho' (L_1 - l_{но}) \frac{\partial h}{\partial p}}{\frac{4 q_{вн}}{\rho w_0 d_{вн}} + g \rho' \frac{\partial h}{\partial p}} =$$

$$l_{\text{эк1}} = \frac{-2,24 - (7,38 + 13) \cdot 0,000358 + 9,81 \cdot 920,47 \cdot (2,36 - 0,285) \cdot 0,000358}{\frac{4 \cdot 20,2}{920,47 \cdot 0,2 \cdot 0,032} + 9,81 \cdot 920,47 \cdot 0,000358} = 0,26 \text{ м,}$$

где $\frac{\partial h}{\partial p} = 0,000358$ Дж/кгПа определяется по таблице насыщения при p_{H2}

Потери на участке экономайзера, Па

$$\Delta P_{\text{эк}} = \lambda_{\text{зр}} l_{\text{эк}} \frac{\rho' w_0^2}{2 \cdot d_{\text{вн}}};$$

$$\Delta P_{\text{эк}1} = (0,01888 \cdot 0,26 \cdot 920,47 \cdot (0,5)^2) / (2 \cdot 0,032) = 76,29 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{\text{эк}2} = (0,01537 \cdot 0,66 \cdot 920,47 \cdot (1,14)^2) / (2 \cdot 0,032) = 377,84 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{\text{эк}3} = (0,01391 \cdot 0,91 \cdot 920,47 \cdot (1,7)^2) / (2 \cdot 0,032) = 822,92 \text{ Па.}$$

Общее сопротивление в подводящих линиях, Па

$$\Delta P_{\text{подв}} = \Delta P_{\text{оп}} + \Delta P_{\text{ню}} + \Delta P_{\text{эк}};$$

$$\Delta P_{\text{подв}1} = 45,57 + 76,29 + 1,438 = 123,29 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{\text{подв}2} = 235,78 + 377,84 + 9,9363 = 623,56 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{\text{подв}3} = 523,31 + 822,92 + 22,75 = 1368,99 \text{ Па.}$$

Определение полезного напора

Количество пара, образующееся в одной трубе, кг/с

$$D_1'' = \frac{Q}{zr} = 7069,7 / (1764 \cdot 2753,4) = 0,002 \text{ кг/с.}$$

Приведенная скорость пара на выходе из труб греющей секции, м/с

$$w_{\text{ок}}'' = \frac{D_1''}{0,785 \rho'' d_{\text{вн}}^2} = 0,002 / (0,785 \cdot 2,29 \cdot (0,032)^2) = 1,02 \text{ м/с.}$$

Средняя приведенная скорость пара в трубе, м/с

$$w_{\text{нр}}'' = \frac{w_{\text{ок}}''}{2} = 1,02 / 2 = 0,51 \text{ м/с.}$$

Расходное паросодержание $\beta_{\text{ок}} = \frac{w_{\text{нр}}''}{w_{\text{нр}}'' + w};$

$$\beta_{\text{ок}1} = 0,51 / (0,51 + 0,5) = 0,5$$

$$\beta_{\text{ок}2} = 0,51 / (0,51 + 1,14) = 0,31$$

$$\beta_{\text{ок}3} = 0,51 / (0,51 + 1,7) = 0,23.$$

Скорость всплытия одиночного пузыря в неподвижной жидкости, м/с

$$w_{\text{пуз}} = 1,5 \sqrt[4]{g \sigma \frac{\rho' - \rho''}{(\rho')^2}} = 1,5 \cdot \sqrt[4]{9,81 \cdot 0,0494 \cdot \frac{(920,47 - 2,299)}{(920,47)^2}} = 0,227 \text{ м/с,}$$

где

σ - поверхностное натяжение воды при температуре насыщения,

Н/м.

Фактор взаимодействия

$$\psi_{\text{вз}} = 1,4 \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0,2} \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right)^5 = 1,4 \cdot \left(\frac{920,47}{0,227} \right)^{0,2} \cdot \left(1 - \frac{0,227}{920,47} \right)^5 = 4,6.$$

Групповая скорость всплытия пузырей, м/с,

$$w^* = w_{\text{пуз}} \psi_{\text{вз}} = 0,227 \cdot 4,6 = 1,04 \text{ м/с.}$$

Скорость смеси, м/с, $w_{\text{см.р}} = w_{\text{пр}}'' + w_0$;

$$w_{\text{см.р1}} = 0,51 + 0,5 = 1,01 \text{ м/с}$$

$$w_{\text{см.р2}} = 0,51 + 1,14 = 1,650 \text{ м/с}$$

$$w_{\text{см.р3}} = 0,51 + 1,7 = 2,210 \text{ м/с}$$

Объемное паросодержание $\varphi_{\text{ок}} = \frac{\beta_{\text{ок}}}{1 + \frac{w^*}{w_{\text{см.р}}}}$;

$$\varphi_{\text{ок1}} = 0,5 / (1 + (1,04 / 1,01)) = 0,25$$

$$\varphi_{\text{ок2}} = 0,31 / (1 + (1,04 / 1,650)) = 0,19$$

$$\varphi_{\text{ок3}} = 0,23 / (1 + (1,04 / 2,210)) = 0,16$$

Движущий напор, Па, $\Delta P_{\text{дв}} = g(\rho' - \rho'') \varphi_{\text{ок}} L_{\text{пар}}$,

где $L_{\text{пар}}$ – высота парообразующего участка, м.

$$L_{\text{пар}} = L_1 - l_{\text{но}} - l_{\text{эк}} = 2,29 - 0,285 - 0,66 = 1,343; 0,924; 0,775 \text{ м.}$$

$$\Delta P_{\text{дв1}} = 9,81 \cdot (920,47 - 2,29) \cdot 0,25 \cdot 1,343 = 3008 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{\text{дв2}} = 9,81 \cdot (920,47 - 2,29) \cdot 0,19 \cdot 0,924 = 1577 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{\text{дв3}} = 9,81 \cdot (920,47 - 2,29) \cdot 0,16 \cdot 0,775 = 1094 \text{ Па.}$$

Потери на трение в пароводяной линии

$$\Delta P_{mp.nap} = \lambda_{mp} \frac{L_{nap}}{d_{вн}} \frac{\rho' w_0^2}{2} \left[1 + 1,5 \frac{w_{np}''}{w} \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right) \right]$$

$$\Delta P_{mp.nap1} = 0,0104 \cdot \frac{1,343}{0,032} \cdot \frac{920,47 \cdot 0,5^2}{2} \left[1 + 1,5 \cdot \frac{0,51}{0,255} \cdot \left(1 - \frac{2,29}{920,47} \right) \right] = 127 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{mp.nap2} = 0,0085 \cdot \frac{0,924}{0,032} \cdot \frac{920,47 \cdot 1,14^2}{2} \left[1 + 1,5 \cdot \frac{0,51}{0,581} \cdot \left(1 - \frac{2,29}{920,47} \right) \right] = 244 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{mp.nap3} = 0,0077 \cdot \frac{0,775}{0,032} \cdot \frac{920,47 \cdot 1,7^2}{2} \left[1 + 1,5 \cdot \frac{0,51}{0,867} \cdot \left(1 - \frac{2,29}{920,47} \right) \right] = 357$$

Па

Потери на выходе из труб

$$\Delta P_{вых} = \xi_{вых} \frac{\rho' w_0^2}{2} \left[1 + \frac{w_{np}''}{w_0} \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right) \right]$$

$$\Delta P_{вых1} = 1 \cdot \frac{920,47 \cdot 0,5^2}{2} \cdot \left[1 + \frac{0,51}{0,5} \cdot \left(1 - \frac{2,29}{920,47} \right) \right] = 232,1 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{вых2} = 1 \cdot \frac{920,47 \cdot 1,14^2}{2} \cdot \left[1 + \frac{0,51}{1,14} \cdot \left(1 - \frac{2,29}{920,47} \right) \right] = 864,9 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{вых3} = 1 \cdot \frac{920,47 \cdot 1,7^2}{2} \cdot \left[1 + \frac{0,51}{1,7} \cdot \left(1 - \frac{2,29}{920,47} \right) \right] = 1727,9 \text{ Па.}$$

Потери на ускорение потока $\Delta P_{уск} = (\rho' w_0)^2 (y_2 - y_1)$,

где y_1, y_2 – соответственно параметры в сечении, где вода закипает и в
ВЫХОДНОМ
сечении

$$y_1 = \frac{1}{\rho'} \text{ при } x=0 \text{ и } \varphi=0, \quad y_1 = \frac{1}{920,47} = 0,00109$$

Скорость смеси в выходном сечении, м/с,

$$w_{см} = w_{ок}'' + w_0;$$

$$w_{см1} = 1,02 + 0,5 = 1,52 \text{ м/с}$$

$$w_{см2} = 1,02 + 1,14 = 2,16 \text{ м/с}$$

$$w_{см3} = 1,02 + 1,7 = 2,72 \text{ м/с.}$$

Расходное паросодержание в выходном сечении

$$\beta_{\kappa} = \frac{w_{o\kappa}''}{w_{o\kappa}'' + w_0} ;$$

$$\beta_{\kappa 1} = 1,02 / (1,02 + 0,5) = 0,671$$

$$\beta_{\kappa 2} = 1,02 / (1,02 + 1,14) = 0,472$$

$$\beta_{\kappa 3} = 1,02 / (1,02 + 1,7) = 0,375.$$

$$\text{Объемное паросодержание } \varphi_{\kappa} = \frac{\beta_{\kappa}}{1 + \frac{w_{o\kappa}''}{w_{cm}}}$$

$$\varphi_{\kappa 1} = 0,671 / (1 + (1,02 / 1,52)) = 0,402$$

$$\varphi_{\kappa 2} = 0,472 / (1 + (1,02 / 2,16)) = 0,321$$

$$\varphi_{\kappa 3} = 0,375 / (1 + (1,02 / 2,72)) = 0,273.$$

Массовое паросодержание в выходном сечении

$$x_{\kappa} = \frac{\rho'' w_{o\kappa}''}{\rho' w_0} ;$$

$$x_{\kappa 1} = (2,29 \cdot 1,02) / (920,47 \cdot 0,5) = 0,005094$$

$$x_{\kappa 2} = (2,29 \cdot 1,02) / (920,47 \cdot 1,14) = 0,002234$$

$$x_{\kappa 3} = (2,29 \cdot 1,02) / (920,47 \cdot 1,7) = 0,001498$$

$$\text{Параметр } y_2, y_2 = \frac{x_{\kappa}^2}{\rho'' \varphi_{\kappa}} + \frac{(1 - x_{\kappa})^2}{\rho' (1 - \varphi_{\kappa})} ;$$

$$y_{21} = (0,005094^2 / (2,29 \cdot 0,402)) + ((1 - 0,005094)^2 / (910,99 \cdot (1 - 0,402))) = 0,0018$$

$$y_{22} = (0,002234^2 / (2,29 \cdot 0,321)) + ((1 - 0,002234)^2 / (910,99 \cdot (1 - 0,321))) = 0,0016$$

$$y_{23} = (0,001498^2 / (2,29 \cdot 0,273)) + ((1 - 0,001498)^2 / (910,99 \cdot (1 - 0,273))) = 0,0015.$$

$$\Delta P_{y\kappa 1} = (920,47 \cdot 0,5)^2 (0,0018 - 0,00109) = 160,4 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{y\kappa 2} = (920,47 \cdot 1,14)^2 (0,0016 - 0,00109) = 582,5 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{y\kappa 3} = (920,47 \cdot 1,7)^2 (0,0015 - 0,00109) = 1032,9 \text{ Па.}$$

$$\text{Полезный напор } \Delta P_{пол} = \Delta P_{дв} - \Delta P_{тр} - \Delta P_{вых} - \Delta P_{y\kappa} ;$$

$$\Delta P_{пол1} = 3008 - 19,35 - 232,1 - 160,4 = 2488,3 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{пол2} = 1577 - 81,86 - 864,9 - 582,5 = -114,8 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{пол3} = 1094 - 164,73 - 1727,9 - 1032,9 = -2024,2 \text{ Па.}$$

Проведя аналогичные расчеты для других значений скорости циркуляции w , строят зависимости: $\Delta P_{подв} = f(w)$ и $\Delta P_{пол} = f(w)$ (рисунок 1).

