

Некоммерческое акционерное общество
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ»


Кафедра Тепловое энергетические установки
Специальность 6M 071700 - Теплоэнергетика

Допущен к защите
Зав. кафедрой

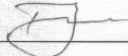
« _____ » _____ 2015 г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ
ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Тема Разработка мероприятий по
сжижению разрыва расплавленной
и установленной мощностью ТЭЦ-2 АО «АЭС»

Магистрант  Елизтсов К.Т.
подпись (Ф.И.О.)

Руководитель диссертации  Турматов М.С.
подпись (Ф.И.О.)

Рецензент  Ташкымбаева А.Б.
подпись (Ф.И.О.)

Алматы, 2015 г.

Некоммерческое акционерное общество
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ»

Факультет Теплоэнергетика

Специальность ЭН071700 - Теплоэнергетика

Кафедра Тепловое энергетические установки

ЗАДАНИЕ

на выполнение магистерской диссертации

Магистранту Бизитов Керем Ташорбердиевич
(фамилия, имя, отчество)

Тема диссертации Разработка мероприятий по снижению потерь между расщепляющей и устанавливающей мощностью АЭС ТЭЦ-2
утверждена Ученым советом университета № 718 от «16» Н. 2012г.

Срок сдачи законченной диссертации «25» 06. 2015г.

Цель исследования Увеличение объемов производства электрической и тепловой энергии за счет снижения потерь между устанавливающей и расщепляющей мощностью и ввода новых мощностей

Перечень подлежащих разработке в магистерской диссертации вопросов или краткое содержание магистерской диссертации:

Анализ текущего состояния АЭС ТЭЦ-2; меры по снижению потерь мощности; ввод и обслуживание

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей) Презентация

Рекомендуемая основная литература

Закон «Об энергосбережении и повышении энергосервисности» РК от 13.01.2012.
 Стратегия устойчивого развития.
 Градостроительные нормативы и энергетических предприятий СНиП 11-35-76 "Котельные установки".

ГРАФИК
 подготовки магистерской диссертации

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления научному руководителю	Примечание
1. Сбор информации по теме диссертации.	17.09.2014г.	
2. Проведение расчетов по тепловой схеме станции	15.10.2014г.	
3. Анализ состояния АЭС ТЭЦ-2	23.12.2014г.	
4. Сбор информации и проведение расчетов по технологическим критериям.	17.02.2015г.	
5. Проведение методики по расчету параметров градирен	04.04.2015г.	

Дата выдачи задания 01.11.2015

Заведующий кафедрой _____ (подпись) _____ (Ф.И.О.)

Руководитель диссертации [подпись] _____ (Тимофеев И.С.) (Ф.И.О.)

Задание принял к исполнению магистрант [подпись] _____ (Визулев К.Т.) (Ф.И.О.)

АННОТАЦИЯ

Проанализированы причины разрыва между установленной и располагаемой мощностью ТЭЦ-2 АО «АлЭС». Проведен расчет и выбор градирен. Предложены мероприятия по сокращению разрыва.

АНДАТПА

«АлЭС» АҚ ЖЭО-2 қол жетімді және орнатылған қуаттары арасындағы айырылыс себептері талданған. Градирня тандалып, есептеулер жүргізілді. Айырымды қысқарту бойынша іс-шаралар ұсынылған.

ANNOTATION

The reasons the gap between installed and available capacity AIES CHP-2. The calculation of the loss of condensate in the sample-selected points, and calculation of a couple on the expander continuous purge. The measures to reduce the gap.

Содержание

Введение

Глава 1 Описание и оценка состояния АлЭС- ТЭЦ-2

1.1 Основное оборудование станции.....

1.2 Тепловая схема ТЭЦ.....

1.3 Газоочистное оборудование.....

1.4 Топливное хозяйство.....

1.5 Химводоочистка.....

1.6 Система технического водоснабжения.....

1.7 Система гидрозолоудаления.....

1.8 Электрическая схема ТЭЦ.....

1.9 Котельный цех.....

1.10 Турбинный цех.....

1.11 Компоновка главного корпуса.....

1.12 Расчет тепловой схемы АТЭЦ-2.....

1.13 Анализ причин разрыва между установленной и располагаемой мощностью АлЭС-ТЭЦ-2.....

Глава 2 Обзор предлагаемых мер по снижению разрыва мощности на ТЭС.....

2.1. Мероприятия по очистке турбинного масла

2.2 Понижение температуры охлаждающей воды, поступающей в конденсатор за счет использования градирен

2.3 Другие меры по снижению разрыва мощности.....

Глава 3 Обоснование предлагаемых мер по снижению разрыва мощности на АлЭС- ТЭЦ-2.....

3.1 Градирни и современные конструкции оросителей и каплеуловителей

3.2 Предусмотрение установки самостоятельной системы охлаждения для турбоагрегатов ст.№7, 8 с устройством переключки между существующей и проектируемой обратными системами

3.3 Расчет и выбор градирен с учетом расширения ТЭЦ-2 III очереди

Глава 4 Снижение воздействия АлЭС ТЭЦ-2 на окружающую среду.....

4.1 Расчет шума, создаваемого противоточной вентиляторной градирней

Глава 5 Экономический раздел

5.1 Расчет себестоимости тепловой и электрической энергии для существующего состояния ТЭЦ-2.....

5.2 Расчет себестоимости тепловой и электрической энергии после расширения ТЭЦ-2.....

Заключение.....

Список литературы

Введение

Проблема энергосбережения в целом, а также в системах производства электрической и тепловой энергии крайне важна и актуальна и отнесена к стратегическим задачам Казахстана [1].

На производство электрической и тепловой энергии в РК затрачивается 35 % всего суммарного потребления первичной энергии.

Так как увеличение выработки электроэнергии в настоящее время производится за счет загрузки существующих тепловых электростанций, то рост потребления топливных ресурсов, и как следствие, удельных затрат, подтверждает имеющиеся проблемы со значительным износом основного оборудования и использованием неэффективных технологий при производстве энергии [2].

Из-за физического износа и выработки паркового ресурса оборудования электростанций, достигающего в РК 60%, «разрыв» между установленной и располагаемой мощностью достиг 21 тыс. МВт, в 2014 году он увеличится на 5,7 тыс. МВт. За счет реализации проектов по модернизации и реконструкции существующих генерирующих мощностей планируется сократить этот разрыв до 2 тыс. МВт [3,4].

В анализе состояния и перспектив развития мировой энергетики отмечается: «Учитывая зависимость многих регионов от угля, производство электроэнергии на его основе останется на достаточно высоком уровне, а повышение эффективности существующих и новых электростанций будет основной задачей в течение ближайших 10-15 лет. Существует огромный потенциал для улучшений. Функционирование при более высокой температуре пара поможет сократить выбросы CO₂ от электростанций до 670 граммов на киловатт-час, что на 30% ниже текущих среднемировых показателей» [5].

Современный рынок электроэнергии и мощности по городу Алматы и области обеспечивается на 64% из поставок электрической энергии от энергоисточников АО «АлЭС» и остальные 36% за счет покупки электроэнергии от ЖГРЭС и ГРЭС Павлодар-Экибастузского энергоузла.

Энергоисточники АО «АлЭС» обеспечивают систему централизованного теплоснабжения города на базе теплофикации от ТЭЦ-1, ТЭЦ-2 и котельных ЗТК порядка 70 % от ее общей тепловой нагрузки.

АО «АлЭС» занимает доминирующее положение по поставкам электроэнергии в регионе и является монопольным поставщиком тепловой энергии, в связи с чем, обеспечивается постоянный рынок сбыта продукции.

Среди стратегических целей и задач АО «АлЭС», в частности, названы:

- увеличение объемов производства электрической и тепловой энергии за счет снижения разрыва между установленной и располагаемой мощностью и ввода новых мощностей;
- инновационное развитие;
- проведение политики энергосбережения и энергоэффективности;

- снижение экологического воздействия на окружающую среду за счет модернизации существующего оборудования, внедрения более эффективных технологий производства энергии и методов очистки дымовых газов [6].

Все электростанции могут участвовать в покрытии потребности в мощности энергетической системы региона располагаемой мощностью источников. Располагаемая мощность определяется как разность между установленной мощностью электростанции (сумма номинальных мощностей отдельных агрегатов) и величинами вынужденного снижения мощности агрегатов и станций, по сравнению с проектной или установленной мощностью. Такая разность называется «разрывом» мощности.

Указанные «разрывы» мощности могут носить временный или постоянный характер в зависимости от причин отклонения располагаемой мощности агрегатов и станций от установленной мощности. К таким причинам могут относиться: конструктивные недостатки котельного и турбинного оборудования; использование не качественного или не проектного топлива; отклонение температур охлаждающей воды в конденсаторах ТЭС от проектной; не полная загрузка турбин ТЭЦ по теплу; экологические ограничения.

При разработке перспективных балансов мощности с привлечением специалистов - эксплуатационников и проектных организаций должен проводиться анализ причин появления «разрывов» мощности, возможности их ликвидации или уменьшения в перспективе [7].

Цель настоящей работы состоит в исследовании причин и разработке мер по сокращению разрыва между установленной и располагаемой мощностью АлЭС-ТЭЦ-2, что создаст условия для обеспечения экономической работы станции на всех режимах работы.

Для достижения поставленной цели в работе решаются следующие задачи:

- анализ текущего состояния АлЭС- ТЭЦ-2 (описание станции, расчет схемы, состояние оборудования, существующие проблемы, количественная характеристика разрыва мощностей, его причины);
- обзор возможных мер по снижению разрыва мощности по опыту на зарубежных и станциях Казахстана;
- предложение и обоснование мер по снижению разрыва мощности на АлЭС-ТЭЦ-2.

Глава 1 Описание и оценка состояния АлЭС- ТЭЦ-2

1.1 Основное оборудование станции

Алматинская ТЭЦ-2 построена в три очереди:

Первая очередь строительства осуществлялась в 1978-1983 годы. Были введены в эксплуатацию три паровых котла типа БКЗ-420-140-7С и три паровых турбины типа ПТ-80/100-130/13.

Вторая очередь строительства осуществлялась в 1985-1989 годы. Введены в эксплуатацию еще четыре паровых котла БКЗ-420-140-7С, одна паровая турбина типа Р-50-130/13 и две паровые турбины типа Т-110/120-130-5.

Третья очередь строительство новой бойлерной и 8-го котла идет с 2012 года бойлерная запущена в эксплуатацию к началу 2013 года.

Установленная мощность станции составляет:

- электрическая - 510 МВт,
- тепловая - 1176 Гкал/ч.

Располагаемая мощность станции составляет:

- электрическая - 410 МВт,
- тепловая - 841 Гкал/ч.

1.2 Тепловая схема ТЭЦ

Для подготовки подпиточной воды тепловых сетей и основного цикла, а также технологических и питьевых нужд, используется вода питьевого качества. Водоснабжение осуществляется от насосной станции № 29 Талгарского подземного водозабора по двум водопроводам Ø 700 мм и двум водопроводам Ø 800 мм с температурой 11-13°C. По трубопроводам диаметром Ø 700 сырая вода поступает к бакам запаса сырой воды $4 \times V = 3000 \text{ м}^3$, и насосами сырой воды подается на охлаждение конденсаторов в встроенные пучки конденсаторов турбоагрегатов 3хПТ-80/100-130/13 2х Т-110/120-130-5. Затем, подогреваясь до 30-35°C, сырая вода поступает на химводоочистку. После ХВО подпиточная вода направляется в вакуумные деаэраторы 14 штук, греющей средой которых является прямая сетевая вода, отбираемая после пиковых бойлеров.

После вакуумных деаэраторов подпиточная вода подается в баки аккумуляторы $5 \times V = 3000 \text{ м}^3$ или подпиточными насосами подается в линию обратной сетевой воды. Греющим паром для основных бойлеров является теплофикационный отбор турбин 3хПТ-80/100-130/13. Греющим паром пиковых бойлеров является: производительный отбор турбин 3хПТ-80/100-130/13, турбины противодавления Р-50-130/13 и общестанционный коллектор пара 1,3 МПа.

Пар на производство, на собственные нужды станции и мазутное хозяйство подается из общестанционного коллектора 1,3 МПа.

Для обеспечения потребности в паре 1,3 МПа и 0,15 МПа на станции установлены 2хРРОУ-150/13 и РОУ-250/13.

Предприятия, использующие на технологические нужды пар 1,3 МПа, получают его по шести паропроводам из производственных отборов турбин ст. №1,2,3, противодавления турбины ст. №4 и через РРОУ-1,2,3 от парового котла ст. №1,2,3,4,5,6,7.

Подогрев сетевой воды производится последовательно в основных и пиковых подогревателях.

Схема подачи сетевой воды двухступенчатая. Сетевые насосы второго подъема установлены на первой очереди после пиковых бойлеров, а на второй и третьей очереди до пиковых бойлеров.

Обратная сетевая вода сетевыми насосами подается соответственно на основные подогреватели паровых турбин 2х Т-110/120-130-5. Пиковые подогреватели паровых турбин и общестанционные пиковые бойлеры. Затем насосами второго подъема сетевой воды сетевая вода по магистралям идет в город в. ТЭЦ-2 работает по тепловому графику с довыработкой электроэнергии в конденсационном режиме.

Тепловая схема ТЭЦ-2 выполнена по секционному принципу с поперечными связями по пару и воде.

Восполнение потерь в цикле ТЭЦ обеспечивается химобессоленной водой.

В качестве исходной воды для подпитки котлов и теплосети используется вода питьевого качества.

Отпуск тепла от ТЭЦ осуществляется в горячей воде для зоны теплофикации г. Алматы и в паре для расположенного на прилегающей территории мазутного хозяйства.

ТЭЦ работает в базовом режиме совместно с Западным тепловым комплексом (ЗТК), который работает в пиковом режиме, ТЭЦ-1.

Выдача тепла на ЗТК осуществляется по тепломагистрали из двух труб $Dy = 800$ и 1000 мм. Выдача тепла на ТЭЦ-1 осуществляется по тепломагистрали $Dy = 800$ а так же существует обратная магистраль с ТЭЦ-1 $Dy = 800$. Система горячего водоснабжения открытая. Температурный график отпуска тепла - специальный с максимальной температурой сетевой воды зимой – до $135^{\circ}C$, летом - $70^{\circ}C$.

Мазутохозяйству АПТС по двум паропроводам $Dy=150$ мм, с максимальным расчетным расходом тепла 17.6 Гкал/ч.

1.3 Газоочистное оборудование

Для очистки дымовых газов от вредных веществ на котлах ТЭЦ-2 применяются мокрые золоуловители:

- на котлах ст. № 1,2,3,4,5,6,7 - скрубберы МВ-ВТИ с предвключенными трубами Вентури.

Дымовые газы от котлов выбрасываются через две дымовые трубы высотой 129 м, диаметром устья 6.0 и 6.6 м. К трубе № 1 подключены котлы ст. № 1,2,3,4, к трубе № 2 - котлы ст. № 5,6,7.

1.4 Топливное хозяйство

Тракт топливоподачи состоит из следующих сооружений.

Разгрузочное устройство, состоящее из двух роторных четырехопорных вагоноопрокидывателей, рассчитанных на разгрузку вагонов до 134 тонн. Дробление угля на решетках приемных бункеров осуществляется дробильно-фрезерными машинами ДФМ-11. Из бункеров на ленточные конвейеры топливо подается качающимися питателями. Надвиг вагонов осуществляется локомотивами.

Дробильный корпус, оборудованный двумя молотковыми дробилками типа Д20х20 производительностью по 1000 т/ч каждая.

Склад угля емкостью 362730 тонн, оборудован ленточными конвейерами выдачи топлива на склад и со склада. Выдача топлива на склад производится из дробильного корпуса, до дробилок, со склада - бульдозерами через загрузочные бункеры с решетками, с помощью качающихся питателей.

Основной тракт топливоподачи, состоящий из ленточных конвейеров 1 и 2 подъема, шириной ленты 1400 мм. На 2 подъеме топливо взвешивается ленточными весами типа ЛТМ. Для предохранения дробилок и мельниц на конвейерах ст. № 2 и № 3 установлены электромагнитные сепараторы: шкивные и подвесные.

Топливоподача в пределах главного корпуса, где производится загрузка бункеров сырого угля с помощью двухсторонних стационарных Лужковых сбрасывателей. В башне пересыпки главного корпуса и на конвейере ст.№2 установлены пробо-отборные установки в комплекте с дробильно-делительными установками.

Для разгрузки неисправных вагонов служит эстакада высотой 3 м, длиной 120 м, оснащенная люкозакрывателями.

Для размораживания, прибывающего на ТЭЦ смерзшегося угля, эксплуатируется двухпутное размораживающее устройство на 20 вагонов.

Мазутное хозяйство на Алматинской ТЭЦ-2 рассчитано на прием восьми 60-ти тонных железнодорожных цистерн, хранение мазута марки "100" и подачу его в котельное отделение на растопку и подсветку котлов, до 45 м³/ч, давлением P = 2.2 МПа, с учетом рециркуляции и состоит из:

Сливной железнодорожной эстакады длиной 100 м с приемной емкостью, оснащенной четырьмя погружными насосами.

Склада мазута, состоящего из трех надземных металлических резервуаров по 1000 м³.

Мазутонасосной, сблокированной с маслоаппаратной.

1.5 Химводоочистка

Химводоочистка подпитки котлов работает по схеме 2-х ступенчатого обессоливания с производительностью 140 м³/час.

Химводоочистка подпитки теплосети работает по схеме обработки комплексом ИОМС или подкисления с последующей декарбонизацией. Производительность установки 7000 м³/час.

1.6 Система технического водоснабжения

Система технического водоснабжения ТЭЦ - оборотная.

В качестве охладителей используются вентиляторные градирни. Подача охлаждающей воды на конденсаторы происходит под действием естественного напора. Возврат нагретой воды производится с помощью циркуляционных насосов.

На ТЭЦ установлены 6 двухсекционных вентиляторных градирен. Общая площадь орошения составляет $6 \times 648 = 3880$ м². Общий расход охлаждаемой воды $6 \times 8000 = 48000$ м³/час.

Вентиляторы, установленные на градирне, изготовлены двумя фирмами. Рабочее колесо вентилятора (ступица с 6-ю лопастями), входящее в состав установки диаметром 10,4 м изготовлено немецкой фирмой «Нема» и устанавливается непосредственно на вал тихоходного электродвигателя ВАСВ-17-40-52, изготовленного Московским электромеханическим заводом им. Владимира Ильича.

Электродвигатель – асинхронный, трехфазный, закрытого типа для работы на открытом воздухе типа ВАСВ-17-40-52 работает при непрерывном водяном охлаждении:

Номинальная мощность, кВт	200;
Напряжение, В	6000;
Скорость вращения, об/мин	110;
КПД, %	84,5;
Расход воды на охлаждение электродвигателя	10 м ³ /ч;
Напор воды на входе	2 м.вод.ст.

По паспортным данным фирмы «Нема», вентилятор диаметром 10,4 м при летней эксплуатации обеспечивает:

Количество воздуха 2,7 млн.м³ (при T=30°C =80%, Pб=760 мм.рт.ст.);
Скорость вращения 95 об/мин.;
Потребляемая мощность 200 кВт

1.7 Система гидрозолоудаления¹

Система гидрозолоудаления ТЭЦ оборотная, гидравлическая, включает в себя 3 багерные насосные станции, стальные золошлакопроводы, водоводы, насосные станции осветленной воды и двухсекционный золоотвал.

Насосная № 1 транспортирует золу и шлак от котлов ст. № 1,2,3 насосная № 3 золу от котлов ст. № 4,5,6,7. Насосная № 2 - шлак от котлов ст. № 4,5,6,7.

Осветленная вода с золоотвал насосами подается через промежуточную емкость на всас насосов. Насосы орошающей воды (НОВ) подают осветленную воду на сопла труб Вентури. На орошение скрубберов, транспорт золы и шлака, охлаждение подается осветленная вода от коллектора насосов НГЗУ.

1.8 Электрическая схема ТЭЦ

В настоящее время вся электрическая мощность ТЭЦ выдается и распределяется на напряжение 110 кВ.

Генераторы ст. № 1,2,3 типа ТВФ-120-2, генераторы ст. № 5,6 типа ТВФ-110-2Е, в блоках с двухобмоточными трансформаторами типа ТДЦ-125000/110 и генератор ст. № 4 типа ТВФ-63-2Е, в блоке с двухобмоточным трансформатором типа ТДЦ-80000/110 подключены к шинам ОРУ 110 кВ. Схема распределительного устройства 110 кВ выполнена с двойной рабочей и обходной системами шин, с одним выключателем на цепь. Обе рабочие системы шин секционированы. На ОРУ 110 кВ установлены масляные выключатели типа У-110-2000

По проекту котлы БКЗ-420-140-7С АТЭЦ-2 рассчитаны на сжигание Карагандинского промпродукта с характеристикой:

Теплота сгорания, ккал/кг	3 880
Зольность, %	38,7
Влага, %	10,0
Выход летучих, %	30,0

Из-за недостатка промпродукта с 1990 года его поставки были прекращены. На сжигание стала поступать смесь борлинского, куучекинского и экибастузского углей.

В соответствии с ПТЭ п.4.3.33 из-за изменения топлива проведены испытания котла лицензированным предприятием РСПП «Казэнергонадка», по результатам которых гарантирована его надежная и взрывобезопасная

Информация взята из источника технической документации ТЭЦ-2 АО «АлЭС»

работа (Теплотехнические испытания головного котла БКЗ-420-140-7с ст.1 Алма-Атинской ТЭЦ-2).

В последнее время АТЭЦ-2 сжигает угли только экибастузского месторождения.

Средняя характеристика сжигаемых углей за 2014 год составила:

Теплота сгорания, ккал/кг	4 520
Зольность, %	34
Влага, %	5,5

1.9 Котельный цех

Однотрубный, вертикально-водотрубный котельный агрегат БКЗ-420-140-7с с естественной циркуляцией предназначен для сжигания промпродукта углей Карагандинского месторождения.

В качестве резервного топлива может быть использован природный газ Бухарского месторождения.

Завод-изготовитель-Барнаульский котельный завод. Котел 7-й модификации спроектирован с учетом сейсмичности места установки.

Расчетные характеристики сжигаемого котлом промпродукта мокрого обогащения Карагандинских углей:

$A^p=38,7\%$; $w^p=10\%$; $C^p=42,1\%$; $H^p=267$; $S^p=0,9\%$;

$O^p=4,9\%$; $N^p=0,7\%$; $O^p_{н}=3880$ Ккал/Кг; $V^r=30\%$.

В последнее время на котлах сжигаются угли Экибастузского и Карагандинского месторождений разных разрезов.

Основные характеристики:

а/ Экибастузского угля:

Теплота сгорания $-Q^p_{н} = 4125 - 4560$ ккал/кг

Влажность – $Wp = 4,9 - 7,5$ %

Зольность - $Ap =$ до 40,6 %

б/ Карагандинского угля:

Теплота сгорания $-Q^p_{н} = 4100 - 4400$ ккал/кг

Влажность – $Wp = 2,8 - 5,2$ %

Зольность - $Ap =$ до 43 %

Общий выход летучих – $Vp \sim 30$ %.

1.2.Краткая характеристика котла

- паропроизводительность	-420Т/ч
-видимое теплонапряжение в топке	-103,5х -10 ³ Ккал/м ³ ч.
-давление в барабане котла	-159Кгс/см ² .
-давление перегретого пара	-140Кгс/см ² .
Расход концентрата на впрыск	-12,7Т/ч
-температура перегретого пара	-560°С.

-температура питательной воды (заводом допускается п.в.=160°C с паровой нагрузкой не более 89% номинала –373,8Т/ч при номинальных параметрах пара).	-210°C.
-температура уходящих газов	-128°C.
-температура ядра факела	-1922°C.
-температура на выходе из топки	-1079°C.
-температура воздуха за Ист. ТВП	-343°C.
-температура холодного воздуха	-30°C.
температура воздуха за I ст. ТВП	-210°C.
температура питательной воды за Iст. ВЭ	-234°C.
-температура питательной воды за II ст. ВЭ	-310°C.
-температура пара за I ст.ПП	-378°C.
-температура пара за ПП-I	-396°C.
ШПП-II _433°C; ПП-III –501°C;ПП-IV –560°C.	
-поверхность стен топочной камеры и ширм	-1961м2.
-поверхность нагрева пароперегревателя (ПП)	-3168м2
-то же водяного экономайзера (ВЭ)	-4150м2.
-то же воздухоподогревателя (ПВП)	-26838м2.
-ширина котла по осям колонн	-19,5м.
-глубина котла по осям колонн	-20м.
-высота котла	-42м.
-полный вес металла котла	-2580 т
-вес металла под давлением	-868 т

1.10 Турбинный цех

1.10.1 Турбина ПТ-80/100-130/13

Турбина паровая типа ПТ-80/100-130/13 конденсационная с двумя регулируемыми отборами пара — производственным и 2-х ступенчатым теплофикационным отбором, номинальная мощность 80 Мвт. Турбина представляет собой одновальный двухцилиндровый агрегат и предназначена для непосредственного привода генератора переменного тока типа ТВФ-120-2 мощностью 120 Мвт.

Свежий пар от котла подается к отдельно стоящей паровой коробке, в которой расположен клапан АЗВ (автоматический затвор) или стопорный клапан, откуда по четырем перепускным трубам через РК (регулирующие клапана) поступает в ЦВД. Паровпуск в обоих цилиндрах, расположен со стороны среднего подшипника, что снижает осевые усилия на упорный подшипник.

Турбина имеет сопловое парораспределение. Парораспределение части высокого давления состоит из четырех регулирующих клапанов, расположенных в паровых коробках, которые приварены к корпусам передней части ЦВД, подающих пар на лопатки регулирующей ступени и пятого перегрузочного клапана, перепускающего пар из камеры регулирующей ступени в камеру за четвертой ступенью при режиме расхода пара в ЦВД свыше 415 т/час.

ЦВД литой конструкции из жаропрочной стали. Проточная часть ЦВД имеет одновенечную регулируемую ступень и 16 ступеней давления. На выходе из ЦВД часть пара идет в регулируемый производственный отбор, остальная часть направляется в ЦНД.

Давление в камере производственного отбора поддерживается четырьмя регулируемыми клапанами, расположенными в передней части ЦНД. Из ЦВД пар по четырем перепускным трубам поступает к паровым коробкам, регулирующим клапанов ЦНД. Передняя часть ЦНД выполнена из литой высококачественной углеродистой стали. Выхлопная часть ЦНД сварная.

Проточная часть ЦНД состоит из четырех частей: Первая ЧСД — до верхнего теплофикационного отбора — имеет одну регулируемую ступень и 7 ступеней давления. Вторая — между теплофикационными отборами — промежуточный отсек — имеет две ступени давления. Третья ЧНД — часть низкого давления — имеет одну регулируемую ступень и две ступени давления.

Давление теплофикационных отборов регулируется одной поворотной диафрагмой, расположенной перед ЧНД.

Ротор высокого давления (РВД) цельнокованный, а ротор низкого давления (РНД) состоит из десяти цельнокованных дисков и трех насадных. РВД и РНД гибкие, между собой и ротором генератора соединены жесткими муфтами и имеют один общий упорный подшипник.

Вращение ротора по часовой стрелке, если смотреть со стороны переднего подшипника.

Фикс-пункт турбины расположен на задней фундаментной раме ЦНД, расширение турбины происходит в сторону переднего подшипника.

Основные параметры турбины:

Номинальная мощность	80 000 Квт.
Частота вращения ротора	3000 об/мин.
Турбина рассчитана для работы при следующих параметрах пара:	
абсолютное давление свежего пара перед АЗВ —	130 кгс/см ² ;
температура свежего пара перед АЗВ —	555 ⁰ С.
Количество охлаждающей воды, проходящей через конденсатор —	8000 м ³ /час, при расчетной температуре на входе в конденсатор 20 °С.
Максимальный расход пара на турбину при номинальных параметрах составляет —	470 т/час.

Максимальный расход пара в конденсатор — 220 т/час.

Минимальный расчетный пропуск пара в ЧНД при закрытой поворотной диафрагме примерно 10 т/час.

Давление пара регулируемого отбора 13 ± 3 кгс/см² (абс.).

Давление пара регулируемого теплофикационного отбора
верхний — $0,5 \div 3,5$ кгс/см² (абс.).

нижний — $0,3 \div 1,0$ кгс/см² (абс.).

1.10.2 Турбина Т-110/120-130-5

Турбина представляет собой трехцилиндровый одновальный агрегат, состоящий из ЦВД, ЦСД, ЦНД. Общее число ступеней - 27.

Основные параметры турбины Т-110/120-130-5

Мощность номинальная, МВт	110
Мощность максимальная, МВт	120
Давление свежего пара (абс.), кгс/см ² (МПа)	130 (12,75)
Температура свежего пара, оС	555
Тепловая нагрузка, Гкал/ч номинальная (суммарная по обоим отборам)	175
максимальная (при использования тепла пара, поступающего в конденсатор)	184
Расход свежего пара, т/ч	
-номинальный	480
-максимальный	485
-на конденсационном режиме при номинальной мощности	398
-на конденсационном режиме при максимальной мощности	437
Частота вращения ротора, об/мин	3000
Номинальный расход охлаждающей воды, проходящий через конденсаторы, м ³ /ч	16000
Номинальная температура охлаждающей воды на входе в конденсаторы, оС	20
Расчетное абсолютное давление в конденсаторе на конденсационном режиме при номинальной мощности, кгс/см ² (МПа)	0,057 (0,0056)

1.10.3 Турбина Р-50-130/13.

Турбина представляет собой одноцилиндровый агрегат с одновенечной регулирующей ступенью и 16-ю ступенями давления.

Ротор турбины цельнокованный, расчетная критическая частота вращения составляет 1790 об/мин, с ротором генератора соединяется жесткой муфтой.

Турбина имеет сопловое парораспределение. Свежий пар подводится к отдельно стоящей паровой коробке, в которой расположен клапан автоматического затвора, откуда пар по перепускным трубам поступает к четырем регулирующим клапанам, расположенным в паровых коробках, вваренных в переднюю часть цилиндра и перепускному клапану за 4-ую ступень.

Фикспункт турбины расположен на раме заднего подшипника со стороны турбогенератора, и тепловое расширение турбины происходит в сторону переднего подшипника.

1.11 Компоновка главного корпуса

В объёмно-планировочном решении главный корпус выполнен в заглубленном варианте и спроектирован для установки трех турбоагрегатов типа ПТ – 80/100 - 130/13 ЛМЗ с ТВФ 120 – 2, одного Р – 50 – 30/13 ЛМЗ с ТВФ 63 – 2УЗ, двух Т – 110/120 – 130 УТМЗ с ТВФ 110 – 2ЕУЗ, а также восьми пылеугольных котлов типа БКЗ – 420 – 140 – 7С и представляет четырех пролетное здание из продольно расположенных:

- машинного отделения пролётом 39 м, ряд «А – Б» с пристройкой 12м конденсационном отделении ряд «а – А».

- деаэрационного отделения пролётом 12 м , ряды «Б – В»

- бункерного отделения пролётом 12 м, ряды «В – Г»

- котельного отделения пролётом 39 м, ряды «Г – Д» с двенадцатиметровой пристройкой. Продольный шаг колонн каркаса принят равным 6 метрам.

Машинное отделение выполнено с поперечным расположением турбогенераторов и оборудовано двумя мостовыми кранами грузоподъёмностью 50/10 т.

Основные отметки машинного отделения:

- пол конденсационного отделения минус 12,00 метров.

- отметка обслуживания турбогенераторов 0,00 м.

- низ ферм перекрытия плюс 16,70 м

В конденсационном отделении машзала размещены фундаменты турбогенераторов, конденсаторы, питательные, конденсатные и дренажные насосы, пусковые и резервные электрические маслонасосы, насосы охлаждающей воды конденсаторов, регенеративные и сетевые подогреватели.

Турбины и генераторы установлены на сборном железобетонном фундаменте, не связанном с другими строительными конструкциями (по островному принципу), чтобы вибрация турбогенераторов не передавалась на них. Вокруг турбогенераторов установлены площадки обслуживания, соединённые между собой продольными проходами , идущими вдоль стен машинного зала. Отметка площадки обслуживания турбогенераторов + 0,15 м.

Регенеративные подогреватели ПНД, ПВД установлены на металлическом каркасе, если смотреть с переднего стула турбины на генератор, с правой стороны турбины. Сетевые подогреватели размещены в места, с учётом удобной трассировки трубопроводов.

Для обслуживания вспомогательного оборудования предусмотрены промежуточные площадки на двух уровнях между площадками обслуживания турбины и полом конденсационного помещения.

В кармане (ряд «а-А») размещены насосы сырой воды СЭ-1250 - 70 и циркуляционные насосы, и их трубопроводы.

Для обеспечения монтажа, обслуживания и ремонта вспомогательного оборудования, арматуры и трубопроводов в пролёте «кармана» смонтирована кран-балка с грузоподъёмностью 10 т.

Бункерно-деаэрационное отделение, пролёты «Б-В-Г», является основным ядром жёсткости каркаса главного корпуса. В пролёте «В-Б» располагаются:

- на отметке – 8,4 м РУСН-10 и 0,4 кВт
- на отметке – 4,00 м кабельные полуэтажи РУСН,
- на отметке – 12,00 м кабельные полуэтажи ГЩУ и ГрЩУ.
- на отметке 0,15 м главный щит управления аккумуляторная, групповые щиты управления.

- на отметке +6,10 м размещены общестанционные трубопроводы высокого давления (питательной воды и острого пара), РОУ. Площадка оборудована подвесными кран-балками грузоподъёмностью 5 т.

- на отметке + 10,00 м расположены трубопроводы низкого давления ПДУ и деаэракторов теплофикационной установки.

- на отметке + 20,10 м в полуоткрытом исполнении установлены деаэраторы 6 и 1,2 ата. Для обеспечения их ремонта и обслуживания установлены 2 кран-балки грузоподъёмностью 10 т.

В пролёте «В-Г» расположены бункеры сырого угля.

- на отметке - 12,00 м установлены молотковые мельницы ММТ-2000/2590/730 и мельничные вентиляторы ВГДН – 15 $\varnothing = 900$
- на отметке 0,15м питатели сырого угля
- на отметке +12,50 м ленточные конвейеры загрузки бункеров сырого угля.

От котельного отделения бункерно-деаэрационное отделение отделено сплошной стеной по ряду «В» (отметка 0,00 + 10,00 м), перекрытием на отметке +10,00 м и сплошной стеной по ряду «Г» (отметка +10,00 до +20,00 м).

В котельном цехе расположены котлы БКЗ – 420 – 140 – 7С от –12,00 до +20,40 м. На отметке - 12,00 м (зольное помещение) расположено оборудование гидрозолоудаления (ГЗУ) и дутьевые вентиляторы ДН – 26 - ГМ, а также багерные насосные. Котлы установлены на собственных

каркасах. Для выполнения ремонтных работ используются кран-балки грузоподъемностью 10 т, подвешенные к фермам перекрытия котельного цеха.

Дымососы ДН – 26х2-0,65 установлены вне главного корпуса открыт, за рядом «Е». Со стороны постоянного и временного торцов и в осях 24 - 25 главного корпуса предусмотрены монтажно-ремонтные площадки с автомобильными въездами [8].

1.12 Расчет тепловой схемы АТЭЦ-2

1.12.1 Тепловые нагрузки ТЭЦ

По данным ТОО "Алматыэнерго" и ТОО "Алматинский тепловые сети" максимальная тепловая нагрузка АТЭЦ-2 составляет $Q_{\max}=1065$ Гкал/ч, из них нагрузка горячего водоснабжения $Q_{\text{ГВС}}=195$ Гкал/ч., нагрузка отопления и вентиляции $Q_{\text{от}}=870$ Гкал/ч.

Климатологические данные для г. Алматы

Температура наружного воздуха:

- Расчетная отопления $t_{\text{Н}}^{\text{P}}= -25^{\circ}\text{C}$
- Средняя холодная месяца $t_{\text{Н}}^{\text{XM}}= -7,4^{\circ}\text{C}$
- Средняя отопительного периода $t_{\text{Н}}^{\text{CP}}= -2,1^{\circ}\text{C}$
- Средняя летнего периода $t = +20^{\circ}\text{C}$ [9]

Расчет тепловых нагрузок по режимам:

1-режим, максимально-зимний

$$Q^{\text{I}} = Q_{\max} = Q_{\text{от}} + Q_{\text{ГВС}} = 870 + 195 = 1065 \text{ Гкал/ч}$$

11-режим, расчетно-контрольный

$$Q^{\text{11}} = Q_{\text{от}} + \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{Н}}^{\text{KM}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{Н}}^{\text{P}}} + Q_{\text{ГВС}} = 870(18 + 7.4)/(18 + 25) + 195 = 708 \text{ Гкал/ч}$$

111- режим, среднеотопительный

$$Q^{\text{111}} = Q_{\text{от}} + \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{Н}}^{\text{CP}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{Н}}^{\text{P}}} + Q_{\text{ГВС}} = 870(18 + 2.1)/(18 + 25) + 195 = 600 \text{ Гкал/ч}$$

1V - режим, летний

$$Q^{\text{1V}} = Q_{\text{ГВС}} = 195 \text{ Гкал/ч}$$

Тепловая мощность основного оборудования

Теплофикационных отборов турбин

3хПТ-80/100-130/13, $\Sigma Q_{\text{отб}}^{\text{ПТ}} = 3 \times 80 = 240$ Гкал/ч

2хТ-110/120-130, $\Sigma Q_{\text{отб}}^{\text{T}} = 2 \times 175 = 350$ Гкал/ч

Суммарная мощность отборов

$$Q_{отб} = \Sigma Q_{отб}^{пт} + \Sigma Q_{отб}^T = 240 + 350 = 590 \text{ Гкал/ч}$$

Мощность пиковых бойлеров

$$\text{ПТ-80/100-130, } \Sigma Q_{пб}^{пт} = 3 \times Q_{пб}^{пт} = 3 \times 130 = 390 \text{ Гкал/ч}$$

$$\text{Р-50-130, } \Sigma Q_{пб}^P = 230 \text{ Гкал/ч}$$

Суммарная мощность пиковых бойлеров

$$\Sigma Q_{пб} = \Sigma Q_{пб}^{пт} + \Sigma Q_{пб}^P = 390 + 230 = 620 \text{ Гкал/ч}$$

Для г. Алматы по нормам рекомендуется коэффициент теплофикации

$$\alpha_{тэц} = 0,5 \div 0,55$$

Расчетный коэффициент теплофикации

$$\alpha_{тэц} = Q_{отб} / Q^1 = 0,52$$

Нагрузка отборов турбин

$$Q_{отб} = \alpha_{тэц} Q^1 = 0,52 \times 1065 = 554 \text{ Гкал/ч}$$

Пиковая нагрузка АТЭЦ-2

$$Q_{пик} = Q^1 - Q_{отб} = 1065 - 554 = 511 \text{ Гкал/ч}$$

Данные по тепловым нагрузкам сведем в таблицу 1.1.

Таблица 1 - Сводная таблица тепловых нагрузок

№ п/п	Наименование потребителя	Обозна- чение	Един.	Режимы			
				1	11	111	1V
1	Отопление и вентиляция	$Q_{от}$	Гкал/ч	870	513	405	-
2	Горячего водоснабжения	$Q_{гвс}$	Гкал/ч	195	195	195	195
3	Итого по ТЭЦ	Q	Гкал/ч	1065	708	600	195
4	Основные сетевые подогреватели	$Q_{осп}$	Гкал/ч	554	554	554	195
5	Пиковые сетевые подогреватели	$Q_{пб}$	Гкал/ч	511	154	46	-

1.12.2 Определение расходов пара на собственные нужды ТЭЦ

а) Расход пара на мазутохозяйство

На АТЭЦ-2 мазут используется как растопочное топливо.

Теплотворная способность мазута

$$Q_H^p = 38940 \text{ кДж/кг}$$

Расход мазута на растопку энергетических котлов

$$B_{\text{расч}}^{\text{ЭК}} = \frac{D_{\text{расч}} (h_{\text{пл}} - h_{\text{пв}})}{Q_H^p \eta_r} = \frac{252(3480 - 994)}{38940 \cdot 0.91} = 17.68 \text{ т/ч},$$

где количество пара от двух растапливаемых котлов с 30 % производительностью [1], определяется как

$$D_{\text{раст}} = \frac{30 \cdot 2 \cdot D_{\text{ка}}}{100} = \frac{30 \cdot 3 \cdot 420}{100} = 252 \text{ т/ч}$$

энтальпия пара и воды [3]:

$$h_{\text{пл}} = 3480 \text{ кДж/кг при } P = 140 \text{ ата, } t = 545^\circ\text{C}$$

$$h_{\text{пв}} = 994 \text{ кДж/кг при } t_{\text{пв}} = 230^\circ\text{C}, P_{\text{пв}} = 175 \text{ ата}$$

Расход пара на слив мазута из ж/д цистерн

$$D_{\text{сл}} = n (0,636 - 0,0106 t_{\text{нв}}), \text{ т/ч}$$

где $n = 5$ число цистерн в одной ставке слива мазута, $t_{\text{нв}}$ - температура наружного воздуха.

Расчет ведем по режимам:

$$D_{\text{сл}}^1 = 5(0,636 - 0,0106 (-25)) = 4,5 \text{ т/ч}$$

$$D_{\text{сл}}^{11} = 5(0,636 - 0,0106 (-7,4)) = 3,6 \text{ т/ч}$$

$$D_{\text{сл}}^{111} = 5(0,636 - 0,0106 (-2,1)) = 3,3 \text{ т/ч}$$

$$D_{\text{сл}}^{1V} = 5(0,636 - 0,0106 (-20)) = 2,1 \text{ т/ч}$$

Расход пара на подогрев мазута в резервуарах мазутохранилища.