На пересечении кривых находят рабочее значение скорости циркуляции

$w_p = 1,2 \text{ м/с}$, для которой уточняется коэффициент теплопередачи.

$$\text{Число Рейнольдса } Re = \frac{w_p d_{вн}}{\nu}; Re = (1,2 \cdot 0,032) / 0,19 \cdot 10^{-7} =$$

201047,1.

$$\text{Число Нуссельта } Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,37};$$

$$Nu = 0,023 \cdot (201047,1)^{0,8} \cdot (1,107)^{0,37} = 417,543$$

$$\text{Коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящей воде } \alpha_2 = \frac{Nu \lambda}{d_{вн}};$$

$$\alpha_2 = (417,543 \cdot 0,6827) / 0,032 = 8908 \text{ Вт/мК.}$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящей воде с учетом оксидной пленки

$$\alpha_2' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + 0,00065}; \alpha_2' = 1 / ((1/8908) + 0,00065) = 5641,48 \text{ Вт/мК.}$$

Коэффициент теплопередачи

$$k_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_{вн}}{2\lambda_{ст}} \ln \frac{d_{н}}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_2'} \frac{d_{вн}}{d_{н}}};$$

$$k_0 = \frac{1}{\frac{1}{10493,88} + \frac{0,032}{2 \cdot 75} \ln \frac{21}{32} + \frac{1}{5641,48} \frac{0,214}{0,032}} = 1,89 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Отклонение от ранее принятого значения

$$\delta = \frac{k - k_0}{k_0} 100\% = ((2,02 - 1,89) / 1,89) * 100\% = 6,61\%$$

5 Раздел безопасности жизнедеятельности

5.1 Экологический паспорт АлЭС ТЭЦ-1

1 Наименование предприятия - Алматинская ТЭЦ-1

Адрес предприятия - 480050, г. Алматы пр. Сейфуллина 433.

Сведения о предприятии: Алматинская ТЭЦ-1 расположена в центральной части

города, в зоне интенсивной застройки. Границами площадки служат с запада - территория мясокомбината и жилая застройка, с востока и юга - пр. Сейфуллина, с севера индивидуальная жилая застройка.

2 Описание сырья

Таблица 5.1 - Описание сырья

Наименование производства и вида продукции.	Расход топлива.						Другие виды топлива.	
	Газ.		Мазут.		Уголь.		Всего т.у.т.	На единицу продукции.
	Всего т.у.т.	На единицу продукции. т.у.т.(кг)/кВт.ч	Всего т.у.т.	На единицу продукции.	Всего т.у.т.	На единицу продукции.		
На отпуск	36875	0,079	12063	0,026	26081	0,056		

На отпуск	179639	0,071	137164	0,054	122947	0,048		
--------------	--------	-------	--------	-------	--------	-------	--	--

5.2 Сведения о мощности АТЭЦ-1 и характеристики производства

Установленная мощность:

электрическая 145 МВт;

тепловая 1203 МДж

Таблица 5.3 -Характеристика основного оборудования

Наименование оборудования (котлы, турбины).	Стационарный номер.	Маркировка	Паропроизводительность котла, т/ч мощность турбины, МВт.	Примечание.
Котлы Энергетические	№8,9,10,11,12,13.	БКЗ-160-100.	по 160	
Водогрейные	№1,2,3,4,5,6,7	ПТВМ-100.	100 Гкал/ч	
Турбины	№9,10 №8.	ПТ-60-90/13. ВРТ-25-2.	по 60	

5.3 Краткая характеристика производства

Алматинская ТЭЦ-1 работает в энергосистеме по тепловому графику в базовом режиме. Вся электроэнергия вырабатывается по теплофикационному циклу.

Схема поступления городской воды следующая: в общий коллектор горводды поступает вода по двум трубопроводам диаметром 1000 и 800 мм. Вода подогревается паром в конденсаторах турбин ст. № 9, 10 и насосами Сырой воды подается на химводоочистку.

Работа химводоочистки включает три схемы: обессоливание, конденсатоочистка, подпитка теплосети. Подпитка котлов осуществляется обессоленной водой по схеме сокращенного обессоливания, производительностью 390 м³/час.

Конденсатоочистка, производительностью 200 м³/час, служит для очистки возвращенного конденсата по схеме натрий - катионирования. Очищенный конденсат поступает в баки обессоленной воды. Обессоленная вода из баков поступает в деаэратор 1,2 ата.

Для подпитки теплосети производительностью 4800 м³/час применяется схема обработки воды фосфоновыми комплексонами.

В качестве резервной схемы приняты:

а) подкисление серной кислотой, декарбонизация с последующим натрий - катионированием, производительностью 3200 м³/час при включении водогрейных котлов;

б) прямое подкисление серной кислотой, декарбонизация, при отключенных водогрейных котлах.

Подпиточная вода поступает в вакуумные деаэратеры и насосами подпиточной воды подается на всас сетевых насосов, которые подают ее через бойлера в теплосеть.

В зимний период после бойлеров вода поступает через повысительную насосную в водогрейные котлы, где догревается до заданной температуры и подается в город.

Тепловая схема станции выполнена следующим образом. Пар от котлов ст. № 8-13 типа БКЗ-160-100 (производительностью 160 т/час, давлением пара 100 кгс/см, температурой перегретого пара 540 °С) поступает в коллектор 90 ата, откуда направляется на турбины ст. № 8-10.

Турбоагрегат ст. № 8 типа Р-25-90/18 работает в режиме противодействия. Отработанный пар турбины ст. № 8 поступает в коллектор 18 ата. Турбоагрегаты ст. № 9, 10 типа ПТ-60-90/13 работают с использованием конденсатора для подогрева городской воды из горводопровода для химводоочистки, пар производственных отборов направляется в коллектор 18 ата, теплофикационные отборы используются для подогрева сетевой воды на собственные нужды. Из коллектора 18 ата пар расходуется на производство, собственные нужды станции и пиковые бойлера.

Приемником сточных вод Алматинской ТЭЦ-1 является хозяйственно-бытовая и промливневая канализация.

Хозяйственно - бытовые стоки собираются сетью фекальной канализации и сбрасываются в городской коллектор. Засоленные стоки ХВО самотеком сбрасываются в коллектор хозбытовой канализации. Часть стоков от ХВО-1 поступает на узел нейтрализации, после которого нормативно-чистые стоки сбрасываются в промливневый коллектор, являющийся общим с р.Кара-Су. Водоотведение в р.Кара-Су в 1999г. составило 636 тыс.м³.

Нефтедержащие стоки поступают на очистные сооружения рис. Очищенная на установке вода поступает в систему оборотного водоснабжения ГЗУ.

Аварийный слив сетевой воды, утечки через сальники, вода после гидроуборки сбрасывается в систему оборотного водоснабжения.

Т а б л и ц а 5.4 – Наименование оборудования согласно схеме сточных вод

№	Наименование.	№	Наименование.
1	Распределительная камера.	17	Насосный бак.
2	Нефтеловушка.	18	Транспортер.
3	Бак сбора воды после нефтеловушки.	19	Электропривод.
4	Насосы подпитки воды на флотаторы.	20	Бак рабочего раствора коагулянта.
5	Гидроциклон.	21	Бак сбора воды после флотатора.
6	Смеситель флотатора.	22	Насос подачи воды на мех.
7	Камера грубой очистки.	23	Мех. фильтр.
8-9	Камеры флотации.	24	Угольный фильтр.
10	Камера отстоя.	25	Насос перекачки обезмасленной воды
11	Сборная камера.	26	Дренажный насос.
12	Нефтеприемник.	27	Дренажный приямок.
13	Насос дозатор коагулянта.	28	Бак сбора нефтепродуктов.
14	Фильтр-сетка коагулянта.	29	Насос перекачки нефтепродуктов.
15	Воздушный эжектор.	30	Насос перекачки нефтепродуктов автоцистерну.
16	Насос рециркуляции		

5.4 Система водоснабжения и очистки сточных вод

5.4.1 Система водоснабжения

Источником водоснабжения Алматинской ТЭЦ-1 является городская водопроводная вода Талгарского водовода.

Вода от Талгарской насосной двумя насосами (один - резервный) типа 24-МДН производительностью 5000 м³/час каждый подается на ТЭЦ. Общий расход горводопроводной воды от Талгарской насосной составляет в среднем 2729,44 м³/час.

Основной поток горводопроводной воды от Талгарской насосной подается в турбинный цех на охлаждение конденсаторов турбоагрегатов и газоохладительной генераторной (примерно 3867 м³/час). Кроме того, в турбинном и котельном цехах горводопроводная вода используется на охлаждение подшипников оборудования. Вода после газоохладителей генераторов и конденсаторов, подогревается примерно до 35 °С, подается на повторное использование в качестве исходной воды в химический цех на ХВО-1 и ХВО-2.

Часть воды из прямого водовода используется на технологические нужды в котельном цехе, на водогрейной котельной, топливно-транспортном цехе и во вспомогательных цехах.

Охлаждающей водой маслоохладителей турбогенераторов является, вода циркуляционной системы, которая подпитывается водой из горводопровода. Охлаждающая вода после маслоохладителей сбрасывается в систему цирк колодцев, кроме того, на ТЭЦ-1 действует система оборотного водоснабжения гидрозолоудаления, осветленная вода с золоотвала возвращается в цикл станции.

5.4.2 АТЭЦ-1 и ее влияние на экологическое состояние города

Алматинская ТЭЦ-1 расположена в центре города и является одним из основных источников централизованного теплоснабжения промышленности и жилищно-коммунального сектора. Вся электроэнергия вырабатывается по теплофикационному циклу.

Оборудование, установленное на ТЭЦ-1, находится в эксплуатации более 30 лет. Основную долю в годовом балансе топлива – 79,6% (данные

2000 года) составляют экологически "грязные" виды топлива: уголь и мазут, газ используется в основном в летний период. Котлы ТЭЦ оборудованы системами золоочистки, эксплуатационная эффективность которых в 2000 году в среднем по станции составила 97,0%. Газоочистка по другим вредным веществам не производится. Высота дымовых труб для отвода газов не превышает 80 м.

С учетом вышеуказанного, ТЭЦ-1 является достаточно весомым загрязнителем воздушного бассейна города, уровень фонового загрязнения которого по данным наблюдений Казгидромета в 1988-1990 г. превысил санитарные нормы по диоксиду азота (1,88 ПДК) и золе (2,3 ПДК). При этом, вклад ТЭЦ-1 составляет соответственно 17 % и 20%. Фон по этим ингредиентам, создаваемый автотранспортом, тепло источниками предприятий других отраслей промышленности, без учета вклада ТЭЦ-1 характеризуется превышением ПДК по золе (1,56 ПДК) и содержанием диоксида азота, близким к ПДК (0,96 ПДК), что свидетельствует о необходимости выработки комплексных мероприятий по оздоровлению воздушного бассейна.