На АТЭЦ-2 имеем три резервуара по 1000 м^3 . Расход пара на один резервуар 1000 м^3 .

$$D_{\text{под}}^1 = 0,876 - 0,0146 (\pm t_{\text{нв}}); \text{ т/ч}$$

Расход пара на три резервуара:

$$D_{\text{под}} = n (0,876 - 0,0146 (\pm t_{\text{нв}})); \text{ т/ч}$$

Расчет по режимам:

$$D_{\text{под}}^1 = 3 (0,876 - 0,0146 (-25)) = 3,7 \text{ т/ч}$$

$$D_{\text{под}}^{11} = 3 (0,876 - 0,0146 (-7,4)) = 3,0 \text{ т/ч}$$

$$D_{\text{под}}^{111} = 3 (0,876 - 0,0146 (-2,1)) = 2,7 \text{ т/ч}$$

$$D_{\text{под}}^{1V} = 3 (0,876 - 0,0146 (-20)) = 1,8 \text{ т/ч}$$

Расход пара на разогрев при транспортировке мазута

$$D_{\text{раз}} = 0,0665 \cdot B_{\text{расч}}^{\text{ЭК}} = 0,0665 \cdot 17,68 = 1,2 \text{ т/ч},$$

где расход мазута на котлы $B_{\text{расг}}^{\text{ЭК}} = 17,68$ т/ч.

Полный расход пара на мазутохозяйство

$$D_{\text{мх}} = D_{\text{сл}} + D_{\text{под}} + D_{\text{раз}}, \text{ т/ч}$$

Расчет по режимам:

$$D_{\text{мх}}^1 = 4,5 + 3,7 + 1,2 = 9,4 \text{ т/ч}$$

$$D_{\text{мх}}^{11} = 3,6 + 3,0 + 1,2 = 7,8 \text{ т/ч}$$

$$D_{\text{мх}}^{111} = 3,3 + 2,7 + 1,2 = 7,2 \text{ т/ч}$$

$$D_{\text{сл}}^{1V} = 2,1 + 1,8 + 1,2 = 5,1 \text{ т/ч}$$

б) Расход сырой воды на ХВО

$$G_{\text{св}} = 1,25(G_{\text{ут}} + G_{\text{под}}^{\text{тс}} + G_{\text{мх}}^{\text{пот}} G_{\text{сеч}}^{\text{в}}); \text{ т/ч}$$

где утечки пара при его выработке энергетическими котлами

$$G_{\text{ут}} = 0,02 D_{\text{к}}^1 = 0,02 \cdot 2884 = 57 \text{ т/ч},$$

где расход пара на турбины от котлов ТЭЦ

$$D_{\text{к}}^1 = 1,03(n_{\text{пт}} D_{\text{мах}}^{\text{пт}} + D_{\text{мах}}^{\text{р}} + n_{\text{т}} D_{\text{мах}}^{\text{т}}) = 1,03(3 \cdot 470 + 420 + 2 \cdot 485) = 2884 \text{ т/ч}$$

Расход воды на подпитку теплосети

$$G_{\text{под}}^{\text{тс}} = G_{\text{сет. воды}} = \frac{Q^1}{(t_{\text{пм}} - t_{\text{ов}}) C_{\text{в}}} = \frac{1065 \cdot 10^3}{(150 - 30) \cdot 1} = 8875 \text{ м}^3 / \text{ч},$$

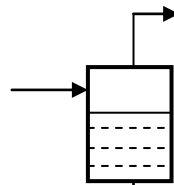
где температуры воды в подающей магистрали $t_{\text{пм}} = 150^\circ\text{C}$, температура подпиточной воды теплосети

$$t_{\text{ов}} = 30^\circ\text{C}.$$

Потери пара на мазутохозяйстве

$$G_{\text{мх}}^{\text{пот}} = 0,2 D_{\text{мх}} = 0,2 \cdot 9,4 = 1,8 \text{ т/ч}$$

Количество продуваемой воды из РНП



Расход воды на продувку котлов

$$G_{\text{прод}} = 0,01 D_{\text{к}}^1 = 0,01 \cdot 2884 = 28,8 \text{ т/ч}$$

Расход пара из РНП:

$$D_{\text{сеп}} = G_{\text{прод}} \frac{h_{\text{прод}} - h_{\text{сеп}}^{\text{в}}}{h_{\text{сеп}}^{\text{п}} - h_{\text{сеп}}^{\text{в}}} = 28,8 \frac{1573 \cdot 0,98 - 671}{2756 - 671} = 12,0 \text{ м}^3 / \text{ч},$$

где энтальпия воды в барабане $h_{\text{прод}} = 1573$ кДж/кг,

энтальпия пара $P = 0,6$ мПа, $h_{\text{сеп}}^{\text{п}} = 2756$ кДж/кг,

энтальпия воды из РНП $h_{\text{сеп}}^{\text{п}} = 671$ кДж/кг.

Тепло отданное продувкой в теплообменнике

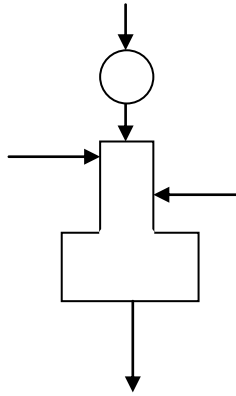
$$G_{\text{сеч}}^{\text{в}} = G_{\text{прод}} - D_{\text{сеп}} = 28,8 - 12,0 = 16,8 \text{ т/ч}$$

Расход сырой воды на ХВО

$$G_{св} = 1,25 (57 + 8875 + 1,8 + 16,8) = 11188 \text{ т/ч}$$

в) Расчет деаэратора подпитки цикла

$$G_{цикла}^{подл} = G_{сеч}^B + G_{ут} + G_{мх}^{пот} + (D_{мх} - G_{мх}^{пот}) = 16,8 + 57 + 1,8 + (9,4 - 1,8) = 83,2 \text{ т/ч}$$



Температура воды в деаэраторе

$$t_{\delta}^{\epsilon} = \frac{(G_{сеч}^{\epsilon} + G_{ут} + G_{мх}^{ном})38 + (D_{мх} - G_{мх}^{ном})100}{G_{подл}^{цикла}} = \frac{(16,8 + 57 + 1,8)38 + (9,4 - 1,8)100}{83,2} = 43,7^{\circ}C$$

По значению t_{δ}^B и температура воды в деаэраторном баке $t_{бак}^B = 43^{\circ}C$ находим коэффициент $k = 4,6 \cdot 10^{-3}$.

Расход пара из эжектора в ДСВ

$$D_{п}^{д1} = G_{подл}^{цикла} k \cdot 10^{-3} = 83,2 \cdot 4,6 \cdot 10^{-3} = 0,38 \text{ т/ч}$$

Расход пара на эжекторы

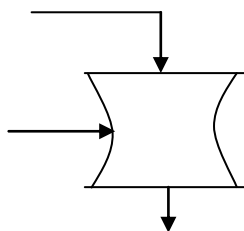
$$D_{п}^{эж} = U D_{п}^{д1} = 0,3 \cdot 0,38 = 0,12 \text{ т/ч}$$

Суммарный расход пара

$$D_{эж}^1 = D_{п}^{эж} + D_{п}^{д1} = 0,12 + 0,38 = 0,5 \text{ т/ч}$$

г) Расход сетевой воды для подогрева подпиточной воды теплосети в ДВС т/сети

$$G_{сет.в} = \frac{G_{подл}^{мс} (h_{\delta}^1 - h_{подл})}{h_{св} - h_{\delta}^1} = \frac{8875(167 - 159)}{482 - 167} = 221 \text{ т/ч}$$



где энтальпии:

перегретой воды $h_{\delta}^1 = 167 \text{ кДж/кг}$

подпиточной воды $h_{подл} = 159 \text{ кДж/кг}$

сетевой воды $h_{св} = 482 \text{ кДж/кг}$

Данные расчета сводятся в таблице 2

Таблица 2 - Сводная таблица тепловых нагрузок внешних потребителей и СН АТЭЦ-2

№ п/п	Наименование величин	Обозна- чение	Един.	Режимы			
				1	11	111	1V
I	Нагрузка по пару 13 ата:						
1	Пар 13 ата на пиковые бойлера	$D_{п}^{ПБ}$	т/ч	698	210	63	
2	Расход пара 13 ата на мазутохозяйство	$D_{п}^{МХ}$	т/ч	9,4	7,8	7,2	5,1
3	Расход пара 13 ата на эжекторы вакуумного деаэратора	$D_{п}^{ЭЖ}$	т/ч	0,5	0,5	0,5	0,5
4	Расход пара 13 ата на подогрев подпиточной воды	$D_{п}^{ПОД}$	т/ч	7,7	7,7	7,7	7,7
5	Итого:	$D_{п}^{ПБ}$	т/ч	715,6	226	78,4	13,3
		$Q_{п}$	Гкал/ч	524	166	57	9,7
II	Нагрузка по пару 1,2 ата:						
1	На основные сетевые подогреватели	$Q_{осп}$	Гкал/ч	554	554	554	554
2	На подогреватели сырой воды	$Q_{св}$	Гкал/ч	36	36	36	36
	Итого:	Q	Гкал/ч	590	590	590	225
	Всего:	Q_{Σ}	Гкал/ч	1114	756	647	234,7

Таблица 3 - Сводная таблица покрытия тепловых нагрузок АТЭЦ-2

Источник покрытия нагрузок	I-режим				II-режим				III-режим				IV-режим			
	Нагрузка П-отбора Гкал/ч	Нагрузка Т-отбора Гкал/ч	Расход острого пара	Электрическая мощность	Нагрузка П-отбора Гкал/ч	Нагрузка Т-отбора Гкал/ч	Расход острого пара	Электрическая мощность	Нагрузка П-отбора Гкал/ч	Нагрузка Т-отбора Гкал/ч	Расход острого пара	Электрическая мощность	Нагрузка П-отбора Гкал/ч	Нагрузка Т-отбора Гкал/ч	Расход острого пара	Электрическая мощность
1. Тепловые нагрузки требующие покрытия	524	590	2640	508	166	590	2340	500	57	590	2110	460	9,7	225	820	190
2. Покрытие нагрузок:																
ТГ.№1, ПТ-80/100-130	98	80	430	80	-	80	380	80	57	80	410	80	9,7	50	350	80
ТГ.№2, ПТ-80/100-130	98	80	430	80	-	80	380	80	-	80	380	80	-	-	-	-
ТГ.№3, ПТ-80/100-130	98	80	430	80	-	80	380	80	-	80	380	80	-	-	-	-
ТГ.№ 4, P50-130	230	-	410	48	166	-	260	40	-	-	-	-	-	-	-	-
ТГ.№ 5, Т-110-130	-	175	470	110	-	175	470	110	-	175	470	110	-	175	470	110
ТГ.№ 6, Т-110-130	-	175	470	110	-	175	470	110	-	175	470	110	-	-	-	-
ИТОГО:	524	590	2640	508	166	590	2340	500	57	590	2110	460	9,7	225	820	190
Котлоагрегаторы БКЗ-420-140:																
№1	380						360				380				410	
№2	380						360				380				410	
№3	380						360				380				-	
№4	380						320				350				-	
№5	380						320				310				-	
№6	370						310				310				-	
№7	370						310				-				-	
ИТОГО:	2640						2340				2110				820	

Таблица 4

Параметры	Обознач.	Ед. измер.	Расчетная формула	t=-25°C	t=-7,8°C	t=-1,6°C	Летний.
1	2	3	4	5	6	7	8
Тепловая нагрузка ТЭЦ-2 в горячей воде		Гкал/ч		1064,0	856,0	792,0	355,0
				988,0	794,0	734,0	325,0
Нагрузка отопления	Q _{от}	Гкал/ч		649	454	394	0
ГВС	Q _{гвс}	Гкал/ч		340,0	340,0	340,0	325,0
ТМ ТЭЦ-2-ЗТК							
Суммарная тепловая нагрузка	Q _{тс}	Гкал/ч	Q _{ов} + Q _{гвс}	504,0	504,0	504,0	207,0
отопление, вентиляция		Гкал/ч		245,0	245,0	245,0	0,0
ГВС		Гкал/ч		258,6	258,6	258,6	207,0
ТМ ТЭЦ-2-ТЭЦ-1				484,4	290,0	230	118,0
отопление, вентиляция				403,0	209,0	149	0,0
ГВС				81,0	81,0	81	118,0
Тем-ра в подающей магистрали ЗТК	t _{пм}	°С	Температура сетевой воды город ЗТК базовый 135 °С	135,0	135,0	135,0	65,0
Тем-ра в подающей магистрали ТЭЦ-2-ТЭЦ-1	t _{пм}	°С	Температурный график теплосети ТЭЦ-2-ТЭЦ-1 135/70 °С	135,0	96,6	77,4	72,3
Тем-ра в подающей магистрали микрорайоны	t _{пм}	°С	Температурный график теплосети	135,0	96,6	77,4	72,3

			микрорайоны 135/70 °С				
Тем-ра в обратной магистрали	$t_{ПМ}$	°С		70	50	43	
Объём тепловой сети	$V_{Тс}$	м ³		37123	29866	27633	12386
Температура холодной воды	$t_{ХВ}$	°С	По СНиП	5	5	5	15
Температура горячей воды ГВС	$t_{ГВ}$	°С	По СНиП	65	65	65	65
Температура воды перед ХВО	$t_{ХВО}$	°С	Принимается	30	30	30	30
Температура воды после ХВО	$t'_{ХО}$	°С	Принимается с учетом охлаждения ХВО	27	27	27	27
Возврат конденсата с производства	$D_{ОК}$	т/ч	по договорам	0	0	0	0
Расход пара 13 кг/см ² на мазутное х.	$D_{МХ}$	т/ч		9,4	7,6	7,0	4,5
Расчет							
Расход подпитки ТЭЦ-2 –ЗТК	$G_{ГВ 1}$		$Q_{Тс ЗТК}/(t_{под}-t_{ХВ})c_p$	3877	3877	3877	4140
Расход воды на ГВС	$G_{ГВ 2}$	т/ч	$Q_{ГВС}/(t_{ГВ}-t_{ХВ})c_p$	1350	1350	1350	2360
Расход воды с утечками	$G_{УТ}$	т/ч	0,25 $V_{Тс}$	74	60	60	24
Расход подпиточной воды	$G_{ПОДП}$	т/ч	$G_{ГВ1}+ G_{ГВ2}+ G_{УТ}$	5301	5286	5286	6524
Расход сырой воды на подпитку ТС	$G_{СВ.ТС}$	т/ч	1,07х $G_{ХО}$	5672	5657	5657	6981
Тем-ра воды после ВП (тепловая нагрузка встроенных пучков 30 Гкал/час)	$t_{ПХВ}$	°С	$t_{ВП}$ $t_{ХВ}+Q_{ВП}/G_{ПОДП}$	35,0	49,2	49,2	32,2
Тепловая нагрузка ВП		Гкал/ч		170,0	250,0	250,0	120,0
Тепловая нагрузка ПСВ		Гкал/ч		0,0	0,0	0,0	0,0
Расход пара 1,2 кг/см ² на ПСВ		т/ч		0,0	0,0	0,0	0,0
Энтальпия пара 1,2 кг/см ²	$h_{1,2}$	ккал/кг	таблицы	642,0	642,0	642,0	642,0

Энтальпия конденсата пара 1,2 кг/см ³	$h'_{1,2}$	ккал/кг	таблицы	107,0	107,0	107,0	107,0
Тем-ра воды после ДСВ	$t_{лсв}$	°С	$t_{дсв} = t_{обр}$	70	50	43	45
Расход сетевой воды на ДСВ т.с. ЗТК	$G_{дсв,тс}$	т/ч	$G_{подп}(t_{дсв} - t_{пхв}) / (t_{пм} - t_{дсв})$	2564,7	1049,0	674,2	3726,0
Расход сетевой воды на ДСВ т.с. ТЭЦ-1 и микрорайоны				893,1	666,3	627,9	1556,0
Тепловая нагрузка ДСВ т.с. ЗТК				166,7	48,9	23,2	101,7
Тепловая нагрузка ДСВ т.с. ТЭЦ1 и микрорайоны				58,1	31,1	21,6	42,5
Расход сетевой воды в системе теплоснабжения ТЭЦ-1 и микрорайоны	$G_{св}$	т/ч	$Q_{от} / (t_{под} - t_{об}) c_p$	6200,0	4485,0	4331,4	0,0
Расход сетевой воды в системе теплоснабжения ЗТК				3876,9	3876,9	3876,9	4140,0
Доля прямой сетевой воды в отпуске на ГВС				0,0	0,4	0,8	
Дополнительный расход прямой воды на ГВС				0,0	579,4	1059,6	
Расход сетевой воды в проходящей через ПБ и ОБ	$G_{дсв,тс} + G_{св}$		$G_{дсв,тс} + G_{св}$	13534,7	10656,7	10570,1	9422,0
Расход сетевой воды проходящей через ПБ или ОБ турбин с учетом байпаса			справочно	1933,5	1522,4	1510,0	2355,5
Тепловая нагрузка отборов "Т" ТА 1-3	$Q_{тф, ПТ}$	Гкал/ч	нормативная хар-ка ПТ-80/100-130/13	204	190,35	164,1	90,0
Тепловая нагрузка отборов "Т" ТА 5-6	$Q_{тф, Т}$	Гкал/ч	нормативная хар-ка Т-105/110-130-5	350,0	350,0	230,0	183,0
Тепловая нагрузка ОБ		Гкал/ч		554,0	540,4	394,1	273,0
Расход пара 1,2 кг/см ² на ОСП	$D_{осп}$	т/ч	$Q_{тф} / (h_{1,2} - h')$	1035,5	1010,0	736,6	510,3
Температура сетевой воды после ОСП	$t_{об}$	°С	$t_{об} = t_{псв} + Q_{тф} / G_{св1}$	110,9	100,7	80,3	74,0

Необходимая тепловая нагрузка пиковых бойлеров для подогрева сетевой воды ТЭЦ-2-ЗТК	$Q_{\text{псп}}$	Гкал/ч	$Q_{\text{тс}} - Q_{\text{отб}}$	155,0	168,9	249,0	0,0
Необходимая тепловая нагрузка пиковых бойлеров для подогрева сетевой воды ТЭЦ-2-ТЭЦ-1 и микро.		Гкал/ч		170,7	0,0	0,0	0,0
Тепловая нагрузка отборов "П" ТА 1-3		Гкал/ч		299,9	162,1	198,7	0,0
Тепловая нагрузка противодействия ТА 4		Гкал/ч		199,9	122,8	162,1	0,0
РОУ		Гкал/ч		0,0	0,0	0,0	0,0
Расход пара от РОУ на ПБ				0,0	0,0	0,0	0,0
Расход пара от РОУ в коллектор 13 кг/см ²				0,0			
Суммарная тепловая нагрузка ПБ				499,8	284,9	360,8	0,0
Расход острого пара на РОУ		т/ч		0,0	0,0	0,0	0,0
Энтальпия пара при $p_{\text{п}}$	$h_{\text{рпп}}$	ккал/кг	По таблице (л 3)	734,0	734,0	734,0	734,0
Энтальпия воды при $p_{\text{п}}$	$h_{\text{рпп}}$	ккал/кг	По таблице (л 3)	193,6	193,6	193,6	193,6
Энтальпия острого пара	$h_{\text{ка}}$	ккал/кг		836,0	836,0	836,0	836,0
Расход пара 13 кг/см ² на пик.бойлер	$D_{\text{псп}}$	т/ч	$Q_{\text{псп}} / (h_{13} - h')$	602,9	312,6	460,8	0,0
Расход пара 13 кг/см ² в коллектор 13 кг/см ²				612,2	320,2	467,9	4,5
Температура питательной воды	$t_{\text{пв}}$	°С	$t_{\text{н}} - 5$ °С	195,0	195,0	195,0	195,0
Энтальпия питательной воды	$h_{\text{пв}}$	ккал/кг	По таблице (л 3)	198,2	198,2	198,2	198,2
Расход питательной воды	$D_{\text{пв}}$	т/ч	$D_{\text{ка}} + D_{\text{пр}}$	2727,0	2727,0	2727,0	2727,0
Расход пара 16 кг/см ² на ПВД	$D_{\text{пвд}}$	т/ч	$D_{\text{пв}}(h_{\text{пв}} - h_{\text{д}}) / (h_{\text{п}} - h_{\text{пв}})$	226,0	226,0	226,0	226,0
Паропроизводительность КА	$D_{\text{ка}}$	т/ч	предварительно	2700,0	2700,0	2700,0	2700,0
Непрерывная продувка КА	$p_{\text{пр}}$	%	принимается по факту	1,0	1,0	1,0	1,0