Основным видом топлива для энергетических котлов является Карагандинский энергоконцентрат, для водогрейных котлов - топочный мазут. В летний период работы ТЭЦ-1 используются избытки природного газа. Количество сожженного топлива с указанием качества топлива приведены в таблице 5.5. Энергетические котлы оборудованы системами золоочистки: на котлах № 10-11 установлены эмульгаторы, с проектной степенью золоочистки (фактически в 1999 году 98,7%) и сероочистки-20%, на остальных котлах мокрые золоуловители с трубой Вентури типа МВ-ВТИ.

Т а б л и ц а 5.5 – Сведения о качестве и количестве сжигаемого топлива

Вид топлива	Израсходовано в 1999 г., тыс.тут.	В%, от общего количества.	Качество сжигаемого топлива			
			Q _н ккал/кг; ккал/м ³ .	Влажность, Wp%.	Зольность, Ap%.	Сера, Sp%.
а						

Всего.	567,108	100	–	–	–	–
Газ.	115,466	20,04	8180	–	–	–
Мазут.	164,138	18,9	9869	–	0,032	0,49

Средняя эксплуатационная степень очистки от золы в целом по ТЭЦ в 1992 году составила 97,0%. Газоочистка по другим веществам отсутствует. Отвод уходящих газов от котлов осуществляется через пять дымовых труб. Параметры дымовых труб и подключение к ним котлов представлены в таблице 5.6.

Т а б л и ц а 5.6 – Характеристики дымовых труб

№ дымовой трубы.	Характеристики.		Количество и тип котлов.
	Н, м.	Ду, м.	
5	80,0	4,3	3хБКЗ-160-100 ст.№8-10
6	80,0	4,3	4хПТВМ-100 ст.№1-4
7	80,0	4,3	3хБКЗ-160-100ст.№11-13
8	80,0	4,3	3хПТВМ-100ст.№5-7

В соответствии с отчетными данными ТЭЦ по форме 2-ТП (воздух) в атмосферу города за год было выброшено вредных веществ всего: 10,3 тыс.т. /т.ч:

золы	3,0 тыс. т.
диоксида серы	3,9 тыс. т.
диоксида азота	2,4 тыс. т.
оксида углерода	0,6 тыс. т.
оксида азота	0,4 тыс. т.

За эти выбросы в атмосферу АТЭЦ-1 заплатила около 70 млн.тг. Расчетные максимальные концентрации в-в (C_{max}) от ТЭЦ в приземном слое атмосферы составляют:

по NO_2	2,3 ПДК.
по SO_2	1,79 ПДК.
по золе	1,84 ПДК.
по $q NO_2+SO_2$	4,09 ПДК.

Представленные величины расчетных концентраций соответствуют неблагоприятным метеоусловиям и опасной скорости ветра, равной 4,6 м/с, которая не характерна для города Алматы. В период средне зимней нагрузки ТЭЦ скорость ветра не превысит 2,0 м/с, следовательно, и ожидаемые концентрации от ТЭЦ будут отличаться от расчетных и составят $0,6 \times C_{max}$, т.:

по NO_2	0,8 ПДК (или 17% вклада в сущ. фон).
по SO_2	1,1 ПДК (или 68% вклада в сущ. фон).
по золе	1,1 ПДК (или 20% вклада в сущ. фон).
по q NO_2+SO_2	1,9 ПДК.

Что наиболее существенно вносит вклад ТЭЦ-1 в создание сегодняшнего уровня загрязнения воздушного бассейна города.

В этой связи в дипломном проекте ставится задача реконструкции АТЭЦ-1 таким оборудованием, которое бы не усугубило экологическую ситуацию в районе станции, а позволило бы уменьшить вредные выбросы. В данном проекте предполагается установка сероочистного оборудования, которое позволяет улавливать до 90% окислов серы.

В данном разделе дипломного проекта рассматривается экологический паспорт станции, расчеты выбросов в атмосферу и определение минимальной высоты трубы, анализ условий труда в котельном цехе и расчет освещения в конструкторском бюро.

5.5 Расчет выбросов дымовых газов в атмосферу

Котел БКЗ-160/100, топливо –Экибастузский уголь.

Состав топлива:

$$C^p = 38,4 \%$$

$$H^p = 2,7 \%$$

$$N^p = 0,5\%$$

$$S^p = 0,6\%$$

$$O^p = 6,9 \%$$

$$A^p = 45,6 \%$$

$$W^p = 5,0\%$$

$B = 91,5$ т/ч (25,41 кг/с) – (расход топлива котлами, работающими на одну дымовую трубу);

$$T_{yx} = 393 \text{ K } (120^\circ\text{C} + 273)$$

$q_4 = 1,5 \%$ (потеря от механического недожога);

$$Q^p_{H} = 38799,4 \text{ кДж/кг};$$

$D = 160$ т/ч (производительность котла);

$\eta = 0,92$ (степень очистки дымовых газов в золоуловителе);

$\zeta = 0,0001$ (степень рециркуляции);

$\alpha_{yh} = 0,95$ (доля твердых частиц, уносимых из топки с дымовыми газами);

$\alpha_t = 1,2$ (коэффициент избытка воздуха).

Теоретическое количество сухого воздуха ($\text{м}^3/\text{кг}$), необходимое для сгорания твердого и жидкого топлива при $\alpha = 1$ [7]:

$$V^0 = 0,0889 \cdot (C^p + (0,3755 \cdot S^p)) + 0,265 \cdot H^p - 0,0333 \cdot O^p = 0,0889 \cdot (38,4 + (0,3755 \cdot 0,6)) + 0,265 \cdot 2,7 - 0,0333 \cdot 9,7 = 3,826 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретические объемы продуктов сгорания, полученные при полном сгорании топлива с теоретически необходимым количеством воздуха

$\alpha \neq 1$:

$$V_r = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} + (\alpha - 1) \cdot V^0 = 0,72 + 3,1 + 0,43 + (1,2 - 1) \cdot 4,94 = 5,238 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объем трехатомных газов:

$$V_{\text{RO}_2} = 1,866 \cdot [(C^P + (0,375 \cdot S^P))/100] = 1,866 \cdot ((38,4 + 0,375 \cdot 0,6)/100) = 0,716 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретический объем азота:

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 \cdot V^0 + 0,8 \cdot (N^P/100) = 0,79 \cdot 3,826 + 0,8 \cdot (0,5/100) = 3,02 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретический объем водяных паров:

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,111 \cdot H^P + 0,0124 \cdot W^P + 0,0161 \cdot V^P = 0,111 \cdot 2,7 + 0,0124 \cdot 5,0 + 0,0161 \cdot 5,238 = 0,446 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V^0 = 0,446 + 0,0161 \cdot (1,2 - 1) \cdot 3,826 = 0,458 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Расход дымовых газов[5]:

$$V_{\text{r}} = (B \cdot (V_{\text{r}}^0 + (\alpha_{\text{r}} - 1) \cdot V^0) \cdot T_{\text{yx}}) / (3,6 \cdot 273) = (91,5 \cdot [5,238 + (1,6 - 1) \cdot 3,826] \cdot 393) / (3,6 \cdot 273) = 275,64 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Количество золы, выбрасываемое в атмосферу с продуктами сгорания:

$$M_3 = 0,01B \cdot [(\alpha_{\text{yh}} \cdot A^P) + q_4 \cdot (Q_{\text{H}}^P / 32680)] \cdot (1 - \eta) = 0,01 \cdot 25,41 \cdot [(0,95 \cdot 45,6) + 1,5 \cdot (38799/32680)] \cdot (1 - 0,98) = 0,70785 \text{ кг/с} = 2,5482 \text{ т/ч} = 19,31 \text{ т/сут}.$$

Масса оксидов азота, выбрасываемых в атмосферу:

$$M_{\text{NO}_2} = 0,34 \cdot 10^{-7} \cdot B \cdot K \cdot Q_{\text{H}}^P [1 - (q_4/100)] \cdot \beta_1 \cdot [1 - (\varepsilon_1 \cdot \zeta)] \cdot \beta_3 \cdot \beta_2 \cdot \varepsilon_2,$$

$$\text{где } \beta_1 = 0,178 + (0,47 \cdot N^P) = 0,178 + (0,47 \cdot 0,5) = 0,413;$$

β_1 – безразмерный поправочный коэффициент, учитывающий влияние на выход окислов азота качества сжигаемого топлива и способа шлакоудаления;

$$\beta_2 = 0,85;$$

β_2 – коэффициент, характеризующий эффективность рециркулирующих газов в зависимости от условий подачи их в топку;

$$\beta_3 = 1,0;$$

β_3 – коэффициент, учитывающий конструкцию горелок;

$$\varepsilon_1 = 0,010;$$

$$\varepsilon_2 = 0,99.$$

Коэффициент, характеризующий выход окислов азота на 1т сожженного условного топлива:

$$K = (12 \cdot D_{\text{p}}) / (200 + D) = \frac{12 \cdot 160}{200 + 160} = 5,33;$$

D – производительность котлов;

$$M_{\text{NO}_2} = 0,3 \cdot 10^{-7} \cdot 5,33 \cdot 25,41 \cdot 17680 \cdot (1 - 1,5/100) + 0,554 \cdot [1 - (0,01 \cdot 0,0001)] \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 0,99 = 0,073 \text{ кг/с} \quad (0,2634 \text{ т/ч} = 6,32 \text{ т/сут}).$$

Масса окислов серы, выбрасываемых в атмосферу:

$$M_{\text{SO}_2} = 0,02 \cdot S^{\text{P}} \cdot B \cdot (1 - \eta'_{\text{SO}_2}) \cdot (1 - \eta''_{\text{SO}_2}) = 0,02 \cdot 0,9 \cdot 25,4 \cdot (1 - 0,05) = 0,289 \text{ кг/с} \\ (1,043 \text{ т/ч} = 25,02 \text{ т/сут}).$$

η''_{SO_2} – доля окислов серы, улавливаемых в золоуловителе.

Определение минимальной высоты трубы:

$$H = \sqrt{\frac{A \cdot M \cdot F \cdot \eta \cdot m \cdot n}{(\text{ПДК} - C_{\phi}) \cdot \sqrt[3]{V_{\Gamma} \cdot \Delta T}}} = \sqrt{\frac{200 \cdot 409,61 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 0,8804 \cdot 1}{(0,5 - 0) \cdot \sqrt[3]{80,8 \cdot 85}}} = 125,96 \text{ м где}$$

$$M = M_{\text{SO}_2} + 5,88 \cdot 73 = 409,61 \text{ г/с},$$

$A = 200$ – коэффициент, зависящий от температурной стратификации, атмосферы,

$V_{\Gamma} = 141,4 \text{ м}^3/\text{с}$ – объём дымовых газов на АТЭЦ–1 при расходе топлива на один котёл $B = 91,5 \text{ т/ч}$,

объём дымовых газов на одну трубу:

$$V'_{\Gamma} = \frac{V_{\Gamma}}{7} \cdot N \cdot 2 = \frac{141,4}{7} \cdot 2 \cdot 2 = 80,8 \text{ м}^3/\text{с},$$

$F = 2$ – коэффициент скорости оседания вредных веществ в атмосферном воздухе, при среднем эксплуатационном коэффициенте очистки выбросов не менее 90 %,

$T = T_{\text{УХ}} - T_{\text{ЛЕТ}}^{\text{СР.МАКС}} = 85 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – разность температур выбрасываемых из котла газов и средней максимальной температуры наружного воздуха наиболее жаркого месяца года в 13.00 часов дня (принимается по СНиП 2.01.01.- 82 «Строительная климатология и геофизика»).

$\eta = 1$ – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние рельефа местности,

C_{ϕ} – фоновая концентрация вредных веществ, характеризующая загрязнение атмосферы, создаваемое другими источниками (принимается в виду отсутствия данных).