Расход продувочной воды	$G_{пр.в}$	т/ч	$p_{пр}/100 D_k$	27,00	27,00	27,00	27,00
Энтальпия котловой воды при $p_6 = 140 \text{ кг/см}^2$	$h_{кр.в}$	ккал/кг	По таблице (л 3)	375,6	375,6	375,6	375,6
Давление в РНП	$P_{рнп}$	кг/см^2	Принимается	7,0	7,0	7,0	7,0
Энтальпия пара при $p_{рнп}$	$h_{рнп}$	ккал/кг	По таблице (л 3)	659,7	659,7	659,7	659,7
Энтальпия воды при $p_{рнп}$	$h_{рнп}'$	ккал/кг	По таблице (л 3)	165,7	165,7	165,7	165,7
К-т сепарации РНП	α	-	$(h_{кв} 0,98 - h_{рнп}) / (h_{рнп} - h_{рнп})$	0,41	0,41	0,41	0,41
Расход пара из РНП	$D_{сеп}$	т/ч	$\alpha G_{пр.в}$	11,06	11,06	11,06	11,06
Расход воды из РНП	$G_{сеп}$	т/ч	$G_{пр.в} - D_{сеп}$	15,94	15,94	15,94	15,94
Потери пара и воды с утечками	$\Delta D_{ка}$	т/ч	$0,02 D_{ка}$	54,00	54,00	54,00	54,00
Общие потери в основном цикле	$D_{хво}$	т/ч	$G_{сеп} + D_{мх} + \Delta D_{ка}$	79,3	77,5	77,0	74,4
Расход сырой воды на подпитку цикла	$G_{сыр.ц}$	т/ч	$1,07 G_{пкхо}$	84,84	82,95	82,37	79,66
Расход пара 13 кг/см^2 на ДСВ котлов	$D_{дсв, к}$	т/ч	$D_{хво}(t_{дса} - t_{хов})c_p / (h_{п\Box} - t_{хов}c_p) - D_{сеп}$	2,37	2,29	2,23	3,73
Суммарный расход пара 13 кг/см^2	D_{13}	т/ч	$D_{пвд} + D_{дсв,к} + D_{дсв,тс} + D_{мх}$	2802,5	1284,9	909,5	3960,3
Расход острого пара на ТА №1	D_{01}	т/ч	по диаграмме режимов	393,0	285,0	350,0	305,0
Расход острого пара на ТА №2	D_{02}	т/ч	по диаграмме режимов	393,0	285,0	350,0	305,0
Расход острого пара на ТА №3	D_{03}	т/ч	по диаграмме режимов	393,0	285,0	350,0	0,0
Расход острого пара на ТА №4	D_{04}	т/ч	по диаграмме режимов	420,0	403,0	325,0	
Расход острого пара на ТА №5	D_{05}	т/ч	по диаграмме	480,0	480,0	480,0	480,0

			режимов				
Расход острого пара на ТА №6	D_{06}	т/ч	по диаграмме режимов	480,0	480,0	480,0	480,0
Электрическая мощность ТА № 1	N_1	МВт	по диаграмме режимов	72,0	78,0	86,0	80,0
Электрическая мощность ТА № 2	N_2	МВт	по диаграмме режимов	72,0	78,0	86,0	80,0
Электрическая мощность ТА № 3	N_3	МВт	по диаграмме режимов	72,0	78,0	86,0	
Электрическая мощность ТА № 4	N_4	МВт	по диаграмме режимов	60,0	50,0	40,0	
Электрическая мощность ТА № 5	N_5	МВт	по диаграмме режимов	110,0	110,0	106,0	108,0
Электрическая мощность ТА № 6	N_6	МВт	по диаграмме режимов	110,0	110,0	106,0	108,0
Суммарный расход острого пара на Т	D_0	т/ч	$D_{01} + D_{02} + D_{03} + D_{04} + D_{05} + D_{06}$	2559,0	2218,0	2335,0	1570,0
Паропроизводительность КА	$D_{ка}'$	т/ч	$1,02D_0$	2610,2	2262,4	2381,7	1601,4
Необходимая паропроизводительность КА с учетом РОУ и СН	$D_{ка}$	т/ч		2619,5	2262,4	2381,7	1601,4
Паропроизводительность КА БКЗ-420-140 №1-7				2700,0	2700,0	2700,0	2700,0
Суммарная паропроизводительность котлов				2700,0	2700,0	2700,0	

Балансы ТЭЦ-2 после ввода бойлерной и КА №8

Баланс тепла, Гкал/ч

Источники	Режимы				Потребители	Режимы			
	I	II	III	IV		I	II	III	IV
ВП ПТ-80/100-130/13	90	90	90	40	Нагрузка отопления (с учетом потерь в тепловых сетях и собственных нужд)	649,0	454,0	394,0	
ВП Т-100/110-130	80	80	80	80	ГВС	340,0	340,0	340,0	325,0
						75,0	62,0	58,0	30,0
ОБ									
1. ПТ-80/100-130/13 № 1	68,0	63,5	30,0		ИТОГО	1064,0	856,0	792,0	355,0
2. ПТ-80/100-130/13 № 2	68,0	63,5	30,0						
3. ПТ-80/100-130/13 № 3	68,0	63,5	30,0						
4. Т-100/110-130 № 5	175,0	175,0	152,0	137,0					
5. Т-100/110-130 № 6	175,0	175,0	152,0	137,0					

Баланс пара 13 кг/см², т/ч

Источники	Режимы				Потребители	Режимы			
	I	II	III	IV		I	II	III	IV
1. ПТ-80/100-130/13	81,0		40,7	4,5	1. Промышленный потребитель	0		0	0
2. ПТ-80/100-130/13	81,0		40,7	0,0	2. Мазутное хозяйство	9,4	7,6	7,0	4,5

3. ПТ-80/100-130/13	81,0		40,7	0,0	3. Пиковые бойлерные	602,9	312,6	485,0	0,0
4. Р-50-130/13 № 4	370,0	320,0	370,0	0,0					
ИТОГО	613,0	320,0	492,1	4,5	ИТОГО	612,2	320,2	492,0	4,5

Баланс пара 130-140 кг/см, т/ч

Источники	Режимы				Потребители	Режимы				
	I	II	III	IV		I	II	III	IV	
1. КА БКЗ-420-140 ст.№ 1	356,0	299,0	0,0	0,0	1. ПТ-80/100-130/13 ст. № 1	393,0	285,0	350,0	305,0	
2. КА БКЗ-420-140 ст.№ 2	356,0	299,0		319	0,0	2. ПТ-80/100-130/13 ст. № 2	393,0	285,0	350,0	305,0
3. КА БКЗ-420-140 ст.№ 3	356,0	299,0		319	230,0	3. ПТ-80/100-130/13 ст. № 3	393,0	285,0	350,0	0,0
4. КА БКЗ-420-140 ст.№ 4	356,0	300,0		319	230,0	4. Р-50-130/13 ст.№ 4	420,0	403,0	325,0	
5. КА БКЗ-420-140 ст.№ 5	356,0	300,0		319	230,0	5. Т-100/110-130 ст.№5	480,0	480,0	480,0	480,0
6. КА БКЗ-420-140 ст.№ 6	356,0	300,0		319	230,0	6. Т-100/110-130 ст.№6	480,0	480,0	480,0	480,0
7. КА БКЗ-420-140 ст.№ 7	356,0	300,0		319	230,0					
8. КА БКЗ-420-140 ст.№ 8	420,0	420,0		420	420,0					
ИТОГО	2 912,0	2 517,0	2334,0	570,0	ИТОГО	2 559,0	2 218,0	2 335,0	1 570,0	

Мощность, МВт

Турбины	Режимы				Выработка электроэнергии, млн.кВтч	Режимы			
	I	II	III	IV		I	II	III	IV
1. ПТ-80/100-130/13 № 1	72,0	78,0	86,0	80,0	1. ПТ-80/100-130/13 № 1	7,2	23,4	309,6	380,8
2. ПТ-80/100-130/13 № 2	72,0	78,0	86,0	80,0	2. ПТ-80/100-130/13 № 2	7,2	23,4	309,6	380,8
3. ПТ-80/100-130/13 № 3	72,0	78,0	86,0		3. ПТ-80/100-130/13 № 3	7,2	23,4	309,6	-
4. Р-50-130/13 №4	60,0	50,0	40,0		4. Р-50-130/13 №4	6,0	15,0	144,0	-
5. Т-100/110-130 № 5	110,0	110,0	106,0	108,0	5. Т-100/110-130 № 5	11,0	33,0	381,6	514,1
6. Т-100/110-130 № 6	110,0	110,0	106,0	108,0	6. Т-100/110-130 № 6	11,0	33,0	381,6	514,1
ИТОГО	496,0	504,0	510,0	376,0	ИТОГО	49,6	151,2	1836,0	1789,8
ВСЕГО									3826,6

1.13 Анализ причин разрыва между установленной и располагаемой мощностью АлЭС-ТЭЦ-2

Определены следующие причины разрыва между установленной и располагаемой мощностью АлЭС-ТЭЦ-2.

1) Сжигание непроектного топлива. По проекту котлы БКЗ-420-140-7С АТЭЦ-2 рассчитаны на сжигание Карагандинского промпродукта, Из-за недостатка промпродукта с 1990 года его поставки были прекращены. На сжигание стала поступать смесь борлинского, куучекинского и экибастузского углей. В соответствии с ПТЭ п.4.3.33 из-за изменения топлива проведены испытания котла лицензированным предприятием РСПП «Казэнергонадка», по результатам которых гарантирована его надежная и взрывобезопасная работа (Теплотехнические испытания головного котла БКЗ-420-140-7с ст.1 Алматинской ТЭЦ-2). В последнее время ТЭЦ-2 сжигает угли только Экибастузского месторождения. По состоянию котлов максимальная нагрузка котлов составляет от 310 до 360 т/ч.

2) Физически и морально устаревшее основное оборудование. Первая и вторая очередь строительства осуществлялась до 1989, т.е. срок эксплуатации в настоящее время превышает 25 лет.

3) Отключение некоторых проектных схем. Из-за использования высокозольного Экибастузского угля на котлах были убраны 1-вая ступень (ширмовые) пароперегревателей.

4) Увеличение потребления энергии на собственные нужды станции. Сложные и поперечно связанные длинные схемы подогрева сетевой воды, питательной воды, острого пара, морально устаревшие электродвигатели дутьевых вентиляторов и дымососов.

5) Не использование резервной мощности. Из-за нехватки пара в простое находится турбина №4 Р-50-130/13.

6) При уменьшении количественного состава оборудования в летнее время возможности станции по регулированию режимов работы энергосистемы крайне ограничены.

7) Незначительные изменения расходов подпиточной воды в город требуют существенной перенастройки режима работы установки подпитки теплосети.

8) Переходные процессы приводят к нарушениям водно-химического режима, снижающим срок службы как станционных, так и магистральных трубопроводов сетевой воды.

9) Запорная и регулирующая арматура имеет значительный срок эксплуатации, что приводит к частым отказам в ее работе.

10) Средства контроля и регулирования устарели, имеют значительный срок эксплуатации, сняты с производства.

11) Систематически происходят отказы в работе коммутационной электротехнической аппаратуры, приводящие к развитию аварий на тепломеханическом оборудовании.

12) На существующей базе приборов, невозможно организовать сбор информации для ведения режимов в целях эффективного энергосбережения и автоматизации технологических процессов.

13) Температура охлаждающей воды для конденсаторов турбин в летнее время не соответствует нормам, что приводит к уменьшению КПД турбины. Чем ниже температура охлаждающей воды, подаваемой в конденсатор, тем ниже давление пара, выходящего из турбины (глубже вакуум в конденсаторе).

Выводы

Дано краткое описание АлЭС ТЭЦ-2, выполнен тепловой расчет горячего водоснабжения в период работы станций до расширения и после расширения третьей очередью, проанализированы основные причины разрыва между установленной и располагаемой мощностью станции.

Глава 2 Обзор предлагаемых мер снижению разрыва мощности на ТЭС

2.1 Мероприятия по очистке турбинного масла

2.1.1 Значения турбинного масла

Надёжность работы турбоагрегатов, в значительной степени, определяется чистотой маслохозяйств паротурбинных установок, каждая из которых включает в себя: систему смазывания подшипников турбины и турбогенератора; систему регулирования и защиты турбины; систему уплотнения вала турбогенератора; систему смазывания питательных насосов паротурбинных установок; систему приёма, хранения и регенерации масла (главные и вспомогательные маслонасосы, масляный бак, а также элементы защиты, блокировки и контроля маслосистемы). Маслоохладители с соответствующими трубопроводами образуют систему охлаждения масла [22].

Загрязнение масла шламами и влагой способствует электроэрозии подшипников, снижает надёжность работы систем регулирования и уплотнения вала турбогенератора, приводит к износу упорных колодок и вкладышей подшипников (влечёт за собой рост материальных затрат на ремонт оборудования), ухудшает эксплуатационные свойства и снижает срок службы турбинных масел [22].

В процессе эксплуатации в маслопроводах ТЭС накапливаются загрязнения, ухудшающие качество турбинных масел. Качественная очистка напорных маслопроводов и, особенно, сливных патрубков и сливных коллекторов, а так же турбинного масла обеспечивает длительную надёжную работу турбоагрегатов.

Анализ отказов, дефектов, повреждений энергетического оборудования свидетельствует, что до 20-25 % инцидентов связаны с нарушениями в системе маслоснабжения и качества турбинного масла.

Сохранению свойств турбинного масла в процессе эксплуатации оборудования способствует применение комплекса мер по предотвращению его загрязнения, предусматривающее использование эффективных средств и методов эксплуатационной очистки и регенерации масла, своевременное введение присадок [22].

2.1.2 Предлагаемое оборудование по очистке масло

ООО «Центр молекулярных технологий» осуществляет принципиально новую философию по уходу за маслом которая заключается в непрерывном контроле состояния масла. Такого подхода до сих пор не существовало. В настоящее время господствует подход, заключающийся в периодической

очистке масла и в периодической остановке оборудования для очистки внутренних поверхностей[23].

Данные установки используются метод молекулярно-ионной очистки, что позволяет им очищать масло загрязнителей размером до 0,1 мкм, в то время как установки, использующие фильтроэлементы, центрифуги и различные адсорбенты ориентированы на существующий ГОСТы и способы очистить масло от загрязнителей размером от 5мк.и выше. Однако именно частицы имеющие размер менее 5мк, являются наиболее опасными для функционирования маслonaполненного оборудования. Так как они составляют примерно 80% от общего числа загрязнителей в масле и в основном являются продуктами окисления масла. Эти загрязнители полярны и имеют свойство притягиваться и налипать на внутренние поверхности с образованием лакового слоя и катализировать процессы окисления толще масла. С катализацией процессов окисления начинается расти кислотное число масла. Для решения этих проблем компания предлагает комплексный подход к уходу за маслом:

- 1)очистка от загрязнителей любой химической природы;
- 2)очистки от влаги.

Очистка от загрязнителей реализуется установками «фильтр очистки диэлектрических жидкостей» типа ФОДЖ КФ-01

Повышение ресурса технических систем турбин приходится путём обработки жидких смазывающих сред электростатическими полями. Установлено, что в процессе такой обработки происходит разрушение мицелярных структур поверхностно-активных веществ на мономеры, что увеличивает их концентрацию в объеме смазочных сред и за счет этого интенсифицируется процесс формирования адсорбированной пленки ПАВ. Такие физические процессы при воздействии электростатических полей на смазочные среды приводят к изменению их структуры, и тем самым трибосистема в большой мере сохраняет режим самоорганизации а следовательно его ресурс увеличивается [23].

Продукты износа от 0,1мкм и ниже являются стимуляторами и переносчиками структурированных молекулярных образований в жидких смазочных средах. Эти данные показывают, что за счет интенсификации адсорбционного процесса формируется смазочная пленка. Многократно превышающая шероховатости и неровности поверхности трения. Что позволяет паре трения перейти из режима граничной смазки в «полужидкостный» вариант, позволяющий создать на граничном уровне локальную концентрацию параллельно ориентированных молекул ПАВ. Благодаря этому смазочный слой становится более «упакованным» полимолекулярный характера, а его толщина увеличивается [23].

2.2. Понижение температуры охлаждающей воды, поступающей в конденсатор за счет использования градирен

Расчетная температура охлаждающей воды, оказывает значительное влияние на давление пара в конденсаторах турбин. Она зависит от метеорологических факторов в районе расположения электростанции, а также от системы водоснабжения и типа водо- охладителя. Для заданного района эксплуатации ТЭС и АЭС применение оборотной системы технического водоснабжения приводит к повышению среднегодовой температуры технической воды. По сравнению с прямоточной системой повышение среднегодовой температуры составляет при использовании водоемов-охладителей 2—4 °С, а при установке градирен—10—12°С.

С увеличением температуры воды, для получения нужного конечного давления в конденсаторе при заданной паровой нагрузке турбины требуется повышение кратности охлаждения m , т. е. подаваемого в конденсатор расхода охлаждающей воды. Ввиду сезонного изменения температуры воды, кратность охлаждения m летом должна быть значительно выше, чем зимой. Поэтому расчетный расход воды принимают по летнему режиму работы турбоустановок с учетом типа водоохладителя.

Оптимальный вакуум и экономическая кратность охлаждения соответствуют такому режиму работы, при котором разность между приростом мощности турбины $N_э$, (вследствие снижения конечного давления) и увеличением затраты мощности на привод циркуляционных насосов будет максимальной, соответствующей наибольшему отпуску электроэнергии в энергосистему. Экономическая кратность охлаждения составляет для многоходовых конденсаторов 35—60, для одноходовых конденсаторов 90—110 кг/кг.

Изменение скорости охлаждающей воды в трубной системе конденсаторов ограничивается качеством воды и применяемым материалом трубок. Увеличение скорости приводит к повышению затрат электроэнергии на циркуляционные насосы, поэтому экономически обоснованное значение этой скорости находится обычно в пределах $w_в=1,8-2,0$ м/с.

Коэффициент полезного действия турбины можно увеличить, повысив температуру и давление пара, поступающего в турбину, или снизив температуру и давление насыщенного пара на выходе из турбины. Последнее достигается путем конденсации выходящего из турбины пара, которая происходит в установленном для этой цели конденсаторе при подаче в него охлаждающей воды.

Давление пара на выходе из турбины зависит от температуры, при которой происходит его конденсация. Чем ниже температура охлаждающей воды, подаваемой в конденсатор, тем ниже давление пара, выходящего из турбины (глубже вакуум в конденсаторе).

Снижение температуры конденсации выходящего из турбины пара на 10° (с 40 до 30° С) и связанное с этим углубление вакуума на $3,2\%$ приводит к повышению термического к. п. д турбины на $1,4\%$, что равносильно увеличению мощности турбины примерно на $2,7\%$ при том же расходе пара и топлива.

Температура охлаждающей воды, подаваемой в конденсатор, непосредственно влияет на температуру конденсации отработавшего в турбине пара и, следовательно, на глубину вакуума в конденсаторе и к. п. д. турбины. Кроме того, при повышении температуры охлаждающей воды сверх определенного значения снижается мощность, отдаваемая турбиной. Предельная температура охлаждающей воды, при которой турбина может работать на минимальную мощность, принимается обычно равной 33° С, а для турбин, изготовляемых для районов с тропическим климатом, — $36—40^{\circ}$ С.

Величина температурного напора конденсатора зависит от коэффициента теплопередачи его трубок, на который огромное влияние оказывает состояние поверхности трубок — их чистота. На стенках трубок могут образовываться отложения механического, биологического и химического происхождения, что связано с качеством охлаждающей воды. В результате образования таких отложений коэффициент теплопередачи трубок резко падает, а температурный напор конденсатора возрастает. Например, наличие органических отложений толщиной всего $0,1$ мм может привести к повышению температурного напора конденсатора на 10° С. Кроме того, отложения в трубках конденсаторов и циркуляционных трубопроводах увеличивают гидравлическое сопротивление системы.

Из сказанного следует, что хотя для охлаждения конденсаторов используется техническая вода, качество которой не нормируется, необходимо принимать все возможные меры по снижению ее температуры и улучшению качества.

2.3 Другие меры по снижению разрыва мощности

- 1) Увеличить качество ремонтных работ (повысить квалификацию специалистов).
- 2) Сократить потери в технологических процессах (воды, возврат конденсата и пара в цикл).
- 3) Снизить выбросы в окружающую среду (установка электрофильтров).
- 4) Улучшить систему сборки отработавшего масла и основного конденсата (замена дренажной схемы).

- 5) Включение проектных схем в эксплуатацию (РНП)
- 6) Использование резервной мощности для увеличения электрической и
- 7) Опытное сжигание Экибастузского угля.
- 8) Уменьшить присосы на котлах.
- 9) Увеличение расхода тепловой сети в город.

Выводы

Предложены, и описаны меры по сокращению разрыва между установленной и располагаемой мощностью на ТЭС, путем внедрения АСУ ТП. Транспортирования осветленной технической воды системы золоудаления, рассматривается вариант очистки турбинного масла от влаги и мехпримесей на основе новых технологий, а также путем установки дополнительного охлаждения (градирни) для снижения температуры охлаждающей воды конденсаторов турбин.

Глава 3 Обоснование предлагаемых мер по снижению разрыва мощности на АлЭС- ТЭЦ-2

3.1. Градирни и современные конструкции оросителей и каплеуловителей

3.1.1 Градирни

Тепловые электростанции потребляют большое количество воды. Основными потребителями являются конденсаторы турбин (93—96%), где вода (циркуляционная) используется для конденсации отработавшего пара и поддержания вакуума. Кроме того, вода расходуется для охлаждения водорода генераторов и охлаждающего воздуха крупных электродвигателей (2,4—3,7%), для охлаждения масла турбоагрегатов и питательных турбонасосов (1,1 — 2,3%), для охлаждения подшипников вспомогательных механизмов— техническая пода (0,3—0,7%), для гидрошлакозолоудаления (0,1 — 0,4%), для восполнения потерь пара и конденсата в цикле станции (0,04-0,09%).

Для обеспечения функционирования пароводяного тракта необходимы еще *система приготовления и подачи добавочной воды* на восполнение потерь рабочего тела и *система технического водоснабжения ТЭС* для подачи охлаждающей воды в конденсатор турбины.

Охлаждающая вода прокачивается через трубки конденсатора циркуляционным насосом и затем поступает в *башенный охладитель (градирню)*, где за счет испарения вода охлаждается на тот же перепад температур, на который она нагрелась в конденсаторе. Система водоснабжения с градирнями применяется преимущественно на ТЭЦ.

Водоснабжение для ТЭЦ выбирается по летнему режиму при отсутствии отопительной нагрузки. В качестве расчетной принимается температура охлаждающей воды 20 °С.

Предельной температурой охлаждающей воды для номинальной конденсационной нагрузки принимают 33 °С, с тем чтобы абсолютное давление в конденсаторе не превышало 0,012—0,02 МПа. Для отопительных и промышленных ТЭЦ обычно принимается обратная система технического водоснабжения с градирнями.

Более компактны искусственные охладители, в которых вода дробится на капли или стекает в виде пленок. Благодаря этому увеличивается поверхность теплообмена между водой и воздухом. На ТЭЦ наиболее распространены системы с башенными охладителями-градирнями. Нагретая у потребителей вода поступает в градирню на высоте 7-8м от уровня земли и распределяется по желобам со сливными трубами в днище. Из трубок вода падает на розетки, дробится и стекает вниз в виде капель, которые дополнительно дробятся на горизонтальных брусках решетки. Собирается вода в бассейне и по самотечным каналам поступает на всас насоса.

Навстречу падающим каплям воды движется поток воздуха, создаваемый либо самотягой башен, либо вентилятором. Охлаждение воды достигается в основном за счет испарения. Воздух при этом насыщается парами. Конвективный теплообмен имеет небольшое значение. Градирни рассмотренного типа называются капельными. В градирнях другого типа – пленочных – вместо решетника устанавливаются почти вертикальные щиты с зазором 40-50 мм. Вода тонкими пленками стекает по поверхности щитов, омываемых встречным потоком воздуха, частично испаряется и охлаждается. Отношение расхода воды к площади поперечного сечения градирни, орошаемого водой,

$$q=V/F$$

называется плотностью орошения. Для капельных градирен $q= 2,5-3,5$ м³/(м²/ч), а для пленочных $q= 5-7$ м³/(м²/ч) Чем выше плотность орошения, тем больше должна быть скорость воздуха, так как при малом его расходе он насытится водяными парами и охлаждение воды ухудшится. Скорость и воздуха в градирнях лимитируется уносом влаги воздушным потоком.

Срыв пленки наступает при больших скоростях воздуха, чем унос капель. Поэтому в пленочных градирнях принимается и большая скорость воздуха, и большая плотность орошения. Этот тип градирен в основном и применяется. При указанной плотности орошения и начальной относительной влажности воздуха 60 % температура охлажденной воды в пленочных градирнях на 4—7 °С выше температуры воздуха, при 90 % — на 10—12 °С.

На ТЭЦ в качестве охладительных устройств, как правило, применяются градирни, отличающиеся большой компактностью. Они же требуют источника воды в виде реки или озера вблизи электростанции. В последнее время градирни начали применяться и на КЭС для технического водоснабжения. В зависимости от способа перемещения воздуха градирни подразделяются на башенные, вентиляторные и открытые.

В башенных градирнях ток воздуха создается вытяжной башней, *в вентиляторных* — вентилятором и *в открытых* — естественным движением воздуха — ветром. По способу образования поверхности охлаждения градирни подразделяются на пленочные и капельные.

В пленочных градирнях оросительное устройство выполняется в виде деревянных дощатых или асбоцементных щитов, устанавливаемых в несколько ярусов вертикально или с небольшим наклоном.

В капельных градирнях оросителем служат деревянные горизонтальные планки (брусочки) треугольного или прямоугольного сечения, располагаемые в несколько рядов по высоте коридорно, шахматно или каскадно. Оросительные устройства пленочного типа получили в настоящее время наибольшее распространение.

Оросительное устройство заполняет нижнюю часть градирни до высоты приблизительно 9—18 м. Высота вытяжной башни крупных градирен

достигает 90—150 м, выходной диаметр 45—60 м. Вытяжная башня имеет гиперболоидную форму и выполняется из монолитного железобетона. В нижней части градирни по периметру башни делаются окна высотой 3—12 м для входа воздуха. Под оросительным устройством располагается круглый бассейн глубиной 2 м для сбора охлажденной воды. Над оросительным устройством на высоте 9—18 м от нулевой отметки площадки ТЭС располагается водораспределитель градирни. Он может быть выполнен в виде системы труб с соплами, через которые вода под напором 15—18 кПа разбрызгивается и попадает на оросительное устройство. В градирнях капельного типа водо - распределитель выполняется обычно в виде системы самотечных лотков, на дне которых устанавливаются цилиндрические насадки. Под насадками имеются разбрызгивающие фарфоровые или пластмассовые тарелочки, с которых вода падает в виде струй или капель на ороситель.

Благодаря большей площади поверхности охлаждения воды, стекающей в виде пленок по щитам, и меньшему аэродинамическому сопротивлению движению потока воздуха пленочные градирни имеют лучшие технические и экономические показатели. Количество теплоты, отдаваемой водой в единице объема оросительного устройства пленочной градирни, в 1,5— 2,5 раза больше, чем в капельной.

Потери воды в градирнях состоят из потерь на испарение и от уноса. Потери от уноса в башенных градирнях относительно невелики и равны 0,5—1% расхода охлаждающей воды.

Компактность градирен в сравнении с прудами-охлаждителями является важным фактором в пользу их применения на ТЭС, расположенных, как правило, вблизи крупных населенных пунктов, где отсутствуют свободные территории для размещения больших водоемов. Схема водоснабжения с градирнями выполняется с двумя нитками водоводов. Циркуляционные насосы устанавливаются обычно в машинном отделении — по два на турбину с подсоединением к разным водоводам для повышения надежности, но без резерва.

3.1.2 Оросители градирен

Оросители являются основным конструктивным элементом градирни, определяющим ее охлаждающую способность. Конструкция оросителя должна обеспечивать получение достаточной площади поверхности охлаждения при оптимальном аэродинамическом сопротивлении. В зависимости от характера преобладающей поверхности охлаждения оросители могут быть: пленочные, капельные (капельно-пленочные), комбинированные и брызгальные. Каждый тип оросительного устройства может иметь весьма разнообразные конструкции отдельных элементов и размеры, а также может выполняться из различных материалов.

Основным типом оросителей, обеспечивающих наиболее высокий эффект охлаждения, является пленочный, но он чувствителен к наличию в воде нефтепродуктов, взвешенных веществ и других примесей, вызывающих зарастание зазоров между элементами. При пленочных оросителях, концентрация нефтепродуктов в воде не должна превышать 25 мг/л, а концентрация взвешенных веществ — 50 мг/л. При наличии в оборотной воде жиров, смол и нефтепродуктов, общая концентрация которых составляет 25–120 мг/л, применяют капельные или капельно-пленочные оросители, выполненные из сетчатых элементов, а при концентрации указанных веществ в отдельности, равной более 120 мг/л,— брызгальные.

За последнее время стали применяться чисто пленочные оросители ячеистой и листовой конструкций, в которых количество капель сводится до минимума или полностью исключается. Щиты и решетки пленочных оросителей могут изготавливаться из различных материалов: дерева, асбестоцемента, пластмассы, металла, бумаги и картона, пропитанных различными смолами, и др. Долгое время основными материалами для изготовления оросительных устройств служили дерево и асбестоцемент.

Асбестоцементные оросители изготавливаются из стандартных плоских или волнистых листов асбестоцемента, который, как и дерево, хорошо смачивается водой, гигроскопичен, впитывает в себя воду в количестве до 12% собственной массы. Благодаря этим качествам обеспечивается хорошее растекание пленки воды, что является важным свойством в улучшении эффекта охлаждения оросителя.

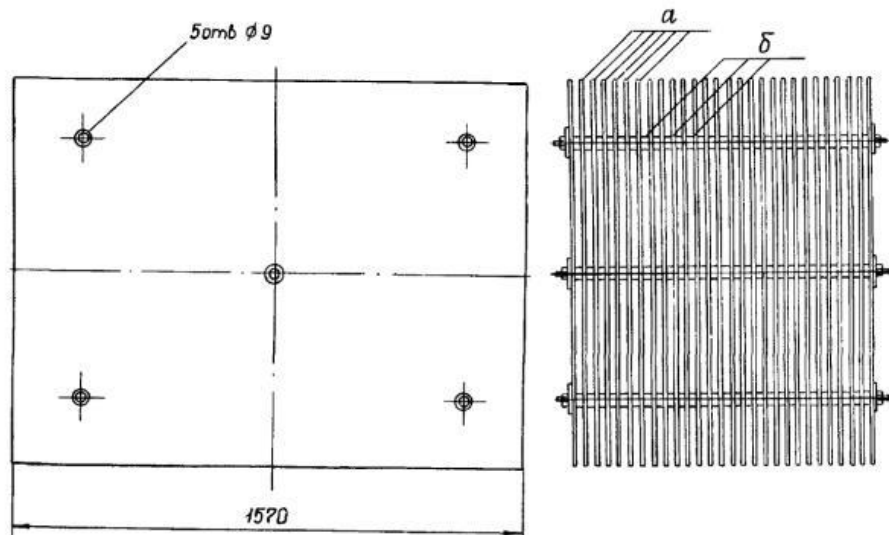


Рисунок 1 - Блок оросителя из асбестоцементных листов:

а - асбестоцементный лист; б - керамические прокладки

Расстояние между асбестоцементными листами оросительного устройства обычно принимается 15 — 45 мм. Учитывая, что толщина асбестоцементных листов меньше, чем деревянных, активная поверхность соприкосновения пленок воды с воздухом в единице объема асбестоцементного оросителя при одинаковых расстояниях между щитами выше, чем деревянного. Это обстоятельство позволяет уменьшить высоту оросителя и, следовательно, снизить высоту подачи воды. Расстояние между листами менее 15 мм нежелательно, так как в этом случае сохраняется опасность засорения межлистовых промежутков, что приводит к дополнительному сопротивлению движению воздуха и увеличению массы оросителя. Асбестоцементные листы в оросителе устанавливаются преимущественно вертикально, так как при наклонном расположении обращенная вниз поверхность смачивается не полностью.

Оросители из асбестоцементных листов имеют, как правило, блочную конструкцию (рисунок 1). При сборке блоков из плоских или волнистых листов с параллельным расположением волн устанавливаются разделительные элементы (фарфоровые, пластмассовые и др.), фиксирующие расстояния между листами. В оросительных устройствах из волнистых листов с чередующимся вертикальным и горизонтальным расположением волн расстояние между листами определяется высотой волн, поэтому разделительные элементы не требуются.

Недостатком асбестоцементных оросителей является сравнительно большая масса на единицу площади, что вызывает утяжеление несущих конструкций. Кроме того асбестоцементные оросители имеют достаточно высокие канцерогенные свойства и на их поверхности часто откладываются

соликарбоната кальция.

Пластмассовые пленочные оросители являются в настоящее время наиболее распространенными. Пластмасса противостоит химическому воздействию многих растворов, кислот, щелочей и солей, что выгодно отличает ее от древесины.

Ведущие зарубежные фирмы по строительству градирен «Бальке-Дюрр», «Хамон» (Франция), «Марли» (США), «Мунтерс» (Швеция) и др. активно ведут разработку пластмассовых оросителей, которые применяются в действующих градирнях. Эти разработки становятся все более актуальными в связи с дефицитом дерева, плохими экологическими свойствами асбестоцемента и удорожанием энергии. К созданию оптимального профиля элементов оросителя указанные фирмы идут разными путями,

варьируя материалы, толщину оросителя, принятые по условиям прохода воздуха и воды, размеры ячеек и др. Все большее применение находят пластмассы для изготовления оросителей в Болгарии, Венгрии, Румынии, Чехии, Словакии и Китае.

Для выполнения пластмассовых оросителей используют поливинилхлорид (ПВХ), полиэтилен низкого давления (ПНД), насыщенные полиэфирные смолы, ударопрочный полистирол, полимер стирола и акрилнитриала и др. Все эти исходные материалы в виде листов или пленки обычно имеют гладкую гидрофобную поверхность.

Пластмассовые оросители применяются при замене пришедших в негодность деревянных и асбестоцементных оросителей, а также при сооружении новых градирен большой производительности.

Целесообразность использования пластмассовых оросителей обусловлена высокой эффективностью охлаждения, незначительной массой - не более 50 кг одного 1 м² оросителя и сроком службы, превышающим 25 лет. Одним из основных достоинств пластмассового оросителя является отсутствие необходимости усиления, а иногда и восстановления несущей способности опорных конструкций при замене устаревшего деревянного либо асбестоцементного оросителя.

В качестве оросителей из пластмассы в градирнях используются решетчатые, трубчатые и листовые конструкции.

К решетчатым конструкциям относятся оросители, изготовленные по лицензии фирмы «Бальке-Дюрр» (ФРГ), а также длинномерные из призмы ПР-50.

Трубчатые оросители изготавливаются из пластмассовых тонкостенных труб в основном гофрированных.

Оросители из решетчатых призм ПР-50 состоят из блоков, собранных посредством укладки отдельных элементов - призм (рисунок 2) по взаимно перпендикулярным направлениям до требуемой расчетной высоты. Высота блоков, как правило, не превышает 1 м.

При номинальной конденсационной нагрузке турбин, обслуживаемых градирней, следует применять оросители решетчатой конструкции как наиболее эффективные.

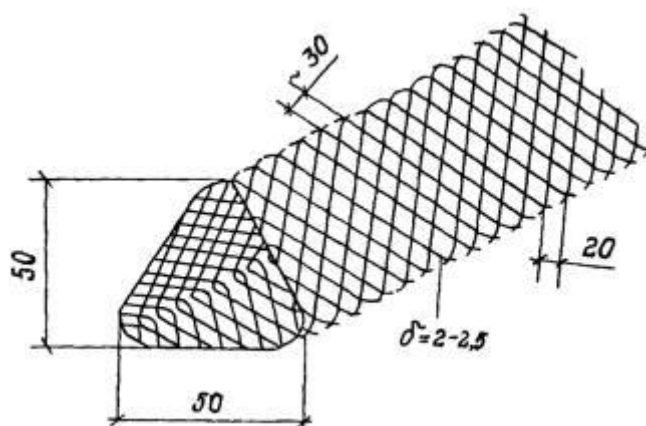


Рисунок 2 - Решетчатая призма ПР-50

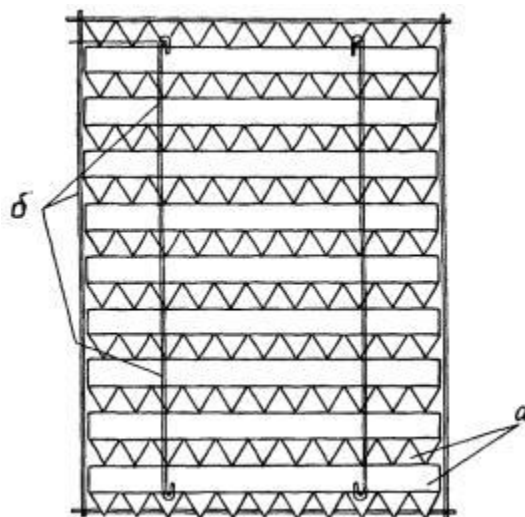


Рисунок 3 - Блок оросителя из решетчатых призм ПР-50:

а - решетчатые призмы; б - фиксирующие элементы из круглой стали

Градирни с пластмассовыми оросителями требуют более тщательной эксплуатации, особенно в зимнее время для предупреждения обледенения этих сооружений. Весьма опасны наледи, образующиеся на оросителях, что может привести к деформации полимерных элементов оросителей, к разрушению блоков и их обрушению. Важно при этом, чтобы имеющиеся в конструкциях градирен противообледенительные устройства (тамбуры, обогревающие трубы и др.) находились в исправном состоянии и эксплуатировались должным образом. Однако опыт показывает, что даже при надлежащей эксплуатации этих устройств градирни зимой, как правило, обледеневают по причине части неравномерного распределения воды по оросителю и недостаточной тепловой нагрузки.

С учетом фактора обледенения градирен в зимнее время при замене деревянных либо асбестоцементных оросителей пластмассовыми любого типа дополнительно к существующим балкам, на которые были установлены асбестоцементные или деревянные оросители, следует предусматривать промежуточные несущие конструкции из труб, арматурной стали.

При эксплуатации пластмассовых оросителей, изготовленных из полиэтилена, не следует допускать повышения температуры воды выше 50 °С, поскольку это может привести к деформации элементов оросителя.

Сравнительный анализ технических характеристик оросителей показано в таблице 9.

Таблица 9 - Сравнительный анализ технических характеристик оросителей

Номер рисунка	Ороситель	Высота оросителя $h_{ор}$, м	Коэффициент аэродинамического сопротивления оросителя, $\xi_{ор}$	Коэффициент, учитывающий доп. аэродинамическое сопротивление от стекающей воды по оросителю, $k_{ор}$, $10^3 \text{ м}^3 \cdot \text{ч} / \text{кг}$	Расход материала на 1 м^3 оросителя, м^3
5.2.1	Асбестоцементный ороситель	2,8	6,75	0,49	0,421
5.2.3	Ороситель из решетчатых призм ПР-50	2,1	5,51	0,153	0,0342

3.1.3 Водоуловителя градирен

Водоуловители предназначены для снижения потерь охлаждаемой в градирнях воды, вызванных ее уносом в атмосферу, вместе с охлаждающим воздухом, насыщенным водяными парами и содержащим капельки воды размером 100—500 мкм. Значение капельного уноса регламентируется СНиП [5] и определяется как потеря воды вследствие уноса ветром (см. таблицу 10).

Таблица 10 - Значения капельного уноса в зависимости от типа градирни

Охладитель	Капельный унос, % (от расхода охлаждаемой)
Вентиляторные градирни с водоуловительными устройствами:	0,1—0,2
при отсутствии в оборотной воде токсичных веществ	0,05
Башенные градирни:	0,5—1,0
без водоуловительных устройств	0,01 — 0,05
Открытые и брызгальные градирни	1,0—1,5

Все известные конструкции водоуловителей работают по одному принципу: осаждение летящих вверх капель воды на препятствии за счет инерции капель при отклонении воздушного потока, огибающего эти препятствия. В качестве препятствий используются деревянные, асбестоцементные или пластмассовые дощечки, планки, лопатки, соты (каналы) различной конфигурации, располагаемые в один-три ряда, а также волокна сеток. Типы водоуловителей различаются не только материалом, но и формой указанных элементов (препятствий) и их расположением.

Наиболее простым и доступным является деревянный водоуловитель жалюзийного типа, выполненный из двух рядов антисептированных досок с наклоном 60 - 70°. Высота такого водоуловителя - 200 мм. Учитывая, что при эксплуатации данный тип водоуловителя подвержен деформации, что приводит к выпадению водоулавливающих элементов, необходимо его усиление стягивающими болтами, как показано на рисунке 4..