При принятой ориентировочно высоте трубы определяются безразмерные коэффициенты m и n , учитывающие условия выхода дымовых газов из трубы.

Значение коэффициентов m и n определяется в зависимости от параметров:

$$f = 1000 * \frac{W_0^2 * D}{H^2 * \Delta T} = 1000 * \frac{20 * 20 * 2,26}{80 * 80 * 85} = 1,1661,$$

$$v_m = 0,65 * \sqrt[3]{\frac{V_{\Gamma} * \Delta T}{H}} = 0,65 * \sqrt[3]{\frac{80,8 * 85}{80}} = 2,867.$$

Откуда:

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 * \sqrt{f} + 0,34 * \sqrt[3]{f}} = \frac{1}{0,67 + 0,1 * 1,079 + 0,34 * \sqrt[3]{1,161}} = 0,8804,$$

при $v_m > 2$ $n=1$,

ПДК $C_{SO_2} = 0,5 \text{ мг/м}^3$.

Диаметр устья дымовой трубы:

$$D = \sqrt{\frac{4 * V_{\Gamma}}{\pi * W_0}} = \sqrt{\frac{4 * 80,8}{3,14 * 20}} = 2,26 \text{ м},$$

где $W_0 = 20 \text{ м/с}$ – скорость выхода дымовых газов.

5.6 Шумобезопасность

1. Рассчитать уровни звукового давления в дБ в расчетной точке, расположенной в зоне прямого и отраженного звука;

2. Определить необходимое снижение звукового давления в расчетной точке;

3. Рассчитать мероприятия по снижению шума;

4. Сделать выводы и предложения по работе;

Шум – представляет собой совокупность звуков различной частоты и интенсивности. Шум возникает в результате механических колебаний в твердых, жидких и газообразных средах. Источниками шума могут быть любые машины и механизмы, потоки газов и жидкостей в трубопроводах, аппаратах и в атмосфере.

Шум является фактором, который может значительно ухудшить условия труда, так как шум может оказывать пагубное влияние на здоровье человека. При длительном воздействии на организм человека происходят

нежелательные явления: снижается острота зрения, слуха повышается кровяное давление, понижается внимание.

Сильный продолжительный шум может стать причиной ухудшений работы сердечно–сосудистой системы.

Произведем расчет шумовой защиты рабочего места машиниста обходчика мельниц котельного цеха.

Источник шума и расчётная точка находятся в одном закрытом помещении.

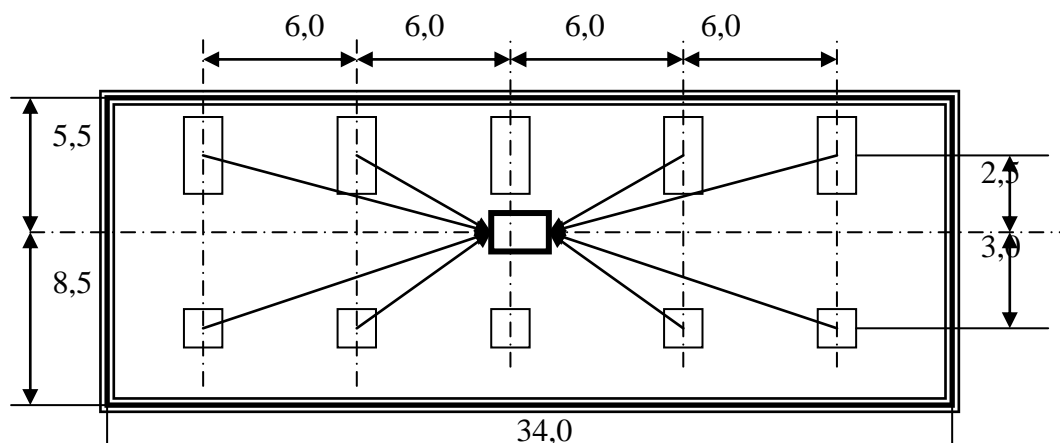


Рисунок 5.6.1 - Схема расположения источника шума в закрытом помещении

В мельничном отделении котельного цеха объемом 6200 м^3 равномерно размещены десять единиц оборудования двух различных типов. Спектры уровней звуковой мощности этих источников приведены в табл.5.7

Т а б л и ц а 5.7 - Спектры уровней звуковой мощности источников шума

Уровень звуковой мощности источника шума, Дб	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Мельница L_{p1}		95	106	110	105	105	103	101	98
Шнек шлакоудаления L_{p2}		94	96	98	100	103	101	97	87

Оборудование установлено на полу, поэтому принимаем для них $\Phi=2$. Расчетная точка расположена в середине помещения, между оборудованием, на высоте 1,5м от пола. Кратчайшее расстояние от центра источников до расчетной точки: $r_1=12,35\text{ м}$, $r_2=6,7\text{ м}$, $r_3=2,9\text{ м}$, $r_4=12,5\text{ м}$, $r_5=6,9\text{ м}$, $r_6=3,4\text{ м}$.

Максимальный размер любого из рассматриваемых источников не превышает 1,8 м.

Определим уровни звукового давления в расчетной точке при одновременной работе всего оборудования и определим защитный материал рабочего места машиниста обходчика мельниц.

Так как минимальное расстояние от расчетной точки до акустического центра ближайшего к ней источников $r_{\text{мин}}=r_3=2,9\text{ м}$ и $4r_{\text{мин}}=11,6\text{ м}$, то общее количество источников шума, расположенных вблизи расчетной точки, будет равно $m=6$. Габаритный наибольший размер рассматриваемого оборудования $l=1,8\text{ м}$, тогда условие $1/2 l < r_i$ или $0,9\text{ м} < 2,9\text{ м}$ (взято минимальное расстояние) выполняется следовательно площадь воображаемой поверхности рассчитывается по формуле $S=2\pi r^2$.

В зоне прямого и отраженного звука октавные уровни звукового давления определяются по формуле:

$$L = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^m \frac{10^{0,1L_{p_i}} \chi_i \Phi_i}{S_i} + \frac{4\psi}{B} \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_{p_i}} \right), \text{Дб} \quad (1)$$

где

m = бшт- количество источников шума, ближайших к расчётной точке;

n = 10шт- общее количество источников шума в помещении;

L_{p_i} – октавный уровень звуковой мощности создаваемый i-тым источником шума,

Дб;

B- постоянная помещения определяется по формуле

$$B = V_{1000} \mu, \text{ м}^2$$

$V_{1000} = V/20 = 6200/20 = 310 \text{ м}^2$ для помещений с небольшим количеством людей;

Т а б л и ц а 5.8 –Среднегеометрические частоты октавных полос

Объём помещения, м ³	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
μ при V>1000	0,84	0,84	0,92	1,17	1,68	2,68	5	10

Φ –1, фактор направленности звука с равномерным излучением звука;

χ=1 коэффициент учитывающий влияние ближнего акустического поля, т.к.

$r/l_{\text{макс}} > 2$;

ψ=1 Коэффициент учитывающий нарушение диффузности звукового поля в помещении.

Подставляя имеющиеся данные в формулу (1) производим расчёт, значения найденных величин сведены в табл.5.9

Т а б л и ц а

5.9 –Расчет шумобезопасности

Обозначение, размерность, формула	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	2	3	4	5	6	7	8	9
$L_{p1}, \text{Дб}$	95	106	110	105	105	103	101	98
$L_{p2}, \text{Дб}$	94	96	98	100	103	101	97	87
$10^{0,1L_{p1}}$	$3,2 \cdot 10^9$	$4 \cdot 10^{10}$	$1 \cdot 10^{11}$	$3,2 \cdot 10^{10}$	$3,2 \cdot 10^{10}$	$2 \cdot 10^{10}$	$1,3 \cdot 10^{10}$	$6,3 \cdot 10^9$
$10^{0,1L_{p2}}$	$2,5 \cdot 10^9$	$4 \cdot 10^9$	$6,3 \cdot 10^9$	$1 \cdot 10^{10}$	$2 \cdot 10^{10}$	$1,3 \cdot 10^{10}$	$5 \cdot 10^9$	$5 \cdot 10^8$
$S_2 = 2\pi r_2^2, \text{ м}^2$	283	283	283	283	283	283	283	283
$S_3 = 2\pi r_3^2, \text{ м}^2$	53	53	53	53	53	53	53	53
$S_2 = 2\pi r_2^2, \text{ м}^2$	283	283	283	283	283	283	283	283
$S_5 = 2\pi r_5^2, \text{ м}^2$	299	299	299	299	299	299	299	299
$S_6 = 2\pi r_6^2, \text{ м}^2$	73	73	73	73	73	73	73	73
$S_5 = 2\pi r_5^2, \text{ м}^2$	299	299	299	299	299	299	299	299
$I = \frac{10^{0,1L_{p1}}}{2\pi r_2^2}, \text{ м}^2$	$1,1 \cdot 10^7$	$1,4 \cdot 10^8$	$3,5 \cdot 10^8$	$1,1 \cdot 10^8$	$1,1 \cdot 10^8$	$7,1 \cdot 10^7$	$4,6 \cdot 10^7$	$2,2 \cdot 10^7$
$II \frac{10^{0,1L_{p1}}}{2\pi r_3^2}, \text{ м}^2$	$6 \cdot 10^7$	$7,6 \cdot 10^8$	$1,9 \cdot 10^9$	$6 \cdot 10^8$	$36 \cdot 10^8$	$3,8 \cdot 10^8$	$2,5 \cdot 10^8$	$1,2 \cdot 10^8$
$III \frac{10^{0,1L_{p1}}}{2\pi r_2^2}, \text{ м}^2$	$1,1 \cdot 10^7$	$1,4 \cdot 10^8$	$3,5 \cdot 10^8$	$1,1 \cdot 10^8$	$1,1 \cdot 10^8$	$7,1 \cdot 10^7$	$4,6 \cdot 10^7$	$2,2 \cdot 10^7$
$IV \frac{10^{0,1L_{p2}}}{2\pi r_5^2}, \text{ м}^2$	$8,4 \cdot 10^6$	$1,3 \cdot 10^7$	$2,1 \cdot 10^7$	$3,3 \cdot 10^7$	$6,7 \cdot 10^7$	$4,4 \cdot 10^7$	$1,7 \cdot 10^7$	$1,7 \cdot 10^6$

$V \frac{10^{0,1L_{P2}}}{2\pi r_6^2}, \text{м}^2$	$3,4 \cdot 10^7$	$5,5 \cdot 10^7$	$8,6 \cdot 10^7$	$1,4 \cdot 10^8$	$2,7 \cdot 10^8$	$1,8 \cdot 10^7$	$6,9 \cdot 10^7$	$6,9 \cdot 10^6$
$VI \frac{10^{0,1L_{P2}}}{2\pi r_5^2}, \text{м}^2$	$8,4 \cdot 10^6$	$1,3 \cdot 10^7$	$2,1 \cdot 10^7$	$3,3 \cdot 10^7$	$6,7 \cdot 10^7$	$4,4 \cdot 10^7$	$1,7 \cdot 10^7$	$1,7 \cdot 10^6$
I+II+III+ IV+V+VI= =VII	$1,3 \cdot 10^8$	$1,1 \cdot 10^9$	$2,7 \cdot 10^9$	$1 \cdot 10^9$	$1,2 \cdot 10^9$	$7,9 \cdot 10^8$	$4,5 \cdot 10^8$	$1,7 \cdot 10^8$
$B_{ш}, \text{м}^2$	260	260	286	364	520	832	1560	3120
$4/B_{ш}$	0,015	0,015	0,014	0,011	0,0077	,0048	0,0026	0,0013
$\sum_1^5 \cdot 10^{L_{P1}}$	$1,6 \cdot 10^{10}$	$2 \cdot 10^{11}$	$5 \cdot 10^{11}$	$1,6 \cdot 10^{11}$	$1,6 \cdot 10^{11}$	$1 \cdot 10^{11}$	$6,5 \cdot 10^{10}$	$3,2 \cdot 10^{10}$
$\sum_1^5 \cdot 10^{L_{P2}}$	$1,3 \cdot 10^{10}$	$2 \cdot 10^{10}$	$3,2 \cdot 10^{10}$	$5 \cdot 10^{10}$	$1 \cdot 10^{11}$	$6,5 \cdot 10^{10}$	$2,5 \cdot 10^{10}$	$2,5 \cdot 10^9$
$\sum_1^5 \cdot 10^{L_{P1}} +$ $\sum_1^5 \cdot 10^{L_{P2}}$	$2,9 \cdot 10^{10}$	$2,2 \cdot 10^{11}$	$5,3 \cdot 10^{11}$	$2,1 \cdot 10^{11}$	$2,6 \cdot 10^{11}$	$2,6 \cdot 10^{11}$	$9 \cdot 10^{10}$	$3,5 \cdot 10^{10}$
$4/B_{ш}(\sum_1^5 \cdot 10^{L_{P1}} +$ $+ \sum_1^5 \cdot 10^{L_{P2}}) = \text{VIII}$	$4,4 \cdot 10^8$	$3,3 \cdot 10^9$	$7,4 \cdot 10^9$	$2,3 \cdot 10^9$	$2 \cdot 10^9$	$8,2 \cdot 10^8$	$2,3 \cdot 10^8$	$4,6 \cdot 10^7$
VII+ VIII	$5,7 \cdot 10^8$	$4,4 \cdot 10^9$	$1 \cdot 10^{10}$	$3,3 \cdot 10^9$	$3,2 \cdot 10^9$	$1,6 \cdot 10^9$	$6,8 \cdot 10^8$	$2,2 \cdot 10^8$
$L=10 \lg(\text{VII}+$ $\text{VIII}), \text{Дб}$	87,8	96,4	100	95,2	95,1	92	88,3	83,3
$\Delta L_{тр} = L_i - L_{доп} + 10$ $\lg n$	14.8	33.4	42	42.2	45.1	45	43.3	44.3

Выберем материал для защиты от шума рабочего места машиниста обходчика мельниц. Рабочее место представляет собой помещение 2.2x1.8x2.5м с глухими стенами, в нём имеется телефон для речевой связи. Допустимым уровнем звукового давления и звука на рабочих местах (для широкополосного шума) составляет:

Т а б л и ц а 5.10 –Значения уровня звукового давления

Рабочее место	Уровень звукового давления, Дб, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Кабина наблюдения с речевой связью	83	74	68	63	60	57	55	54

По значению $\Delta L_{тр}$ выберем материал для строительства рабочего места удовлетворяющий требованиям по шумоизоляции :

Т а б л и ц а 5.11 Значения звукоизолирующей способности

Конструкция ограждения	Толщина конструкции в мм	Вес кв.м конструкции в кг	Показатель звукоизоляции Ев в Дб	Звукоизолирующая способность на частотах в Дб						
				125	250	500	1000	2000	4000	8000
Две гипсошляко-бетонные панели толщ. 80мм и возд.	200	260	-2	38	43	44	52	58	55	55

Выводы

Казахстан занимает 126 место из 130 стран в рейтинге индекса экологической эффективности. Ежегодно в воздушный бассейн Алматы выбрасывается 232 тысяч тонн вредных веществ. Из них 23 тысяч тонн приходится на долю ТЭЦ. В результате расчета высоты дымовой трубы было выявлено, что высота дымовой трубы в 80 метров не является достаточно эффективной. Для более полного рассеивания вредных веществ необходимо спроецировать трубу в 126 метров. Для АлЭС ТЭЦ-1 эта проблема особенно актуальна, в связи с ее расположением. Так же были проанализированы условия труда в котельном цеху, рассчитан уровень шума в мельничном отделении котельного цеха и предложены некоторые меры по их сокращению.

6 Экономическая эффективность расширения ТЭЦ-1 расчет себестоимостей электрической и тепловой энергии Алматинской ТЭЦ-1 до и после расширения

Техническое перевооружение всех типов тепловых электростанций (ТЭЦ и КЭС на угле и газе) экономически более эффективно, чем сооружение новых электростанций соответствующего типа.

Основной целью проекта «Расширение и реконструкция АТЭЦ-1», является покрытие возрастающих тепловых нагрузок.

В настоящее время ТЭЦ-1 производит 40% тепла и 11% общего потребления электроэнергии. ТЭЦ-1 и ТЭЦ-2 являются основными энергетическими объектами южной столицы, вырабатывающими 70% общего потребления тепла и более 60% потребления электроэнергии по городу и Алматинской области.

Основным потребителем тепловой и электрической энергии, являются коммунально-бытовой сектор города, организации и предприятия. В связи с застройкой города, предполагается увеличение потребления тепловой и электрической энергии.

Программы развития ООН в Республике Казахстан, Институтом энергетических исследований были произведены прогнозные оценки показателя удельного теплоснабжения Казахстана. Так, удельное годовое теплоснабжение на человека в непродуманной сфере в 2010г. по сравнению с показателем 2000г. увеличилось на 7,54%, составив 8,42 Гкал/год на человека. В сравнении с 2000г., общее удельное теплоснабжение в 2010г. возросло на 20,3%, составив 12,2 Гкал/год на

человека. В среднем, ежегодно, за период с 2000 по 2010г.г. общее теплотребление населения росло на 1,84% [9].

В связи с развитием малого и среднего бизнеса в Казахстане также прогнозируется рост потребления тепловой и электрической энергии.

При максимальных тепловых и электрических нагрузках АТЭЦ-1 работает на предельных режимах, дефицит острого пара оставляет котельный цех без резерва, что снижает надежность энергосбережения.

В настоящее время установленная мощность электростанции составляет 145МВт. Электрическая мощность выдает в сети 110 кВт.

Из этого очевидно, что максимальное использование установленной тепловой и электрической мощности АПК ТЭЦ-1 имеет огромное значение. Проектные расчёты себестоимости электрической и тепловой энергии на ТЭЦ-1 производятся по следующим элементам затрат:

- топливо на технологические цели;
- вода на технологические цели;
- оплата труда производственных рабочих;
- отчисление на социальное страхование с заработной платы производственных рабочих (оплата труда с начислениями);
- общестанционные расходы.

6.1 Исходные данные для выполнения работы

Годовой объём выработки электрической энергии:

$Эв=450$ млн.кВтч;

Годовой объём выработки тепловой энергии

$Qв =1800$ тыс.Гкал;

Топливом данной станции является Карагандинский уголь с низшей теплотой сгорания $Q_{н}^p=5200$ ккал/кг;

Цена топлива: $Цт=3070$ тг/тнт;

Число часов установленной мощности:

$Tм=Эв/Ну=450$ млн.квтч /145 МВт=3103 часов;

Где $Ну=145$ МВт- установленная электрическая мощность ТЭЦ-1;

Расход электроэнергии на собственные нужды станции $Эсн =9\%$;

Расход тепла на собственные нужды $Qсн=1\%$

Удельный расход топлива на выработку 1 квтч электроэнергии: $bэ=230$ (гут/кВтч);

Удельный расход топлива на выработку 1 Гкал тепловой энергии: $bt=188$ (кгут/Гкал)

6.1.1 Определение годового отпуска электрической и тепловой энергии

$$\text{Эот} = \text{Эв}(1 - \text{Эсн}) = 450(1 - 0,09) = 409,5 \text{ млн. кВтч};$$

$$Q_{\text{от}} = Q_{\text{в}}(1 - Q_{\text{сн}}) = 1800 * (1 - 0,01) = 1782 \text{ тыс. Гкал};$$

6.1.2 Годовой расход топлива на выработку электрической и тепловой энергии

$$V_{\text{э}} = \text{Эв} * b_{\text{э}} = 450 * 230 / 1000 = 103,5 \text{ тыс. тут.}$$

$$V_{\text{т}} = Q_{\text{в}} * b_{\text{т}} = 1800 * 188 / 1000 = 338,4 \text{ тыс. тут.};$$

Итоговая сумма расходов топлива на ТЭЦ-1 будет составлять:

$$V_{\text{у}} = V_{\text{э}} + V_{\text{т}} = 103,5 + 338,4 = 441,9 \text{ тыс. тут.};$$

6.1.3 Определяем расход натурального топлива

$$V_{\text{н}} = V_{\text{у}} : K_{\text{п}} = 441,9 / 1,34 = 592,1 \text{ тыс. тнт}$$

Переводим полученные величины расхода топлива в натуральное топливо, так как затраты на оплату и транспортировку топлива производятся по натуральному топливу. Для этого находим коэффициент перевода $K_{\text{п}}$:

$$K_{\text{п}} = Q_{\text{у}} / Q_{\text{п}} = 7000 / 5200 = 1,34;$$

6.1.4 Затраты на транспорт 1 тнт твердого топлива

$$C_{\text{тр}} = R \cdot (0,7 - 0,9) = 1017 * 0,8 = 813,6 \text{ тенге/тнт.}$$

Где $R = 1017$ км, расстояние которое проходит топливо от Карагандинского бассейна до ТЭЦ-1.

6.1.5 Составляющая затрат на топливо

$$I_{\text{т}} = V_{\text{н}}(C_{\text{т}} + C_{\text{тр}}) = 592,1(813,6 + 3070) / 1000 = 2310,2 \text{ млн. тенге}$$

6.1.6 Коэффициент полезного действия использования топлива

$$K_{\text{ПД}_{\text{э}}} = 123 : b_{\text{э}} \cdot 100\% = 123 : 230 * 100\% = 53,5 \%$$

Знаменатель указывает на то, что для получения 1 кВтч электроэнергии необходимо 123 гут.

$$\text{КПД}_T = 143 : b_T \cdot 100\% = 143 / 188 \cdot 100\% = 76,1 \quad \%$$

Знаменатель указывает на то, что для получения 1 Гкал тепловой энергии необходимо 143 кгут.

6.1.7 Коэффициент полезного действия использования топлива станцией

$$\text{КПД} = \frac{0,86 \cdot \text{Эот} + Q_{00}}{7 \cdot B} \cdot 100\% = \frac{0,86 \cdot 409,5 + 1782}{7 \cdot 441,9} = 69\%$$

0,86-коэффициент перевода электроэнергии в тепло.

6.1.8 Вода на технологические цели

В эту статью включаются затраты на воду, расходуемую на питание котлов, гидрозолоудаление, на систему циркуляционного водоснабжения, на пополнение системы теплофикации и отпуска горячей воды, на охлаждение генераторов и трансформаторов. Здесь же учитываются все затраты по химводоочистке, кроме амортизации (заработная плата с начислениями, стоимость химических реактивов и др.).

Кроме того, в этой статье затрат учитывается плата в бюджет за воду, употребляемую из водохозяйственных систем на технические цели, охлаждение пара в конденсаторах турбин.

Затраты на воду находятся в пределах 1,2 – 1,5тенге/кВтч.

$$Z_B = \text{Эв} \cdot 1,3 = 450 \cdot 1,3 = 585 \text{ млн. тенге}$$

6.1.9 Расчет затрат на заработную плату

По одной статье планируется и учитывается основная заработная плата производственных рабочих, непосредственно участвующих в технологическом процессе производства энергии. К основной заработной плате относятся выплаты, связанные с отработанным временем (тарифные ставки и должностные оклады, премии рабочих из ФЗП, доплата за работу в праздничные дни и ночное время, районные коэффициенты к заработной плате и др.).