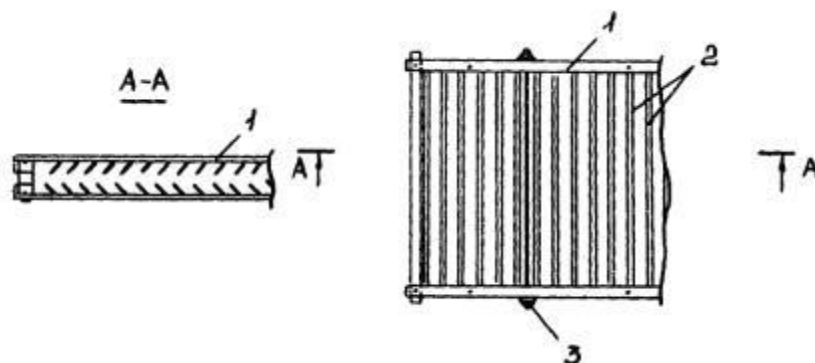


Рисунок 4 - Деревянное водоулавливающее устройство жалюзийного типа:

1 - фиксирующая рейка; 2 - рабочие планки; 3 – стягивающая оцинкованная шпилька

Для изготовления пластмассовых водоуловителей используется полиэтилен низкого давления и стеклопластик. Отдельные элементы водоуловителя в основном углового, трапециевидного и волнистого профиля (см. рисунок 5) укладываются непрерывными рядами и собираются в блоки. Для сохранения необходимой дистанции между элементами водоуловителя устанавливаются прокладки. Высота водоуловителя 150 - 250 мм, расстояние между элементами - от 30 до 50 мм.

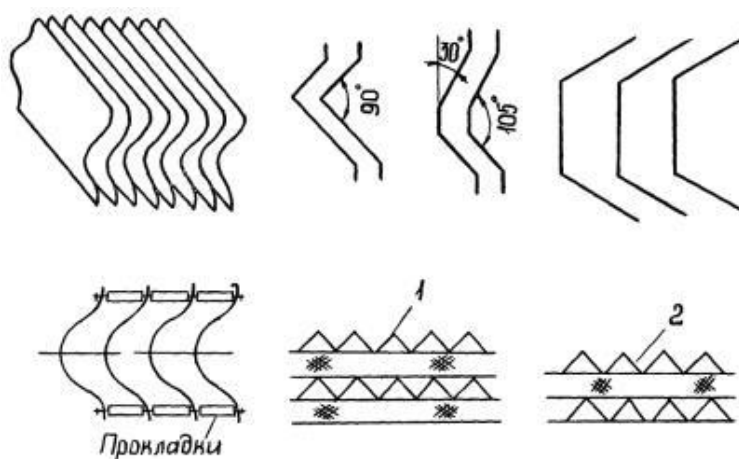


Рисунок 5 - Профили элементов пластмассовых водоуловителей:

1 - решетчатый четырехслойный элемент ПР-50; 2 - решетчатый трехслойный элемент ПР-50

Сравнительный анализ технических характеристик водоуловителей показано в таблице 11.

Таблица 11 - Сравнительный анализ технических характеристик водоуловителей

Номер рисунка	Водоуловитель	Скорость воздуха, м/с	Капельный унос, % (от расхода охлаждающей воды)	Коэффициент сопротивления $\xi_{\text{вв}}$
4.2.1	Деревянный жалюзийный двухрядный	2,5	0,011	4,7
4.2.2	Решетчатый из элементов ПР- 50 (четыре слоя) из ПНД	1,5	0,001	2,6

3.2. Предусмотрение установки самостоятельной системы охлаждения для турбоагрегатов ст.№7, 8 с устройством перемычки между существующей и проектируемой обратными системами.

3.2.1 Описание текущей ситуации

С установкой турбоагрегатов ст.№7,8 типа Т-120/130-130 сохраняется обратная система технического водоснабжения ТЭЦ-2.

Для обеспечения летнего конденсационного режима существующих турбин ст.№1÷8 дополнительно к существующей обратной системе технического водоснабжения предусматривается самостоятельная система охлаждения для турбоагрегатов ст.№7, 8 с устройством перемычки между существующей и проектируемой обратными системами.

В качестве охладителей, дополнительно к шести существующим градирням, с учетом их реконструкции, предлагается со стороны временного торца главного корпуса установка трех двухсекционных вентиляторных градирен, площадью орошения каждой по 648 м². Также предусматривается прокладка магистральных циркуляционных водоводов от расширяемой части главного корпуса до проектируемых градирен.

При работе ТЭЦ в летнем и конденсационном режиме нагретая техническая вода после конденсаторов турбин и вспомогательного

оборудования главного корпуса подается на оросители градирен №1÷9 по существующим и проектируемым магистральным циркуловодам.

При работе ТЭЦ в зимнем (теплофикационном) режиме нагретая вода после конденсаторов турбин и вспомогательного оборудования подается в бассейны градирен, вентиляторные установки существующих и проектируемых градирен отключены.

Подпитку системы технического водоснабжения (возмещение безвозвратных потерь воды) с учетом устанавливаемого оборудования намечается восполнять по существующей схеме.

3.1.2 Проектируемые сооружения системы технического водоснабжения

В соответствии с водопотреблением, для охлаждения существующих и проектируемых турбин и вспомогательного оборудования главного корпуса, с учетом конденсационной выработки, в качестве искусственных охладителей дополнительно к существующим градирням №1÷6 после их реконструкции, предлагается установка трех двухсекционных вентиляторных градирен №7÷9 площадью орошения каждой по 648 м², со стороны временного торца главного корпуса.

Принимая во внимание строительство, опыт эксплуатации существующих градирен в условиях сейсмичности площадки 9 баллов, просадочность грунтов II категории, проектируемые градирни приняты аналогично существующим. С учетом летнего - конденсационного режима работы существующего и проектируемого оборудования, со стороны временного торца главного корпуса предусматриваются три двухсекционные вентиляторные градирни, площадью орошения каждой секции 324 м², общей площадью орошения проектируемых градирен 1944 м².

Оборудование проектируемых градирен принято аналогично существующим градирням.

При расширении ТЭЦ с установкой т.а. ст.№7, 8 аналогично существующему оборудованию устанавливаются четыре циркуляционных насоса марки Д6300-27 расходом 6500 м³/ч, напором 24,0 м.в.ст, по два насоса у каждой турбины в кармане вдоль ряда "А" на отметке – 12,0 м. Существующие и проектируемые насосы соединены между собой общей перемычкой.

В соответствии с выполненными гидравлическими расчетами, пропускная способность существующих магистральных циркуляционных водоводов диаметром 1000÷1800 мм обеспечит только летний - конденсационный режим т.а. ст.№1÷6 с учетом тепловых нагрузок с максимальным расходом охлаждающей воды 48000,0 м³/час. Для т.а. ст.№7 и ст.№8 предусматривается самостоятельная оборотная система технического водоснабжения с устройством перемычки между существующей и проектируемой оборотной системой. Устройство перемычки позволит, при необходимости, использовать проектируемые градирни №7÷9 для охлаждения циркуляционной воды т.а. ст. №1÷6.

Проектируемые магистральные циркуляционные водоводы и вводы в главный корпус приняты из стальных труб диаметром 1000÷1800 мм .

Циркводоводы диаметром 1600÷1800 мм выполняются из листовой стали с кольцами жесткости из швеллера. Водоводы предусматриваются с весьма усиленной противокоррозийной изоляцией.

Прокладка циркводоводов – наземная, на железобетонных опорах со свайным ростверком.

Для ремонта и осмотра водоводов предусматриваются смотровые колодцы.

3.1.3 Описание работы градирни

Теплая вода попадает в главный коллектор водораспределителя. Далее происходит транспорт через систему труб к форсункам. Форсунки распыляют струи воды на ороситель, создавая экран воды с большой поверхностью контакта. Вода, отрывающаяся от нижних краев элементов стока оросителя, опадает в форме дождя в поддон, находящийся под градирней, откуда нагнетается обратно в охлаждающее устройство.

Процесс охлаждения воды проходит, в главной мере, за счет испарения протекающей струей воздуха небольшой части струи охлаждаемой воды (транспорт массы), с использованием тепла фазового перехода (теплоты испарения), получаемой от водной струи, а также - в меньшей мере – за счет конвективного теплообмена между водой и воздухом (транспорт тепла).

Противоточное течение воздуха в градирни, вызвано вытяжным воздействием осевого вентилятора, производительность которого подобрана к требуемым параметрам охлаждения. Вентилятор установлен внутри корпуса, на перекрытии отсека градирни. Воздух втягивается внутрь отсека через

входные окна, оснащенные жалюзи, которые предохраняют от попадания твердых тел из окружающей среды, например листьев, а также от разбрызгивания охлаждаемой воды вне градирни. Далее втянутый воздух проходит через зону дождя под оросители, через оросительное заполнение, в зону разбрызгивания воды над оросителем, а далее происходит захват капель водоуловителем, который сводит к минимуму потерю воды из-за угона капель. Подогретый и увлажненный воздух протекает через вентилятор, после чего через верхний разрез корпуса вентилятора выдувается наружу, в окружающую среду. (<http://www.proficool-fans.com/ru/5/>)

3.2 Расчет и выбор градирен с учетом расширения ТЭЦ-2 III очереди

3.2.1. Исходные данные

Тепловые электрические станции являются одними из наиболее крупных потребителей воды, которая используется главным образом для охлаждения технологического оборудования. Основное потребление технологической воды на ТЭС вызвано необходимостью отвода теплоты от отработавшего пара в конденсаторах турбин. Для этих целей на ТЭС расходуется 92-94% все потребляемой воды. Абсолютные значения расхода воды . абсолютные значения расхода воды для некоторых типов турбин ТЭС приведены в таблице 12.

Таблица 12 - Расходы охлаждающей воды для турбин ТЭС

Турбина	Расход, 10 ³ м ³ /ч
К-200-12,8	25
К-300-23,5	36
К-500-23,5	52
К-800-23,5	80
Т-120/130-12,8	16
Т-250/300-23,5	28

Исходя из таблицы 12, для своих двух турбин выбираем расход охлаждающей воды равный 32 000 м³/ч.

При отводе теплоты от конденсаторов турбин охлаждающая вода нагревается с 28⁰С до 32⁰С. Следовательно температура воды на входе в градирню принимается $t_1=32^0\text{C}$, а температура воды на выходе из градирни принимается $t_2=28^0\text{C}$. Т.е. величина глубины охлаждения равна 4⁰С.

Тепловой расчет градирен производится на неблагоприятные для работы этих сооружений атмосферные условия в летние месяцы года. Однако выполнять расчет на более высокие температуру и влажность атмосферного воздуха нецелесообразно, так как они могут наблюдаться в течение года лишь кратковременно, и чем выше расчетные температуры и влажность, тем больших размеров будет градирня и соответственно выше затраты на ее сооружение. В то же время слишком низкие расчетные температура и влажность воздуха могут привести к тому, что фактическая температура воды на выходе из градирни в течение длительного периода в летнее (жаркое) время года не будет обеспечивать охлаждение технологических продуктов до требуемой температуры $t_{пр}$.

При расчете градирен рекомендуется исходить из среднесуточных значений температуры и влажности атмосферного воздуха в летние месяцы по многолетним наблюдениям. В качестве расчетных обычно принимаются такие значения U и τ , которые превосходят среднесуточные в течение не более 5 дней в году, а при менее жестких требованиях не более 10 дней в году.

Для определения расчетных параметров наружного воздуха можно пользоваться имеющимися табличными данными или кривыми длительности стояния среднесуточных температур и влажностей атмосферного воздуха для района строительства градирни по данными многолетних наблюдений (не менее чем за 5-10 лет).

Расчетные параметры атмосферного воздуха для района строительства градирни определяются по таблице 14- по величине, выбранной по таблице 2 обеспеченности метеорологических параметров.

Таблица 13 – Обеспеченности метеорологических параметров

Категория водопотребителя	Зависимость технологического процесса производства или работы оборудования от превышения температуры охлажденной воды (или продукта) над расчетной	Обеспеченность метеорологических параметров за летний период года (июнь,июль,август) при расчете градирен,%
1	Нарушение технологического процесса производства в целом и, как	1 (1 дн.)

	следствие, значительные убытки	
2	Допускаемое временное нарушение технологического процесса отдельных установок	5 (5 дн.)
3	Временное снижение экономичности технологического процесса производства в целом и отдельных	10 (10 дн.)

Обеспеченности в 1%, показанной в таблице 13 соответствует продолжительность стояния температур U , τ и влажности ϕ примерно 1 дн. в году. Аналогично обеспеченности 5% соответствует 5 дн. в году и обеспеченности 10% соответствует 10 дн. в году.

Таблица 14 – Расчетные параметры атмосферного воздуха

Пункты наблюдений	Обеспеченность параметров атмосферного воздуха, %								
	1			5			10		
	U	ϕ	τ	U	ϕ	τ	U	ϕ	τ
Алма-ата	32	28	19,8	27,7	31	17,4	26,5	34	17
Астрахань	30,4	52	23,2	28,8	55	22,4	27,8	56	21,6
Ашхабад	36,3	18	20,2	34,8	20	19,8	33,9	22	19,7
Горький	26,8	48	19,6	24	52	17,8	22,7	56	17,3
Иркутск	22	63	17,6	20,5	68	16,9	19,7	71	16,5
Казань	26,8	43	18,7	24,6	51	18,2	23,4	55	17,8
Краснодар	28	55	21,6	26,5	57	20,6	25,5	59	20,1
Красноярск	24,4	55	18,6	22,5	61	17,8	21,4	64	17,2
Ленинград	26	56	20,1	23,2	60	18,3	21,7	63	17,4
Луганск	30,1	30	18,8	27	37	17,8	25,7	44	18
Москва	27	55	20,8	24,5	57	19	22,9	59	17,9
Новосибирск	25,4	54	19,3	23,3	59	18,2	22	63	17,6
Омск	27,4	44	19,4	24,1	50	17,6	22,5	55	17
Свердловск	25,8	49	18,8	23,2	57	17,8	21,5	62	17
Ташкент	31,2	37	21	29,4	38	19,8	28,6	40	19,6

Томск	24,3	60	19,2	22,3	64	18	21	68	17,4
Тула	25,5	56	19,6	23,1	60	18,2	21,6	63	17,3
Уфа	27,6	44	19,5	25,3	48	18,3	23,8	53	17,8
Харьков	28,5	38	19,2	26,4	45	18,8	24,9	52	18,6
Челябинск	26	51	19,4	23,7	54	15,8	22,4	58	17,3

Для Алматы по таблице 13 мы выбираем обеспеченность в 10%, и по таблице 14 выписываем параметры атмосферного воздуха:

Температура по сухому термометру $U=26,5^{\circ}\text{C}$,

Температура по сухому термометру $\tau=17^{\circ}\text{C}$,

Влажность $\phi=34\%$.

Барометрическое давление для Алматы примем равным $p_6=680$ мм.рт.ст..

3.2.2. Выбор типа и конструкции градирен

Перед началом расчета необходимо выбрать тип и конструкцию градирен, их основные размеры, марку вентилятора, размеры воздухоподводящих окон, воздухоподразделителя, оросителя, водоуловителя. Учитывая большое разнообразие существующих типов и конструкций градирен и условий их применения, выбор наиболее рационального типа для каждой конкретной системы оборотного водоснабжения не всегда может быть однозначным. Приведенные в таблице 7.12 [1, с. 412-416] систематизированные данные по основным условиям применения вентиляторных и башенных градирен могут быть полезными при предварительном выборе возможных вариантов градирен для последующих технологических и технико – экономических расчетов.

На стадии технико-экономического обоснования (ТЭО) выберем возможные варианты градирен для охлаждения оборотной воды при следующих условиях: расход воды в системе $32\ 000\ \text{м}^3/\text{ч}$; температура нагретой воды 32°C ; температура охлажденной воды 28°C ; температура атмосферного воздуха по сухому термометру $26,5^{\circ}\text{C}$, то же по смоченному термометру 17°C , т.е. глубина охлаждения воды 4°C ; концентрация нефтепродуктов в оборотной воде- $15\ \text{мг/л}$, взвешенных веществ- $25\ \text{мг/л}$; капельный унос из градирни- не более $0,05\%$.

Этап 1. В таблице 7.12 [1, с. 412-416] находим строку с расходом оборотной воды в системе 10 000- 100 000 м³/ч, соответствующим заданному расходу (32 000 м³/ч) (см. индекс 4).

Этап 2. Для индекса 4 имеются дополнительные индексы 19-24, для которых находим и выписываем соответствующие значения условий применения градири. Площадь орошения одной градири может быть: для индекса 19- от 128 до 320 м²; для индекса 20- от 288 до 648 м²; для индекса 21- от 64 до 1152 м²; для индекса 22 - 400,750,1200 м² (градири вентиляторные); для индекса 23-от 16 до 256 м² и для индекса 24-от 324-4000 м² и более (градири башенные). В нашем случае мы выбираем вентиляторные градири с площадью орошения 648 м², поскольку на АТЭЦ-2 уже имеются градири с такой площадью орошения.

Этап 3. Рассмотрим дополнительные индексы к индексам 19 и 20: 31- вентиляторы типа ВГ, 70- градири секционные, 72-градири размещаются на поверхности земли; к индексу 21:31-вентиляторы типа ВГ, 75-градири совмещены с насосной станцией; к индексу 22:32- вентиляторы с диаметром рабочего колеса 10,4 м, 71- градири отдельно стоящие, 72-градири размещаются на поверхности земли.

Этап 4. При заданных концентрациях нефтепродуктов (до 15 мг/л) и взвешенных частиц (до 25 мг/л) в оборотной воде (индекс 11) может быть применен ороситель пленочный (индекс 55) или комбинированный (индекс 58). Дополнительными к ним индексами определяется возможный материал оросителя: 79- дерево; 80- асбестоцементные листы; 81- стеклопластиковые листы; 82- ПНД; и 83- ПВХ.

Этап 5. Заданное значение капельного уноса из градири (индекс 44) обеспечивается водоуловителями- сотовым и скрволинейным очертанием лопаток (индекс 61) или решетчатым (индекс 62).

Этап 6. Для работы разбрызгивающих сопел зададимся напором воды в водораспределительной системе градири, равным 3 м. (индекс 65). По дополнительному индексу 69 находим, что система должна быть трубчатой с центробежными соплами.

Таким образом, для дальнейших технологических и технико-экономических расчетов примем градири наземные секционные совмещенные с насосной станцией с площадью орошения 648 м² с пленочным пластмассовым оросителем, пластмассовым водоуловителем криволинейным очертанием лопаток.

Конечной целью расчета вентиляторных градири, как правило, является определение плотности орошения $q_{ж}$ и числа градири N (или секций, если градири секционные), обеспечивающих охлаждение заданного количества $G_{ж}$ от температур t_1 до температуры t_2 при расчетных параметрах атмосферного воздуха: температуре воздуха по сухому термометру $U, ^\circ\text{C}$; относительной влажности атмосферного воздуха $\phi, \%$ или температуре атмосферного воздуха по влажному термометру $\tau, ^\circ\text{C}$ и барометрическому давлению $p_6, \text{кПа}$.

3.2.3. Методика расчета параметров градирен

Вентиляторные противоточные градирни. Технологический расчет противоточных градирен можно условно разделить на два этапа. На этапе 1 определяется удельный расход воздуха Ω , на этапе 2 – плотность орошения $q_{ж}$ и число градирен (секций) N .

Этап 1. Для определения удельного расхода воздуха Ω вычисляют вспомогательные параметры Y, U и R по формулам:

$$Y = \frac{(i_1'' - i_1 - \Delta i'')}{(i_2'' - i_1 - \Delta i'')} ; \quad (3.2.1)$$

$$U = \frac{(t_1 - t_2) \cdot c_{жс}}{(i_2'' - i_1 - \Delta i'') \cdot k} ; \quad (3.2.2)$$

$$k = 1 - \frac{t_2 \cdot c_{жс}}{r} ; \quad (3.2.3)$$

$$R = \frac{U^{1-m}}{Ah_{оп}} ; \quad (3.2.4)$$

Здесь $c_{жс} = 4,19$ кДж/кг*К- удельная теплоемкость воды.

Значения удельных энтальпий воздуха, кДж/кг*К, входящих в (3.2.1) и (3.2.2), могут быть найдены по соотношениям:

$$i'' = [0,24 \cdot t + \frac{\varphi \cdot \rho_{\tau}'' \cdot R_g \cdot (t + 273,2) \cdot 0,00981}{p_6 - \varphi \cdot p_{\tau}''} \cdot (\frac{r}{4,19} + 0,47 \cdot t)] \cdot 4,19 ; \quad (3.2.5)$$

$$i = [0,24 \cdot \vartheta + \frac{\varphi \cdot \rho_{\tau}'' \cdot R_g \cdot (\vartheta + 273,2) \cdot 0,00981}{p_6 - \varphi \cdot p_{\tau}''} \cdot (\frac{r}{4,19} + 0,47 \cdot \vartheta)] \cdot 4,19 ; \quad (3.2.6)$$

$$i_1'' = i'' \quad \text{при } t=t_1 \text{ и } \varphi=1;$$

$$i_2'' = i'' \quad \text{при } t=t_2 \text{ и } \varphi=1;$$

$$i_1 = i \quad \text{при } t=t_1 \text{ и } \varphi=1 \text{ и } U=U_1.$$

Входящие в формулы (3.2.5) и (3.2.6) плотность насыщенных водяных паров ρ_{τ}'' и парциальное деление насыщенных паров определяются по таблице 7.16 [1, с. 423]; $R_g = 287,1$ Дж/кг*К; удельная теплота парообразования $r = 2943$ кДж/кг. Барометрическое давление измеряется в кПа. Для пересчета p_6 можно пользоваться соотношением $1 \text{ мм.рт.ст.} = 0,133 \text{ кПа} = 13,6 \text{ кгс/м}^2$.