$N_y = 145$ МВт.

Если установленная мощность станции менее 500 МВт, а в нашем случае это 145 МВт то штатный коэффициент (Кш) будет в пределах 1,5-1,7. чел/МВт Численность персонала определяется как произведение установленной мощности и штатного коэффициента.

$ЧП = Кш * N_y = 1,45 * 145 = 210$ человек.

6.1.10 Определение суммарного фонда заработной платы

Суммарный фонд заработной платы определяется по формуле:

$Изп = Изпо + Изпд + Изпн$, млн. тенге.

Изпо - основная заработная плата, в нее входят заработная плата работников, а также выплаты отработанного времени, премии, работы в праздничные дни и т.д.

Изпд - дополнительная заработная плата включает в себя выплаты отпусков с содержанием;

Изпн - начисления на заработную плату, в нее входят налоги пенсионные начисления.

В среднем, на одного работника в год приходится 950 тыс. тенге, отсюда следует:

$Изпо = ЧП * 900 = 900 * 210 / 1000 = 189,2$ млн. тенге.

Дополнительная заработная плата – это выплаты, не связанные с рабочим временем (оплата очередных, дополнительных и ученических отпусков, оплата за время выполнения государственных обязанностей и другие). Подсчитывается, укрупнено в размере 15% от основной заработной платы производственных рабочих:

$Изпд = Изпо * 0,15 = 189,2 * 0,15 = 28,4$ млн. тенге.

Начисления на заработную плату берутся в размере 21, % от суммы основной и дополнительной заработных плат:

$Изпн = (189,2 + 28,4) * 0,2 = 43,5$ млн. тенге.

В итоге суммарный фонд заработной платы составляет:

$Изп = 189,2 + 28,4 + 43,5 = 261,13$ млн. тенге.

6.1.11 Расчет амортизационных отчислений

Амортизационные отчисления на ТЭЦ вычисляются, для того чтобы определить денежное возмещение физического и морального износа оборудования, за счет которого производится капитальный ремонт и замена изношенного оборудования. Они составляют долю от суммарных капитальных вложений. На каждый вид оборудования установлены свои нормы амортизации в зависимости от назначения производственных фондов в производственном процессе и срока службы оборудования.

Для определения стоимости основных производственных фондов, существует показатель удельных капитальных вложений Куд. Удельные кап. вложения позволяют определить стоимость одного киловатт-часа установленной мощности, которая зависит от многих факторов: типа установки и ее мощности, числа и параметров устанавливаемых агрегатов, применяемых схем технологических связей, местных условий строительства, вида используемого топлива. Удельные капитальные затраты изменяются в широких пределах и с ростом мощности электростанций и устанавливаемых на них агрегатов снижаются.

Для АТЭЦ-1 $K_{уд} = 2000 \$/кВт$. Курс доллара составляет 181 тенге.

6.1.12 Капитальные вложения в нашу станцию составляют:

$K = K_{уд} * N_{у} = 2000 * 181 * 145 * 1000 = 52490$ млн. тенге.

При определении капитальных вложений учитываем процент износа оборудования на ТЭЦ-1=30%;

6.1.13. Амортизационные отчисления:

$I_{ао} = 0,05 * K = 0,08 * 52490 = 4200$ млн. тенге.

6.1.14 Расчет затрат на проведение текущего ремонта

Кроме затрат на проведение текущего ремонта производственного оборудования, в эту составляющую входят и затраты на технический осмотр и содержание оборудования в рабочем состоянии (обтирочные и смазочные материалы):

$I_{рем} = 0,15 * I_{ао} = 0,15 * 4200 = 630$ млн. тенге.

6.1.15 Расчет платы за выбросы

При сжигании топлива, происходит выброс вредных веществ в окружающую среду. При сжигании на нашей станции Карагандинского угля, величина платы за выбросы находится в пределах 110-120 тенге за тнт:

$$\text{Ивыб} = (110-120) * \text{Вн} = 107 * 592,1 = 63,65 \text{ млн. тенге.}$$

6.1.16 Расчет общестанционных и цеховых расходов

Эта составляющая предусматривает затраты на административно-управленческие, общепроизводственные, отчисления на целевые расходы, обслуживание и управление цехами.

$$\text{Иобщ} = 0,2 * (\text{Иао} + \text{Изп} + \text{Итр}) = 0,2 * (4200 + 441 + 630) = 1054 \text{ млн. тенге.}$$

Составляющие затрат на производство электрической и тепловой энергии заносим в таблицу.

$$\text{Кэ} = 0,23$$

$$\text{Кт} = 0,77$$

Составляющие затрат	И млн.тенге	Иэ энергия	Ит тепло
топливо Ит	2300	541,09	1769,13
Вода Ив	585	137,02	447,98
Фонд зар.платы Изп	261	61,16	199,97
амортизационные отчисления Иао	4200	987,61	3216,29
ремонт Ир	630	147,56	482,44
общестанционные Иоб	1054	246,86	807,14
плата за выбросы Ивыб	66,30	14,91	48,74

Итого затрат	9096	2132,2	6971,7
--------------	------	--------	--------

Т а б л и ц а 6.1 - Составляющие затрат до расширения

Определяем себестоимость отпуска электрической и тепловой энергии по формуле:

$$S_{э} = (I_{т} + I_{в} + I_{зп} + I_{ао} + I_{р} + I_{об} + I_{выб}) / Э_{от}$$

$$= 2132,3 / 409,5 = 5,21 \text{ тенге/кВтч};$$

Себестоимость отпуска тепловой энергии определяется

$$S_{т} = (I_{т} + I_{в} + I_{зп} + I_{ао} + I_{р} + I_{об} + I_{выб}) / Q_{от} = 6971,7 / 1782 = 3912,29 \text{ тенге/Гкал};$$

6.2 Расчет после расширения

Мощность теплоэлектростанции после расширения увеличилась на 100 МВт.

Годовой объем выработки электрической энергии:

$$Э_{в} = 704,345 \text{ млн.кВтч};$$

Годовой объем выработки тепловой энергии

$$Q_{в} = 2618 \text{ тыс.Гкал};$$

Топливом данной станции является Карагандинский уголь с низшей теплотой сгорания $Q_{н}^p = 5200 \text{ ккал/кг}$;

$$\text{Цена топлива: } Ц_{т} = 3070 \text{ тг/тнт};$$

Число часов установленной мощности:

$$T_{м} = Э_{в} / N_{у} = 704,375 \text{ млн.кВтч} / 245 \text{ МВт} = 2875 \text{ часов};$$

Где $N_{у} = 245 \text{ МВт}$ - электрическая мощность ТЭЦ-1 после расширения;

Расход электроэнергии на собственные нужды станции $Э_{сн} = 8\%$;

Расход тепла на собственные нужды $Q_{сн} = 1\%$

Удельный расход топлива на выработку 1 кВтч электроэнергии: $b_{э} = 230$ (гугт/кВтч);

Удельный расход топлива на выработку 1 Гкал тепловой энергии: $b_{т} = 188$ (кгугт/Гкал)

6.2.1 Определение годового отпуска электрической и тепловой энергии

$$\text{Эот} = \text{Эв}(1 - \text{Эсн}) = 704,35 (1 - 0,09) = 640,98 \text{ млн. кВтч};$$

$$\text{Qот} = \text{Qв} (1 - \text{Qсн}) = 2618 * (1 - 0,01) = 2592 \text{ тыс. Гкал};$$

6.2.2 Годовой расход топлива на выработку электрической и тепловой энергии

$$\text{Вэ} = \text{Эв} * \text{бэ} = 704,375 * 230 / 1000 = 285,87 \text{ тыс. тут.}$$

$$\text{Вт} = \text{Qв} * \text{бт} = 2618 * 188 / 1000 = 492,18 \text{ тыс. тут};$$

Итоговая сумма расходов топлива на ТЭЦ-1 будет составлять:

$$\text{Ву} = \text{Вэ} + \text{Вт} = 285,87 + 492,18 = 777,46 \text{ тыс. тут};$$

6.2.3 Определяем расход натурального топлива:

$$\text{Вн} = \text{Ву} : \text{Кп} = 777,46 * (7000 / 5200) = 1046,58 \text{ тыс. тнт}$$

6.2.4. Затраты на транспорт 1 тнт твердого топлива :

$$\text{Ц}_{\text{тр}} = \text{R} \cdot (0,7 - 0,9) = 1017 * 0,8 = 813,6 \text{ тенге/тнт.}$$

Где $\text{R} = 1017$ км , расстояние которое проходит топливо от Карагандинского бассейна до ТЭЦ-1.

6.2.5. Составляющая затрат на топливо:

$$\text{Ит} = \text{Вн}(\text{Ц}_{\text{т}} + \text{Ц}_{\text{тр}}) = 1046,58 (813,6 + 3070) / 1000 = 4064,5 \text{ млн. тенге}$$

6.2.6 Коэффициент полезного действия использования топлива:

$$\text{КПД}_{\text{э}} = 123 : \text{б}_{\text{э}} \cdot 100\% = 123 : 230 * 100\% = 30,37 \%$$

Знаменатель указывает на то, что для получения 1 кВтч электроэнергии необходимо 123 гут.

$$\text{КПД}_{\text{т}} = 143 : \text{б}_{\text{т}} * 100\% = 143 / 188 * 100\% = 76,1 \%$$

Знаменатель указывает на то, что для получения 1 Гкал тепловой энергии необходимо 143 кгут.

6.2.7 Коэффициент полезного действия использования топлива станцией:

$$КПД = \frac{0,86 \cdot \text{Эот} + Q_{00}}{7 \cdot B} \cdot 100\% = \frac{0,86 \cdot 640,98 + 2592}{7 \cdot 777,46} = 57,8\%$$

0,86-коэффициент перевода электроэнергии в тепло.

6.2.8 Расчет затрат на воду

$$Зв = Эв \cdot 1,4 = 704,375 \cdot 1,3 = 915,69 \text{ млн. тенге}$$

6.2.9. Расчет затрат на заработную плату

$$\text{ЧП} = K_{ш} \cdot N_{у} = 1,45 \cdot 245 = 355 \text{ человек.}$$

6.2.10 Определение суммарного фонда заработной платы

Суммарный фонд заработной платы определяется по формуле:

Изп = Изпо + Изпд + Изпн, млн. тенге.

$$\text{Изпо} = \text{ЧП} \cdot 950 = 355 \cdot 900 / 1000 = 319,7 \text{ млн. тенге.}$$

Дополнительная заработная плата берется в размере 15% от основной заработной платы:

$$\text{Изпд} = \text{Изпо} \cdot 0,15 = 319,7 \cdot 0,15 = 48 \text{ млн. тенге.}$$

Начисления на заработную плату берутся в размере 21, % от суммы основной и дополнительной заработных плат:

$$\text{Изпн} = (319,7 + 48) \cdot 0,21 = 73,5 \text{ млн. тенге.}$$

В итоге суммарный фонд заработной платы составляет:

$$\text{Изп} = 319,7 + 48 + 73,5 = 441,22 \text{ млн. тенге.}$$

$$K = K_{уд} \cdot N_{у} = (2000 \cdot 181 \cdot 245 \cdot (1 - 0,3) \cdot 1000 + 2000 \cdot 181 \cdot 100 \cdot 1000) / 1000000 = 98283,0 \text{ млн. тенге.}$$

6.2.11 Амортизационные отчисления

$$\text{Иао} = 0,06 \cdot K = 0,06 \cdot 98283 = 5897 \text{ млн. тенге.}$$

6.2.12 Расчет затрат на проведение текущего ремонта

Кроме затрат на проведение текущего ремонта производственного оборудования, в эту составляющую входят и затраты на технический осмотр и содержание оборудования в рабочем состоянии (обтирочные и смазочные материалы):

$$Ирем = 0,15 * Иао = 0,15 * 5897 = 884,55 \text{ млн. тенге.}$$

6.2.13 Расчет платы за выбросы

При сжигании топлива, происходит выброс вредных веществ в окружающую среду. При сжигании на нашей станции Карагандинского угля, величина платы за выбросы находится в пределах 110-120 тенге за тнт:

$$Ивыб = (110-120) * Vн = 107 * 1046,58 / 1000 = 111,98 \text{ млн. тенге.}$$

6.2.14 Расчет общестанционных и цеховых расходов

Эта составляющая предусматривает затраты на административно-управленческие, общепроизводственные, отчисления на целевые расходы, обслуживание и управление цехами.

$$Иобщ = 0,2 * (Иао + Изп + Ит) = 0,2 * (441,22 + 4064,480 + 5897) = 2080,54 \text{ млн. тенге.}$$

Составляющие затрат на производство электрической и тепловой энергии заносим в таблицу.