Значение $\Delta i''$ вычисляется по формуле:

$$\Delta i'' = \frac{(i_1'' + i_2'' - 2 \cdot i_m'')}{4} , \quad (3.2.7)$$

где $i_m'' = i''$ при $t=t_{cp}$ и $\varphi=1$ (см.(2.4.5));

$$t_{cp} = \frac{(t_1 + t_2)}{2}. \quad (3.2.8)$$

Входящие в формулу (1.4.4) параметры m и A зависят от конструкции оросителя и могут быть выбраны по проекту градирни в соответствии с данными, приведенными в таблице 7.19 [1, с. 428].

В завершении этапа 1 технологического расчета градирни следует определить удельный расход воздуха Ω по формуле:

$$\Omega = \frac{U}{x}; \quad (3.2.9)$$

Этап 2. На этапе 2 технологического расчета определяются плотность орошения $q_{ж}$, кг/м²*ч, и число градирен секций N . Для вычисления плотности орошения используется уравнение:

$$a_{\epsilon} \cdot q_{ж}^3 + b_{\epsilon} \cdot q_{ж}^2 - c_{\epsilon} \cdot q_{ж} - d_{\epsilon} / 1,2 = 0, \quad (3.2.10)$$

где коэффициенты a_{ϵ} , b_{ϵ} , c_{ϵ} находятся по следующим выражениям:

$$a_{\epsilon} = \frac{\Omega \cdot \zeta_1}{3600^2 \cdot 2 \cdot g \cdot \rho_1}; \quad (3.2.11)$$

$$b_{\epsilon} = \frac{\Omega^2 \cdot f_{op}}{\rho_1^2} \cdot \left(\frac{\zeta_2 \cdot \rho_1}{f_{op}^2 \cdot 3600^2 \cdot 2 \cdot g} - \frac{L}{1,2} \right); \quad (3.2.12)$$

$$c_{\epsilon} = \frac{M \cdot \Omega \cdot f_{op}}{1,2 \cdot \rho_1}; \quad (3.2.13)$$

здесь

$$\zeta_1 = k_{op} \cdot h_{op} + 0,000025 \cdot l + 0,0002; \quad (3.2.14)$$

$$\zeta_2 = \zeta_{zp} + \zeta_{c.o.} \cdot h_{op} + 0,1 \cdot l + \zeta_{\epsilon y}. \quad (3.2.15)$$

Коэффициенты L , M и d_{ϵ} выбираются по таблице 7.22 [1, с. 436]. Плотность влажного атмосферного воздуха ρ_1 , кг/м³, определяется по формуле:

$$\rho_1 = \frac{p_{\sigma} - \varphi \cdot p_{\tau}''}{R_{\epsilon} \cdot (\vartheta + 273,2)} + \varphi \cdot \rho_{\tau}'' \quad (3.2.16)$$

Значения коэффициентов $\zeta_{c.o.}$ и k_{op} принимаются по таблицам 7.19 [1, с. 428] в зависимости от выбранной конструкции оросителя. Эти коэффициенты получены по данным аэродинамических испытаний оросителей на опытных установках градирен.

Коэффициент аэродинамического сопротивления водоуловителей $\zeta_{\epsilon y}$ принимается по таблицам 7.3-7.5 [1, с. 387-392].

После вычисления величин, входящих в уравнение (3.2.10), определяется плотность орошения градирни $q_{ж}$. по значению $q_{ж}$ находится число градирен (секций):

$$N = \frac{G_{жс}}{q_{жс} \cdot f_{оп}}; \quad (3.2.17)$$

где $G_{жс}$ - расход оборотной воды (гидравлическая нагрузка), м³/ч.

Далее необходимо проверить соответствие аэродинамических сопротивлений градирни напору, развиваемому вентилятором, м³/ч, по формуле:

$$G''_в = \frac{\Omega \cdot q_{жс} \cdot f_{оп}}{\rho_1}; \quad (3.2.18)$$

Если окажется, что вычисленное значение $G''_в$ будет равно номинальной подаче или близко к ней, то аэродинамическое сопротивление градирни считается соответствующим напору вентилятора. Отклонение от номинальной подачи допускается в пределах $\pm 20\%$. При больших отклонениях рекомендуется выбрать другую градирню или для данной градирни изменить ее размеры в плане, размеры входных окон, тип оросителя, водоуловителя или принять к установке другой вентилятор.

Принятая в типовых проектах номинальная подача воздуха приведена в таблицах 7.20 и 7.22 [1, с. 429-436].

3.2.4. Технологический расчет проектируемых градирен

Исходные данные:

$$G_{жс} = 32\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$t_1 = 32 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 28 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$U = 26,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\varphi = 0,34$$

$$\tau = 17 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_0 = 680 \text{ мм.рт.ст.} = 90,44 \text{ кПа.}$$

Градирня вентиляторная секционная ($f_{оп} = 648 \text{ м}^2$, $h_{оп} = 4,7 \text{ м}$).

Ороситель пленочный (винипласт) из волнистых листов - перекрестная волна под углом 90 град. [1, см. схему III на рисунке 7.13 с. 379]

По таблице 7.19 [1, с. 428]: $A = 0,630 \text{ м}^{-1}$; $m = 0,569$; $k_{оп} = 0,12 \cdot 10^{-3}$; $\xi_{со} = 12,38$.

Водоуловитель пластмассовый с криволинейным очертанием лопаток [1, см. схему IV на рисунке 7.20 с. 386]:

По таблице 7.3 [1, с. 387]: $\xi_{вы} = 3,8$.

Вентилятор фирмы «Нема» с нижним приводом

По таблице 7.22 [1, с. 436]: $L = -1,7 \cdot 10^{-12} \text{ кг} \cdot \text{ч}^2/\text{м}^8$; $M = 5,78 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$; $d_B = 12,597 \text{ кг}/\text{м}^2$; $\xi_{вы} = 20$ при $f_{оп} = f_{ок}/f_{оп} = 0,42$ по рисунке 7.43 [1, с. 437].

Для этой градирни $l = 4,7 \text{ м}$.

Этап 1. При $U=26,5$ °С по таблице 7.16 [1, с. 423] при помощи линейной интерполяции находим:

Парциальное давление насыщенного водяного пара

$$p_{\tau}'' = 3,360 + \frac{3,564 - 3,360}{27 - 26} \cdot (27 - 26,5) = 3,462, \text{ кПа}$$

Плотность насыщенного водяного пара

$$\rho_{\tau}'' = [24,4 + \frac{25,8 - 24,4}{27 - 26} \cdot (27 - 26,5)] \cdot 0,001 = 0,0251, \text{ кг/м}^3$$

По формуле (1.4.16) определяем

$$\rho_1 = \frac{90,44 - 0,34 \cdot 3,462}{281,7 \cdot (26,5 + 273,2)} + 0,34 \cdot 3,462 = 1,178 \text{ кг/м}^3.$$

В соответствии с таблицей 7.16 [1, с. 423]:

при $t_I=32$ °С $p_{\tau}''=4,753$ кПа,

$$\rho_{\tau}''=33,9 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3;$$

при $t_I=28$ °С $p_{\tau}''=3,779$ кПа,

$$\rho_{\tau}''=27,2 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3;$$

при $t_I=30$ °С $p_{\tau}''=4,242$ кПа,

$$\rho_{\tau}''=30,3 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}^3.$$

По формулам (1.4.5) и (1.4.6) находим:

$$i_1'' = [0,24 \cdot 32 + \frac{0,34 \cdot 0,0339 \cdot 287,1 \cdot (32 + 273,2) \cdot 0,00981}{90,44 - 0,34 \cdot 4,753} \cdot (\frac{2493}{4,19} + 0,47 \cdot 32)] \cdot 4,19 = 75,72$$

кДж/кг;

$$i_2'' = [0,24 \cdot 28 + \frac{0,34 \cdot 0,0272 \cdot 287,1 \cdot (28 + 273,2) \cdot 0,00981}{90,44 - 0,34 \cdot 3,779} \cdot (\frac{2493}{4,19} + 0,47 \cdot 28)] \cdot 4,19 = 60,24$$

кДж/кг;

$$i_m'' = [0,24 \cdot 30 + \frac{0,34 \cdot 0,0303 \cdot 287,1 \cdot (30 + 273,2) \cdot 0,00981}{90,44 - 0,34 \cdot 4,242} \cdot (\frac{2493}{4,19} + 0,47 \cdot 30)] \cdot 4,19 = 67,41$$

кДж/кг;

$$i_1 = [0,24 \cdot 26,5 + \frac{0,34 \cdot 0,0251 \cdot 287,1 \cdot (26,5 + 273,2) \cdot 0,00981}{90,44 - 0,34 \cdot 3,462} \cdot (\frac{2493}{4,19} + 0,47 \cdot 26,5)] \cdot 4,19 = 55,38$$

кДж/кг.

По формуле (1.4.7) определяем

$$\Delta i'' = \frac{(75,72 + 60,24 - 2 \cdot 67,41)}{4} = 0,29 \text{ кДж/кг.}$$

По формулам (1.4.1)- (1.4.4) соответственно получаем:

$$Y = \frac{(75,72 - 55,38 - 0,29)}{(60,24 - 55,38 - 0,29)} = 4,39;$$

$$k = 1 - \frac{28 \cdot 4,19}{2493} = 0,953;$$

$$U = \frac{(32 - 28) \cdot 4,19}{(60,24 - 55,38 - 0,29) \cdot 0,953} = 3,85;$$

$$R = \frac{3,85^{1-0,569}}{0,630 \cdot 1,4} = 0,603;$$

По рисунку 7.39 [1, с. 433] определяем вспомогательную величину x по значениям Y и R : $x=3,4$.

По формуле (1.4.9) имеем:

$$\Omega = \frac{3,85}{3,4} = 1,132$$

Этап 2. По формулам (3.2.14) и (3.2.15) получаем:

$$\zeta_1 = 0,00012 \cdot 1,4 + 0,000025 \cdot 4,7 + 0,0002 = 0,0004855;$$

$$\zeta_2 = 20 + 12,38 \cdot 1,4 + 0,1 \cdot 4,7 + 3,8 = 41,6.$$

Коэффициенты уравнения (3.2.10) находим по (3.2.11)- (3.2.13):

$$a_e = \frac{1,132 \cdot 0,4855 \cdot 10^3}{3600^2 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 1,178} = 2,078 \cdot 10^{-12};$$

$$b_e = \frac{1,132^2 \cdot 648}{1,178^2} \cdot \left(\frac{41,6 \cdot 1,178}{648^2 \cdot 3600^2 \cdot 2 \cdot 9,81} - \frac{(-1,7 \cdot 10^3)}{1,2} \right) = 382,6 \cdot 10^{-9};$$

$$c_e = \frac{5,78 \cdot 10^{-6} \cdot 1,132 \cdot 648}{1,2 \cdot 1,178} = 1,852 \cdot 10^{-3};$$

Уравнение (1.4.10) с численными значениями имеет вид:

$$2,078 \cdot 10^{-12} \cdot q_{ж}^3 + 382,6 \cdot 10^{-9} \cdot q_{ж}^2 - 1,852 \cdot 10^{-3} \cdot q_{ж} - 12,597 / 1,2 = 0.$$

Следует иметь в виду, что коэффициенты a_b , b_b , c_b при вычислении p_1 и p_2 подставляются с тем знаком, который стоит перед этими коэффициентами в уравнении (1.4.10).

Для определения $q_{ж}$ воспользуемся методом решения кубического уравнения с применением тригонометрических функций. Порядок расчета следующий:

$$p_1 = \frac{b_6^3}{27 \cdot a_6^3} - \frac{b_6 \cdot c_6}{6 \cdot a_6^2} + \frac{d_6}{1,2 \cdot 2 \cdot a_6} =$$

$$= \frac{(3,826 \cdot 10^{-7})^3}{27 \cdot (2,078 \cdot 10^{-12})^3} - \frac{3,826 \cdot 10^{-7} \cdot 1,852 \cdot 10^{-3}}{6 \cdot (2,078 \cdot 10^{-12})^2} + \frac{12,597}{1,2 \cdot 2 \cdot 2,078 \cdot 10^{-12}} = 256,063 \cdot 10^{12}$$

$$p_2 = \frac{3 \cdot a_6 \cdot (-c_6) - b_6^2}{9 \cdot a_6^2} = \frac{3 \cdot 2,078 \cdot 10^{-12} \cdot (-1,852 \cdot 10^{-3}) - 3,826 \cdot 10^{-7}}{9 \cdot (2,078 \cdot 10^{-12})^2} = -40,6 \cdot 10^8;$$

$$D = p_1^2 + p_2^3 = (256,063 \cdot 10^{12})^2 + (-40,6 \cdot 10^8)^3 = -1,576 \cdot 10^{27} < 0;$$

$$r_p = \pm \sqrt{|p_2|} = \pm \sqrt{|-40,6 \cdot 10^8|} = 6,37 \cdot 10^4;$$

$$\cos \varphi = \frac{p_1}{r_p^3} = \frac{256,063 \cdot 10^{12}}{(6,37 \cdot 10^4)^3} = 0,988;$$

$$\varphi = \arccos(0,988) = 8,82^\circ;$$

$$\varphi/3 = 8,82^\circ / 3 = 2,938^\circ$$

$$Z = 2 \cdot r_p \cdot \cos(60 - \varphi/3) = 2 \cdot 6,37 \cdot 10^4 \cdot \cos(60 - \varphi/3) = 69,384 \cdot 10^3;$$

$$q_{жс} = Z - \frac{b_6}{3 \cdot a_6} = 69,384 \cdot 10^3 - \frac{3,826 \cdot 10^{-7}}{2,078 \cdot 10^{-12}} = 8,0053 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}.$$

По формулам (1.4.17) и (1.4.18) определяем:

$$N = \frac{31859817}{8,0053 \cdot 10^3 \cdot 648} = 6,14 \approx 6 \quad \text{секций, принимаем } 3$$

двухсекционные градирни.

где $G_{жс} = 32000 / 0,0010044 = 31859817 \text{ кг/ч}$

$$G_6'' = \frac{1,132 \cdot 8,0053 \cdot 10^3 \cdot 648}{1,178} = 3,08 \cdot 10^6 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Номинальная подача воздуха вентилятором равна $2,7 \cdot 10^6 \text{ м}^3/\text{ч}$. При этом отклонение найденного значения G_6'' от номинальной подачи составляет

$$\Delta = \frac{G_6'' - G_6}{G_6''} \cdot 100\% = 13,98\%,$$

что можно считать допустимым.

Расчеты градирен сведены в таблицы 15-17

Таблица 15 – Исходные данные

Исходные данные		
Наименование	Обозначение	Значение
Расход оборотной воды в системе	$G_{ж}$, м ³ /ч	32000
Температура нагретой воды	t_1 , °С	32
Температура охлажденной воды	t_2 , °С	28
Температура атмосферного воздуха по сухому термометру	U_1 , °С	26,5
Температура атмосферного воздуха по влажному термометру	τ_1 , °С	17
Относительная влажность воздуха	ϕ_1 , доли	0,34
Барометрическое давление атмосферного воздуха	P_6 , мм.рт.ст.	680
Градирня вентиляторная секционная:	-	-
Площадь орошения	f_{op} , м ²	648
Высота орошения	h_{op} , м	1,4
Ороситель пленочный (винипласт) из волнистых листов - перекрестная волна под углом 90 град.:	-	-
Расчетные параметры градирни в зависимости от конструкции оросителя:	-	-
	A , м ⁻¹	0,63
	m	0,569
	k_{op} , м*ч/кг	0,00012
	ξ_{co} , м ⁻¹	12,38
Водоуловитель пластмассовый с криволинейным очертанием лопаток	-	-
Коэффициент сопротивления	$\xi_{ву}$	3,8
Вентилятор фирмы НЕМА с нижним приводом:	-	-

Характеристики вентилятора градирни:	-	-
	$L, \text{кг}\cdot\text{ч}^2/\text{м}^8$	$-1,7\cdot 10^{-12}$
	$M, \text{кг}\cdot\text{ч}/\text{м}^3$	$5,78\cdot 10^{-6}$
	$dв, \text{кг}/\text{м}^2$	12,597
	$\xi_{гр}$	20
	$l, \text{м}$	4,7

Таблица 16 - Константы

Константы		
Наименование	Обозначение	Значение
Удельная теплоемкость воды	$C_{ж}, \text{кДж}/\text{кг К}$	4,19
Удельная газовая постоянная воздуха	$R_{в}, \text{Дж}/\text{кг К}$	287,1
Удельная теплота парообразования	$r, \text{кДж}/\text{кг}$	2493
Ускорение свободного падения	$g, \text{м}/\text{с}^2$	9,81

Таблица 17 – Технологический расчет

Технологический расчет		
Этап 1		
При $U_1=26,5 \text{ } ^\circ\text{C}$:		
Парциальное давление насыщенного водяного пара	$p''_{\tau}, \text{кПа}$	3,462
Плотность насыщенного водяного пара	$\rho''_{\tau}, \text{кг}/\text{м}^3$	0,0251
Плотность воздуха	$\rho_1, \text{кг}/\text{м}^3$	1,178
Удельная энтальпия воздуха	$i_1, \text{кДж}/\text{кг}$	55,38
При $t_1=32 \text{ } ^\circ\text{C}$:		
Парциальное давление насыщенного водяного пара	$p''_{\tau}, \text{кПа}$	4,753

Плотность насыщенного водяного пара	ρ''_{τ} , кг/м ³	0,0339
Удельная энтальпия воздуха	i_1'' , кДж/кг	75,72
При $t_1=28$ °С:		
Парциальное давление насыщенного водяного пара	p''_{τ} , кПа	3,779
Плотность насыщенного водяного пара	ρ''_{τ} , кг/м ³	0,0272
Удельная энтальпия воздуха	i_2'' , кДж/кг	60,24
При $t_{cp}=30$ °С:		
Парциальное давление насыщенного водяного пара	p''_{τ} , кПа	4,242
Плотность насыщенного водяного пара	ρ''_{τ} , кг/м ³	0,0303
Удельная энтальпия воздуха	i_m'' , кДж/кг	67,41
Изменение удельной энтальпии воздуха	$\Delta i''$	0,29
Вспомогательные параметры:		
	Y	4,39
	k	0,953
	U	3,850
	R	0,604
	x	3,4
Удельный расход воздуха	Ω	1,132
Этап 2		
Коэффициенты сопротивления градирни:		
	ξ_1	$4,86 \cdot 10^{-4}$
	ξ_2	41,6
Коэффициенты кубического уравнения:		
	a_B	$2,078 \cdot 10^{-12}$
	b_B	$3,826 \cdot 10^{-7}$

	c_b	$1,85 \cdot 10^{-3}$
Решение кубического уравнения:		
	p_1	$2,56 \cdot 10^{14}$
	p_2	$-4,06 \cdot 10^9$
	D	$-1,576 \cdot 10^{27}$
	r_p	$6,38 \cdot 10^4$
	$\cos\phi$	0,988
	ϕ	0,154
	$\phi/3$	0,051
	Z	$6,94 \cdot 10^4$
Плотность орошения	$q_{ж}, \text{кг/м}^2 \cdot \text{ч}$	$8,01 \cdot 10^3$
Число секций градирен	N	6,142
Расчетная подача воздуха вентилятором	$G''_в, \text{м}^3/\text{ч}$	$3,08 \cdot 10^6$
Номинальная подача воздуха вентилятором	$G_в, \text{м}^3/\text{ч}$	$2,70 \cdot 10^6$
Отклонение	$\Delta, \%$	14

Вывод:

Анализ и маркетинговые исследования по различным материалам, применяемым в конструкциях оросителей и водоуловителей показал, что наиболее эффективным из них на сегодняшний день является пластмасса.

В связи с чем, при выборе градирен для расширения ТЭЦ-2 АО «АлЭС» были взяты градирни со вспомогательным оборудованием типа:

- пленочными оросителями (винипласт) из волнистых листов - перекрестная волна под углом 90 градусов.
- пластмассовыми водоуловителями с криволинейным очертанием лопаток.

Для удовлетворения потребности в охлаждаемой воде для турбин типа Т-120/130-130-8 ст. №7-8 устанавливаем три двухсекционные градирни. Технические характеристики устанавливаемых градирен приведены в таблице 18.