Составляющие затрат	И млн.тенге	Иэ энергия	Ит тепло
топливо Ит	4064,48	1491,38	2573,10
Вода Ив	915,6875	335,99	579,69
Фонд зар.платы Изп	441,22	161,90	279,32
амортизационные отчисления Иао	5897,0	2163,78	3733,20
ремонт Ир	884,55	324,57	559,98
общестанционные Иоб	2080,54	763,41	1317,12

плата за выбросы Ивыб	111,98	41,09	70,89
Итого затрат	14395,43	5282,12	9113,32

Т а б л и ц а 6.2 - Составляющие затрат после расширения

Определяем себестоимость отпуска электрической и тепловой энергии по формуле:

$$S_{э} = (I_{т} + I_{в} + I_{зп} + I_{ао} + I_{р} + I_{об} + I_{выб}) / Э_{от} =$$

$$5282,12 / 640,98 = 8,24 \text{ тенге/кВтч};$$

Себестоимость отпуска тепловой энергии определяется

$$S_{т} = (I_{т} + I_{в} + I_{зп} + I_{ао} + I_{р} + I_{об} + I_{выб}) / Q_{от} = 9113,32 / 2592 = 3516,18 \text{ тенге/Гкал.}$$

Список литературы

1. <http://www.spiraxsarco.com/ru/steam-academy/academy-articles.asp?id=112>

2. Стерман Л.С., Покровский В.Н. «Физические и химические методы обработки воды на ТЭС». М.: «Энергоатомиздат», 1991 г.

3. Матвеев А.С. «Тепловые и атомные электрические станции». ТПУ Томск, 2009.

4. Инвентаризация источников выбросов загрязняющих веществ в атмосферу АПК ТЭЦ-1, Алматы 2005г.

5. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: справочник М.: «Энергоатоимздат», 1984 г.

6. Парамонов С.Г. Методические указания для курсовых работ по дисциплине Экономика отрасли, для студентов специальности 5В071700 Теплоэнергетика специализации "ТЭС", "ПТЭ", - Алматы:АУЭС, 2013г.

7. Методические указания к выполнению дипломного проекта. Алматы АУЭС 2011 г. под редакцией Н.Г. Борисова, А.А. Кибарин

8. Строева Г.В. Проблемы развития системы теплоснабжения в РК: «Стратегия Казахстан-2050».

9. http://portal.tpu.ru/SHARED/m/MATVEEV/education/TiAES/Tab2/1.Poter_i.pdf

10. Вихрев В.Ф., Шкроб М.С. Водоподготовка. М.: «Энергия» 1973 г.

11. Адамов В.А. Сжигание мазута в топках котлов. Ленинград «Недра» 1989 г.

12. Щегляев А.В., «Паровые турбины». Книга 1. М.: «Энергоатомиздат» 1993г.

13. Трухний А.Д., «Стационарные паровые турбины» М.: «Энергоатомиздат» 1990 г.

14. Григорьев В.А., Зорин В.М., «Теплотехника и теплоэнергетика» М.: «Энергоатомиздат».

15. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. М.: «Энергоатомиздат» 1989 г.

16. Лисиенко В.Г., Щелоков Я.М. Хрестоматия энергосбережения. Том 1. М.: «Теплотехник» 2005 г.

17. Лисиенко В.Г., Щелоков Я.М. Хрестоматия энергосбережения. Том 2. М.: «Теплотехник» 2005 г.

18. . Лившиц О.В. Справочник по водоподготовке котельных установок. М.: «Энергия» 1976 г.

19. Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. «Теплообменные аппараты ТЭС» М.: энергоатомиздат, 1998 г.

20. Рыжкин В.Я. «Тепловые электрические станции». М., «Энергия», 1987 г.

21. Техническая документация с АлЭС ТЭЦ-1.

22. РД 10-165-97 1998г.

Заключение

Поставленные задачи были выполнены в полном объеме.

Дана краткая характеристика АлЭС ТЭЦ-1.

Выполнен расчет тепловой схемы и энергетический баланс станции. Найдены потери в схеме, которые не превышают зимой 6,2%.

Произведен расчет мазутоподогревателя ПМ-10-120. Расход пара на разогрев мазута составил 1,81 кг/с. Предложен плазменный розжиг котла.

Произведен расчет ионитного фильтра. При расчетной производительности 150 м³/ч фильтр имеет 2 ступени и, например, для материала АВ-17 площадь одного фильтра составила 3,75 м².

При расчете испарителя И-350. Коэффициент теплопередачи составил 1,89 Вт/м²К.

В результате расчета высоты дымовой трубы было выявлено, что высота дымовой трубы в 80 метров не является достаточно эффективной. Для более полного рассеивания вредных веществ необходимо спроецировать трубу в 126 метров. Для АлЭС ТЭЦ-1 эта проблема особенно актуальна, в связи с ее расположением. Так же были проанализированы условия труда в котельном цеху, рассчитан уровень шума в мельничном отделении котельного цеха и предложены некоторые меры по их сокращению.

Предложить эффективные мероприятия по снижению шума.

Рассмотрено влияние снижения потерь пара и конденсата на ТЭЦ-1 на экономию топлива.

Экономическое обоснование данного проекта содержит расчет по методике «эффективности строительства и эксплуатации ТЭЦ». Первая часть расчета демонстрирует расчет себестоимостей отпуска электрической и тепловой энергии. Расчет был произведен по исходным данным ТЭЦ-1. Вторая часть расчета показывает изменения экономических показателей после увеличения номинальной мощности на 100 МВт. В результате сравнения двух расчетов, было установлено, что себестоимость до и после расширения изменилась с $S_{э}=5,8$ тенге/кВт и $S_{т}=4350$ тенге/Гкал; до $S_{э}=6,5$ тенге/кВтч и $S_{т}=4866$ тенге/Гкал. Себестоимость отпуска тепловой и электрической энергии после расширения ТЭЦ-1 увеличилась, так как возросла величина амортизационных отчислений за ОПФ, а отпуск электрической и тепловой энергии увеличилась в меньшей пропорции, чем рост ОПФ.

Предложенная в данном дипломном проекте система очистки и возврата конденсата позволит резко сократить потери пара на ТЭС.

Приложение А

Для расчета конденсатоотводчика можно использовать российскую программу Spirax Sarc [1].

Ниже приведена программа расчета конденсатоотводчика для одного трубопровода.

Для этого понадобятся вспомогательные данные такие как: материал, из которого изготовлены трубы, скорость вторичного пара, скорость движения конденсата и т.д.

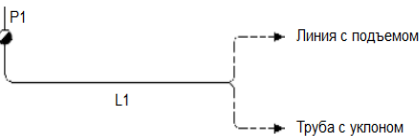
Конденсат

- Один трубопровод
- Два сходящихся трубопровода
- Три сходящихся трубопровода
- Трубопровод за насосом

Один трубопровод

Определение диаметра трубопровода за конденсатоотводчиком на основе данных о расходе конденсата и количестве образующегося пара вторичного вскипания.

**Внимание: при вводе чисел и обозначения десятичных долей, используйте, пожалуйста, «.» (точку), а не «,» (запятую).
Например: 1.02, а не 1,02**



Материал трубы:

Скорость вторичного пара: м/с

Скорость движения конденсата: м/с

Давление конденсата: Па (Н/м²)

Материал трубы:

Скорость вторичного пара: м/с

Скорость движения конденсата: м/с

Давление конденсата: Па (Н/м²)

Линия с подъемом Труба с уклоном

Конденсатная линия (L1)

Давление в начале трубы (P1): Па (Н/м²)

Массовый расход: кг/с

Условный диаметр конденсатной линии (L1): мм

Общий массовый расход: кг/с

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО НАДЗОРУ ЗА ВОДНО-ХИМИЧЕСКИМ РЕЖИМОМ ПАРОВЫХ И ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ

РД 10-165-97

1998

Руководящие документы Госгортехнадзора России

Шифр

Федеральный горный и промышленный надзор России (Госгортехнадзор России)

Документы, регламентирующие деятельность по котлонадзору и надзору за подъемными сооружениями

РД 10-165-97

Коллектив авторов: Котельников В. С., Хапонен Н. А., Шельпяков А. А., Шаталов А. А., Семенова И. В. (Госгортехнадзор России), Петреня Ю. К., Кокошкин И. А., Петров В. Ю., Сутоцкий Г. П., Белов П. В. (АООТ "НПО ЦКТИ им. И. И. Ползунова"), Тихомиров А. А. Методические указания по надзору за водно-химическим режимом паровых и водогрейных котлов предназначены для инспекторского состава органов Госгортехнадзора России, осуществляющих надзор за безопасной эксплуатацией паровых и водогрейных котлов, а также для специалистов предприятий и организаций (независимо от ведомственной принадлежности и форм собственности) и граждан, занимающихся проектированием, изготовлением, эксплуатацией и техническим диагностированием паровых и водогрейных котлов. Разработаны и внесены Управлением по котлонадзору и надзору за подъемными сооружениями Утверждены коллегией Госгортехнадзора России Постановлением № 49 от 08.12.97 г. Срок введения в действие 1. ВВЕДЕНИЕ Методические указания по надзору за водно-химическим режимом паровых и водогрейных котлов разработаны в соответствии с постановлением коллегии Госгортехнадзора России от 02.09.97 № 26 (п. 4.2) в развитие требований Правил устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов, утвержденных Госгортехнадзором России 28 мая 1993 г. Настоящие методические указания определяют: порядок подготовки питательной и подпиточной воды; качество питательной и котловой воды для различных типов котлов; объем химического контроля; требования к оснащению лабораторий и ведению эксплуатационной документации. Методические указания предназначены для инспекторского

состава органов Госгортехнадзора России, осуществляющих надзор за безопасной эксплуатацией паровых и водогрейных котлов. Они могут быть использованы в практической деятельности специалистами предприятий и организаций (независимо от ведомственной принадлежности и форм собственности), а также гражданами, занимающимися проектированием, изготовлением, эксплуатацией и техническим диагностированием паровых и водогрейных котлов. На надежность, безопасность и экономичность котла существенное влияние оказывает качество питательной и сетевой воды. Накипь толщиной в 2-3 мм вызывает резкое повышение температуры стенок экранных или кипятильных труб (до 800-900 °С). Перерасход топлива при этом для некоторых типов котлов может составлять 2-4 %. Водно-химический режим должен обеспечивать работу котла и питательного тракта без повреждения их элементов вследствие отложений накипи и шлама, повышения относительной щелочности котловой воды до опасных пределов или в результате коррозии металла.

При оценке состояния наружных и внутренних поверхностей нагрева котла, а также необогреваемых поверхностей, находящихся под давлением, инспекторы Госгортехнадзора России и специалисты должны проверить соблюдение требований настоящих методических указаний, ведомственных нормативных документов, перечень которых приведен в разделе 9, инструкций заводов-изготовителей оборудования, а также проанализировать техническую документацию, касающуюся работы водоподготовительной установки, организации водно-химического режима и химического контроля за водно-химическим режимом.

2. ПОДГОТОВКА ПИТАТЕЛЬНОЙ И ПОДПИТОЧНОЙ ВОДЫ

2.1. Паровые котлы с естественной и многократной принудительной циркуляцией паропроизводительностью 0,7 т/ч и более, паровые прямоточные котлы независимо от паропроизводительности, а также водогрейные котлы должны быть оборудованы установками для докотловой обработки воды.

2.2. Подпитка сырой водой котлов, оборудованных устройством для докотловой обработки воды, не допускается.

2.3. В тех случаях, когда проектом предусматривается в аварийных случаях подпитка котла сырой водой, на линиях сырой воды, присоединенных к линиям умягченной добавочной воды или конденсата, а также к питательным бакам, должны устанавливаться по два запорных органа и контрольный кран между ними. При нормальной эксплуатации запорные органы должны находиться в закрытом положении и быть опломбированы, а контрольный кран должен быть открыт.

2.4. Каждый случай подпитки котлов сырой водой должен фиксироваться в журнале по

водоподготовке (водно-химическому режиму) с указанием длительности подпитки и качества питательной воды в этот период. 2.5. У котлов паропроизводительностью менее 0,7 т/ч период между чистками должен быть таким, чтобы толщина отложений на наиболее теплонапряженных участках поверхностей нагрева котла к моменту его остановки на чистку не превышала 0,5 мм. 3. КАЧЕСТВО ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ 3.1. Показатели качества питательной воды котлов с естественной и многократной принудительной циркуляцией паропроизводительностью 0,7 т/ч и более не должны превышать значений, указанных в табл. 1, 2, 3. Таблица 1 Показатели качества питательной воды. Паровые газотрубные котлы
Топливо Показатель Жидкое Другие виды топлива Прозрачность по шрифту, см, не менее 40 20
Общая жесткость, мкг-экв/кг 30 100
Содержание растворенного кислорода (для котлов с паропроизводительностью 2 т/ч и более), мкг/кг 50* 100

* Для котлов, не имеющих экономайзеров, и котлов с чугунными экономайзерами содержание растворенного кислорода допускается до 100 мкг/кг. Таблица 2 Показатели качества питательной воды. Водотрубные котлы с естественной циркуляцией (в том числе котлы-бойлеры) с рабочим давлением пара до 4 МПа (40 кгс/см²)
Рабочее давление, МПа (кгс/см) Показатель 0,9 (9) 1,4 (14) 2,4 (24) 4 (40)
Прозрачность по шрифту, см, не менее 30 40 40 40
Общая жесткость, мкг-экв/кг 30/40* 15/20* 10/15* 5/10*
Содержание, мкг/кг: соединений железа (в пересчете на Fe) Не нормируется 300/Не нормируется* 100/200* 50/100*
соединений меди (в пересчете на Cu) Не нормируется 10/Не нормируется*

Рабочее давление, МПа (кгс/см)

Показатель

0,9 (9) 1,4 (14) 2,4 (24) 4 (40)

растворенного кислорода (для котлов с паропроизводительностью 2 т/ч и более**)

50/100* 30/50* 20/50* 20/30*

Значение pH при температуре 25°С*** 8,5-10,5
Содержание нефтепродуктов, мг/кг 5 3 3 0,5

* В числителе указаны значения для котлов, работающих на жидком топливе, в знаменателе - на других видах топлива. ** Для котлов, не имеющих экономайзеров, и для котлов с чугунными экономайзерами содержание

растворенного кислорода допускается до 100 мкг/кг при сжигании любого вида топлива. *** В отдельных случаях, обоснованных специализированной научно-исследовательской организацией, может быть допущено снижение рН до 7,0. Перечень специализированных научно-исследовательских организаций приведен в приложении 5 Правил устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов. Таблица 3 Показатели качества питательной воды. Паровые и энерготехнологические котлы и котлы-утилизаторы с рабочим давлением пара до 5 МПа (50 кгс/см²) Рабочее давление, МПа (кгс/см²) 0,9 (9) 1,4 (14) и 1,8 (18) 4 (40) и 5 (50) Температура греющего газа (расчетная), °С Показатель До 1200 включительно До 1200 включительно Свыше 1200 До 1200 включительно Свыше 1200 Прозрачность по шрифту, см, не менее 30/20* 40/30* 40 Общая жесткость, мкг-экв/кг 40/70* 20**/50* 15 10 5 Содержание, мкг/кг: соединений железа (в пересчете на Fe) Не нормируется 150 100 50*** растворенного кислорода: а) для котлов с чугунным экономайзером или без экономайзера 150 100 50 50 30 б) для котлов со стальным экономайзером 50 30 30 30 20 Значение рН при температуре 25°С Не менее 8,5**** Содержание нефтепродуктов, мг/кг 5 3 2 1 0,3

* В числителе приведены данные для водотрубных, в знаменателе - для газотрубных котлов. ** Для водотрубных котлов с рабочим давлением пара 1,8 МПа (18 кгс/см²) жесткость не должна быть более 15 мкг- экв/кг. *** Допускается увеличение содержания соединений железа до 100 мкг/кг при условии применения методов реагентной обработки воды, уменьшающих интенсивность образования накипи за счет перевода соединений железа в раствор, при этом должны соблюдаться согласованные с Госгортехнадзором России нормативы по допускаемому количеству отложений на внутренней поверхности парогенерирующих труб. Заключение о возможности указанного увеличения содержания соединений железа в питательной воде дается специализированной научно-исследовательской организацией. **** Значение рН устанавливается в зависимости от материалов, применяемых в оборудовании пароконденсатного тракта, но не более 9,5. Примечание. Для газотрубных котлов-утилизаторов вертикального типа с рабочим давлением пара свыше 0,9 МПа (9 кгс/см²), а также для сорегенерационных котлов показатели качества питательной воды нормируются по данным последней графы табл. 3. Кроме того, для сорегенерационных котлов нормируется солесодержание питательной воды, которое не должно быть более 50 мг/кг. 3.2. Показатели качества сетевой и подпиточной воды водогрейных котлов не должны превышать

значений, указанных в табл. 4. Таблица 4 Показатели качества сетевой и подпиточной воды. Водогрейные котлы Система теплоснабжения открытая закрытая Температура сетевой воды, °С Показатель 115 150 200 115 150 200 Прозрачность по шрифту, см, не менее 40 40 40 30 30 30 Карбонатная жесткость, мкг-экв/кг: при рН не более 8,5 800/700* 750/600* 375/300* 800/700* 750/600* 375/300* при рН более 8,5 Не допускается По расчету РД 24.031.120-91

Система теплоснабжения открытая закрытая Температура сетевой воды, °С

Показатель

115 150 200 115 150 200 Содержание, мкг/кг: растворенного кислорода 50 30 20 50 30 20 соединений железа (в пересчете на Fe) 300 300/250* 250/200* 600/500* 500/400* 375/300* Значение рН при температуре 25 °С От 7,0 до 8,5 От 7,0 до 11,0** Содержание нефтепродуктов, мг/кг 1,0

* В числителе приведены данные для котлов на твердом топливе, в знаменателе - на жидком и газообразном топливе. ** Для теплосетей, в которых водогрейные котлы работают параллельно с бойлерами, имеющими латунные трубки, верхнее значение рН для сетевой воды не должно превышать 9,5. Примечание. Данные нормы не распространяются на водогрейные котлы, установленные на тепловых электростанциях, тепловых станциях и в отопительных котельных, для которых качество воды должно соответствовать требованиям Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей. 4. КАЧЕСТВО КОТЛОВОЙ ВОДЫ 4.1. Нормы качества котловой воды, необходимый режим ее коррекционной обработки, режимы непрерывной и периодической продувок принимаются на основании инструкции предприятия-изготовителя котла, типовых инструкций по ведению водно-химического режима и других ведомственных нормативных документов или на основании результатов теплехимических испытаний. При этом для паровых котлов давлением до 4 МПа (40 кгс/см²) включительно, имеющих заклепочные соединения, относительная щелочность котловой воды не должна превышать 20 %. Для котлов со сварными барабанами и креплением труб методом вальцовки (или вальцовки с уплотнительной подваркой) относительная щелочность котловой воды допускается до 50 %, для котлов со сварными барабанами и приварными трубами относительная щелочность котловой воды не нормируется. 5. ЗАДАЧИ И ОБЪЕМ ХИМИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ 5.1. Химический контроль за качеством воды и пара в промышленных котельных должен

обеспечивать надежную и экономичную эксплуатацию всех аппаратов и элементов тепловой схемы, и в первую очередь самих котельных агрегатов.

5.2. Химический контроль должен давать четкое количественное представление о составе исходной воды и динамике изменений этого состава в тракте котельной и в системе водоподготовки во времени, о качестве конденсата, возвращаемого в питательную систему котлов, а также о качестве пара, выдаваемого котлами. 5.3. Данные химических анализов должны давать возможность проведения расчетов величин продувки котлов, влажности пара, возврата конденсата в питательную систему котлов, а также эффективности работы обескислороживающей установки. 5.4. Необходимый объем химического контроля в каждой конкретной котельной определяется конструктивными особенностями котлов, особенностями общей тепловой схемы, принятым способом водоподготовки и качеством возвращаемого конденсата. 5.5. Общий объем контроля с учетом конкретных условий и требований нормативно-технических документов устанавливает пусконаладочная организация, но он не должен быть меньше указанного в табл. 5, 6, 7. 5.6. Отбор проб воды и пара должен быть организован в соответствии с требованиями РД 24.031.121-91 [7] и табл. 5, 6, 7. 5.7. Для проведения анализов каждая точка отбора пробы оборудуется своим трубопроводом диаметром не более Ду10, на котором устройства для отбора проб располагаются в следующей последовательности: 5.7.1. Пробоотборник (зонд). 5.7.2. Запорный вентиль Ду6, установленный за пробоотборником (для котлов группы 3 устанавливают последовательно два вентиля). 5.7.3. Холодильник. 5.7.4. Дроссельный игольчатый вентиль Ду6, установленный на выходе из холодильника.

5.8. При монтаже линий отбора пробы должен быть выдержан уклон в сторону движения среды; трубопроводы, независимо от их длины, не должны иметь тепловой изоляции, но для обеспечения безопасности их необходимо ограждать. 5.9. При отборе проб воды и пара на анализ должны быть созданы все условия для получения представительной пробы. В частности, при отборе пробы для анализа на содержание соединений, находящихся частично в грубодисперсной форме (железо), пробоотборную линию следует периодически продувать. После окончания продувки устанавливают необходимый расход пробы анализируемой воды и ее температуру; отбор проб следует производить не ранее чем через 3 ч после продувки линии. Необходимым условием представительности отбора является в этом случае непрерывное действие пробоотборной точки. При отборе и транспортировании пробы создают условия, исключающие возможность

загрязнения пробы из окружающей среды. Пробы питательной воды и конденсата пара отбирают в полиэтиленовые сосуды. 5.10. Трубопроводы и змеевик холодильника точек отбора проб, где контролируется содержание растворенного кислорода и железа, должны выполняться из стали 12X18H10T по ГОСТ 9941-81.