Таблица 18 – Технические характеристики градирен

Характеристика	Показатель
Тип градирни	противоточная, секционная
Число секций	2
Площадь орошения градирни, м ²	2x324
Высота орошения, м	1,4
Расход охлаждаемой воды, м ³ /ч	32000
Глубина охлаждения, °С	4
Ороситель	пленочный (винипласт)
Водоуловитель	криволинейный (пластмасса)
Вентилятор	"НЭМА"
Диаметр рабочего колеса, м	10,4
Частота вращения, мин ⁻¹	91
Мощность электродвигателя, кВт	250
Расход воздуха, тыс. м ³ /ч	2700
Масса вентилятора, кг	14250
Коэффициент сопротивления градирни	20
Высота градирни, м	4,7
Плотность орошения, кг/м ² ·ч	8010

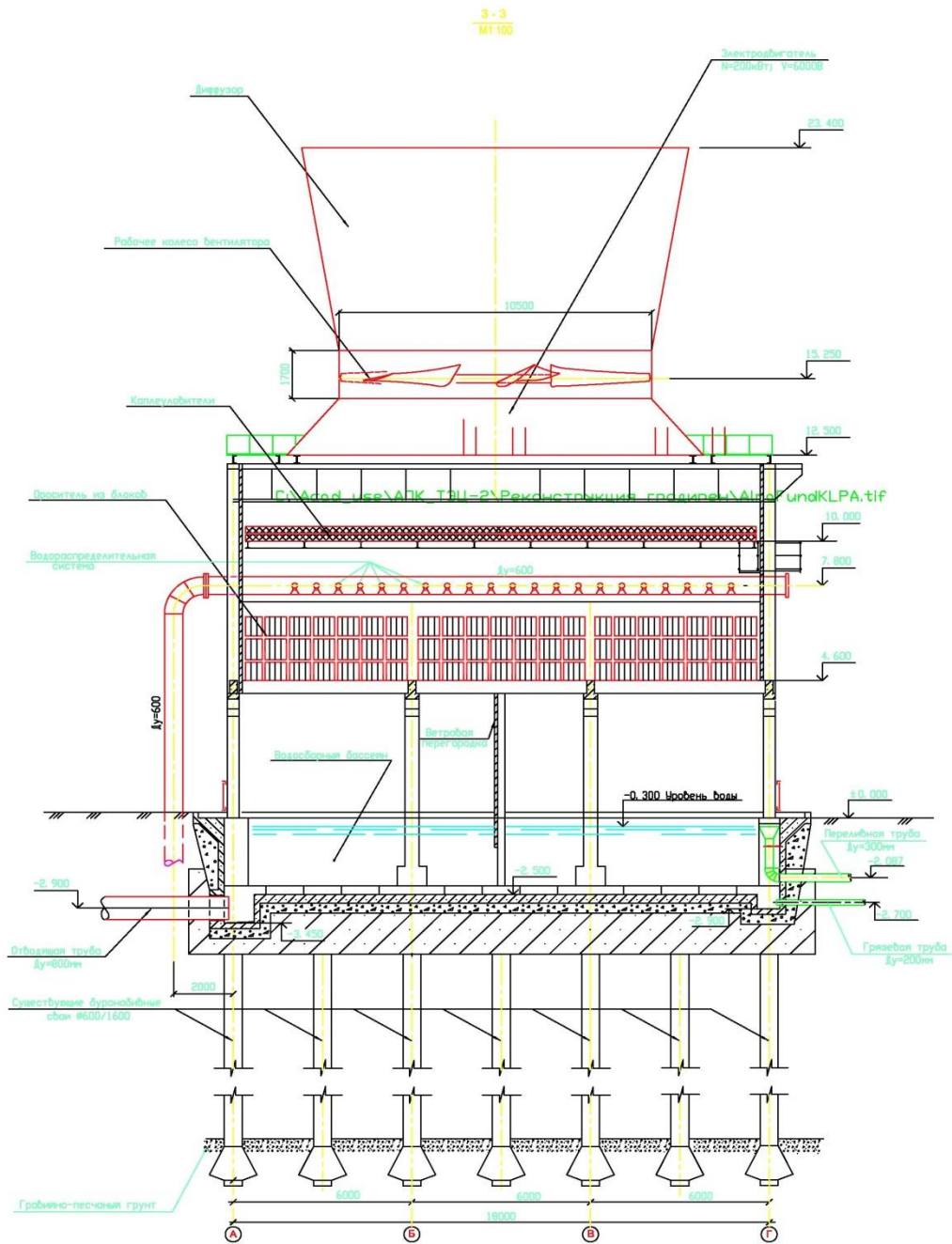


Рисунок 6 – Двухсекционная вентиляционная градирня с площадью орошения 648 м²

Глава 4 Снижение воздействия АлЭС ТЭЦ-2 на окружающую среду

В последнее время значительно повышены требования к защите окружающей среды. При согласовании строительства вентиляторных градирен санитарная инспекция прежде всего рассматривает их как источник шума. Градирни должны отвечать требованиям защиты окружающей среды от шума в соответствии с допустимыми санитарными нормами.

При размещении градирен на жилых или производственных территориях с нормируемым уровнем шума требуется производить акустический расчет и при необходимости предусматривать мероприятия по снижению шума.

Градирня как источник шума представляет собой сооружение, шум в котором может создаваться вентиляторной установкой с приводом преимущественно на низких и средних частотах 63 - 500 Гц и движением воды (шум дождя) - на частотах 500 - 8000 Гц.

В зависимости от конструкций и размеров вентиляторной градирни в создаваемом ею шуме может преобладать один из указанных источников или они могут быть равны по мощности звука.

На уровень шума, создаваемого вентилятором градирни, влияют окружная скорость колеса, профиль лопаток, их число, конструкция подшипников, работа электродвигателя и тип привода.

Дополнительные шумы могут возникать также при колебаниях и вибрациях отдельных элементов градирни (оболочки, диффузора и т.п.). В качественно изготовленных градирнях влияние дополнительных шумов от электродвигателя, редуктора, вибрации конструкций, дебаланса лопастей вентилятора на общий шум незначительно.

4.1 Расчет шума, создаваемого противоточной вентиляторной градирней

В данном дипломном проекте по расширению АО «АлЭС» ТЭЦ-2 рассмотрены вопросы по прогнозу установке 3-х противоточных двухсекционных вентиляторных градирен с площадью орошения 648 м² и вентиляторами марки «Нема» на расстоянии $r_{ш} = 100$ м от помещения административно-управленческого персонала. Ось вентилятора градирни расположена вертикально с выходом звуковой энергии в сторону

помещения административно-управленческого персонала. Объем помещения административно-управленческого персонала $V = 300 \text{ м}^3$.

Градирия работает круглосуточно. Шум от градирни в помещения административно-управленческого персонала проникает через три окна. Площадь окна $S = 4 \text{ м}^2$. Площадь трех окон $S=12 \text{ м}^2$. Уровень шума от градирни в помещении административно-управленческого персонала не должен превышать 50 дБА (см. таблицу 26 [5, с. 213-217]).

Необходимо определить требуемое снижение уровня звукового давления, создаваемого градирней при проникании шума в помещение административно-управленческого персонала через закрытые окна.

Определение требуемого снижения шума производится на основании акустического расчета.

Акустический расчет следует выполнять в восьми октавных полосах со среднегеометрическими частотами 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 и 8000 Гц.

Расчет производится в следующем порядке:

1) Определяются шумовые характеристики (октавные уровни звукового давления градирен) по таблице 25 [5, с. 211-212].

2) Выбираются точки в помещениях или на территориях, для которых производится расчет (расчетные точки). Выбор расчетных точек производится на территории или в помещениях, наиболее близко расположенных к градирне, а также в помещениях с наименьшим допустимым уровнем шума. Акустический расчет производится отдельно для каждой из выбранных расчетных точек.

3) Определяются допустимые уровни звукового давления в расчетных точках $L_{\text{доп}}$, дБ.

Допустимые уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах частот, уровни звука, дБА, для жилых, общественных, производственных зданий и их территорий следует принимать в соответствии с таблицей 26 [5, с. 213-217] с поправками к ним по таблице 27 [5, с. 217-218]. Нормы допустимого шума следует принимать в соответствии с ГОСТ 12.1.036-81 (СТ СЭВ 2834-80).

Октавные уровни звукового давления, создаваемые градирнями в расчетных точках на территории $L_{\text{тер}}$ (территория или близлежащее помещение), определяются по формуле:

$$L_{\text{тер}} = L - \Delta L_{\text{рас}} + \Delta L_{\text{н}} - \Delta L_{\text{зел}}. \quad (4.1)$$

Уровень звукового давления, создаваемый градирней L , определяется по таблице 25 [5, с. 211-212]; снижение уровня звукового давления в зависимости от расстояния между градирней и расчетной точкой $\Delta L_{\text{рас}}$ определяется по графику рисунка. 2.1; показатель направленности излучения шума $\Delta L_{\text{н}}$ определяется по таблице 28 [5, с. 221-222]; снижение уровня звукового давления полосами зеленых насаждений определяется по формуле:

$$\Delta L_{\text{зел}} = \alpha_{\text{зел}} C. \quad (4.2)$$

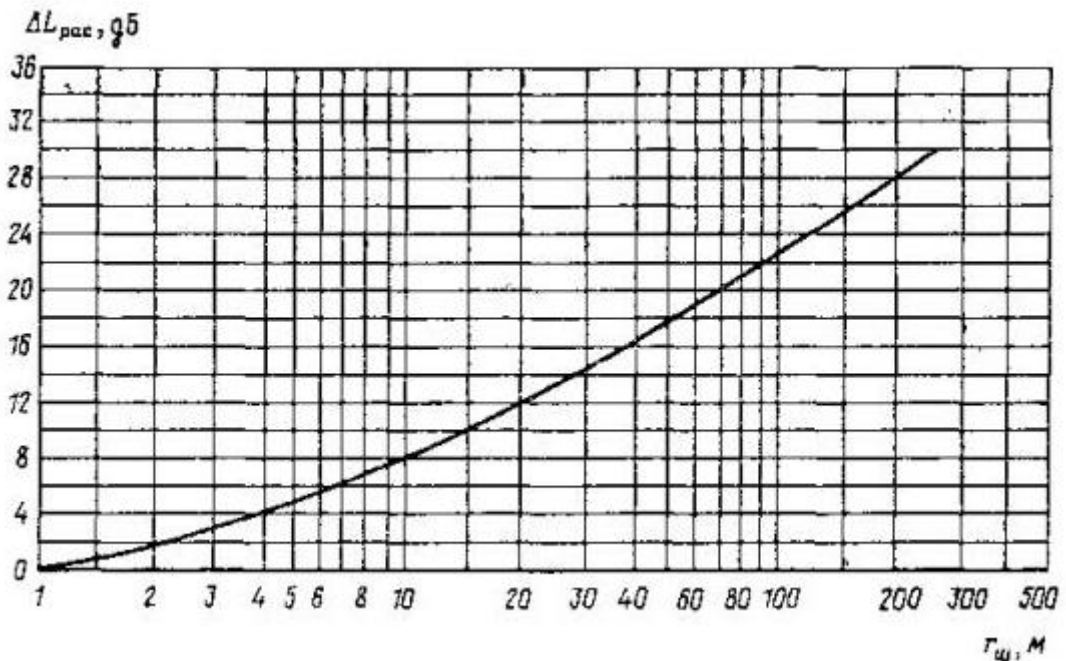


Рисунок 7 - График снижения шума $L_{рас}$, дБ, в зависимости от расстояния между градирней и расчетной точкой.

Постоянная затухания шума $\alpha_{зел}$ определяется по таблице 29 [5, с. 221-222].

Результаты натурных измерений показали, что уровень звукового давления, создаваемый градирней при одной работающей секции, и суммарный уровень звукового давления нескольких работающих секций (градирен), отличаются между собой не более чем на 1 - 2 дБ, что находится в пределах точности измерений. Это объясняется тем, что из-за больших размеров секции (градирни) шум от соседних секций до расчетной точки доходит значительно сниженным по сравнению с шумом от секции, расположенной на минимальном расстоянии от расчетной точки.

Расчеты суммарных уровней звукового давления показывают, что они численно равны уровню звукового давления одной секции.

Октавные уровни звукового давления L , дБ, создаваемого градирнями при проникновении шума с прилегающей территории в близрасположенное помещение через ограждения окна, следует определять по формуле:

$$L = L_{тер} - 10 \lg V + 10 \lg S - R_{ок} + 1. \quad (4.3)$$

Звукоизолирующая способность остекления окон $R_{ок}$, дБ, определяется по таблице 30 [5, с. 222-226]. При открытых окнах величина $R_{ок} = 0$.

Постоянную помещения V , $м^2$, в октавных полосах частот следует определять по формуле:

$$V = V_{1000} m_{мн}. \quad (4.4)$$

Постоянная помещения V_{1000} , м², на среднегеометрической частоте 1000 Гц определяется по таблице 31 [5, с. 226-227], частотный множитель $m_{\text{мн}}$ - по таблице 32 [5, с. 227-228].

Требуемое снижение октавных уровней звукового давления $\Delta L_{\text{тер}}$ при проникновении шума в расчетные точки на территории или с прилегающей территории в близрасположенное помещение определяется по формуле

$$\Delta L_{\text{тер}} = L - L_{\text{доп}} \quad (4.5)$$

Результаты расчета сведены в таблицу 19

Таблица 19 – Результаты расчета

№ п.	Показатель	Ссылка	Рассчитываемое значение при среднегеометрической частоте октавной полосы, Гц							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	Шумовая характеристика секционной противоточной вентиляторной градирни L, дБ с вентилятором марки Нема	Табл. 24 поз. I	84	82	80	83	75	69	61	55
2	Величина $\Delta L_{\text{рас}}$, дБ, при $r_{\text{ш}}=100\text{м}$	Рис. 3.1	23	23	23	23	23	23	23	23
3	Показатель направленности излучения звука $\Delta L_{\text{н}}$, дБ	Табл. 28	0	0	0	0	0	0	0	0
4	Снижение уровня звукового давления полосами зеленых насаждений $\Delta L_{\text{зел}}$, дБ, $l=0\text{м}$	Табл. 30	0	0	0	0	0	0	0	0
5	Октавные уровни звукового давления, $L_{\text{тер}}$, дБ, создаваемого градирней на расстоянии $r_{\text{ш}}=100\text{м}$ у фасада помещения	Формула 2.1	61	59	57	60	52	46	38	32

№ п.	Показатель	Ссылка	Рассчитываемое значение при среднегеометрической частоте октавной полосы, Гц							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
6	Частотный множитель m	Табл. 32	0,65	0,62	0,64	0,75	1	1,5	2,4	4,2
7	Постоянная помещения В:	Табл. 31	32,5	31	32	37,5	50	75	120	210
	$V_{1000}=V/6$		50	50	50	50	50	50	50	50
8	$10\lg B$, дБ		15,12	14,91	15,05	15,74	16,99	18,75	20,79	23,22
9	$10\lg S$, дБ		10,79	10,79	10,79	10,79	10,79	10,79	10,79	10,79
	S, м ²		12	12	12	12	12	12	12	12
10	Звукоизолирующая способность окон R, дБ:	Табл. 30								
	а) открытых		0	0	0	0	0	0	0	0
	б) закрытых		12	16	24	27	31	33	32	32
11	Октавные уровни звукового давления, L, дБ, создаваемые в помещении архива пр протеакании шума от градирни через окна:	Формула 2.3								
	а) открытые		57,67	55,88	53,74	56,05	46,80	39,04	29,00	20,57
	б) закрытые		45,67	39,88	29,74	29,05	15,80	6,04	-3,00	-11,43
12	Допустимые уровни звукового давления в помещении, L _{доп} , дБ	Табл. 26	71	61	54	49	45	42	40	38
13	Величины требуемого снижения	Формула								

№ п.	Показатель	Ссылка	Рассчитываемое значение при среднегеометрической частоте октавной полосы, Гц							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
	звукового давления $\Delta L_{тр}$, дБ, при окнах:	2.5								
	а) открытых		-13,3 3	-5,12	-0,26	7,05	1,80	-2,96	-11,00	-17,4 3
	б) закрытых		-25,3 3	-21,12	-24,26	-19,95	-29,20	-35,96	-43,00	-49,4 3

Как видно из поз. 19, б таблицы 2.1 дополнительные мероприятия по снижению шума от градирни в помещении административно-управленческого персонала при закрытых окнах не требуются. В то же время из поз. 13, а следует, что октавные уровни звукового давления в помещении административно-управленческого персонала при проникании шума с прилегающей территории к градирне при открытых окнах превышают допустимые уровни звукового давления, установленные нормами при двух значениях октавных полос со среднегеометрическими частотами – 500, 1000 Гц. Следовательно, необходимо обеспечить дополнительные мероприятия по снижению уровня звукового давления в помещении административно-управленческого персонала. Также снижение уровня звукового давления может быть осуществлено путем изменения режима работы градирни - отключения ее на период с 23 до 7 ч (см. таблицу 27 [5, с. 217-218]) или устройством защитных экранов, с помощью которых можно снизить уровень звукового давления на 10 - 25 дБ.

Вывод:

Борьбу с шумом вентиляторных градирен также следует осуществлять по следующим основным направлениям:

а) уменьшение шума в источнике (градирне) – конструктивными и административными методами (создание и применение малозащитного источника, регламентация времени его работы и мест расположения на территории);

б) снижение шума на пути его распространения в городской среде от источника (градирни) до объекта шумозащиты;

в) устройство шумозащиты непосредственно на объекте -конструктивно-строительными методами, обеспечивающими повышение звукоизолирующих качеств ограждающих конструкций, зданий и сооружений.

В качестве мероприятий по борьбе с шумом внутри источника (градирни) могут быть рекомендованы:

снижение скорости вращения вентиляторов за счет изменения конструкции или применения двухскоростных двигателей;

устройство удлиненных диффузоров с непрерывным течением потока при покрытии внутренней поверхности диффузора звукопоглощающим материалом с пластмассовой пленкой для защиты от воды;

усовершенствование аэродинамических характеристик лопастей проточной части вентиляторов;

в тех случаях, где это возможно, целесообразно предусматривать режим работы градирни с остановкой в ночное время (с 23 до 7 ч);

размещение градирен с выходом звуковой энергии в сторону, противоположную рассматриваемому помещению.

В качестве мероприятий по борьбе с шумом на путях его распространения могут быть рекомендованы:

– удаление градирен от жилых домов на достаточное расстояние;

– размещение градирен в естественных или искусственных выемках или среди зданий;

– устройство между градирней и рассматриваемым объектом экранов в виде насыпей, ограждений, стенок, полос зеленых насаждений;

– размещение вентиляторных градирен с использованием в качестве экранов существующих сооружений зданий, рельефа местности (см. СНиП II-12-77);

– снижение уровней шума по пути распространения может быть осуществлено путем устройства глушителей (см. типовой проект «Глушители вентиляционных установок» серии 5.904-17 1982 г.).

Глава 5 Экономический раздел

В связи с бурным строительством многоэтажной жилой и общественной застройки в городе Алматы спрос на тепловую энергию в зоне централизованного теплоснабжения будет постоянно возрастать.

Для обеспечения ожидаемого уровня тепловых нагрузок необходимо осуществить расширение и реконструкция ТЭЦ-2 (АО «АлЭС») с увеличением электрической и тепловой мощности с подачей тепла:

- по однотрубной схеме через ЗТК в Западную часть города;
- по двухтрубной схеме через ТЭЦ-1 в Центральную часть города;
- по двухтрубной схеме в район строительства «Сайран»;
- по двухтрубной схеме в район строительства «Калкаман».

Централизованное теплоснабжение с комбинированной выработкой тепловой и электрической энергии на ТЭЦ – наиболее рациональный способ использования топливных ресурсов для теплоснабжения. Благодаря существенным экономическим, экологическим и социальным преимуществам, эта система стала доминирующей системой теплоснабжения в крупных городах Казахстана, в том числе и в г. Алматы.

В данной главе произведем расчет себестоимости электрической и тепловой энергии до и после расширения АО «АлЭС» ТЭЦ-2.

Исходными данными для расчёта являются данные АО «АлЭС» ТЭЦ-2 рассчитанные ранее:

-годовой объём выработки до расширения электрической энергии:
 $E_{в} = 2758,6$ млн. кВт·ч;

-годовой объём выработки после расширения электрической энергии:
 $E_{в} = 3718,6$ млн. кВт·ч;

-годовой объём выработки до расширения тепловой энергии:
 $Q_{в} = 5141,5$ тыс. Гкал;

-годовой объём выработки после расширения тепловой энергии:
 $Q_{в} = 6608,8$ тыс. Гкал;

Для определения себестоимости отпускаемой тепловой и электрической энергии произведём расчёт затрат на производство этих видов энергии.

5.1 Расчет себестоимости тепловой и электрической энергии для существующего состояния ТЭЦ-2

5.1.1 Определение годового отпуска энергии ТЭЦ-2

При работе электростанций, часть вырабатываемой энергии расходуется на собственные нужды станций. Этот расход электроэнергии зависит от типа оборудования и его единичной мощности агрегатов, вида используемого топлива, степени технического совершенствования основного и вспомогательного оборудования и правильного ведения технической и финансовой политики на станции. Разброс величины расхода электроэнергии

на собственные нужды станций очень велик - от 6 до 16%.

В расчетах примем расход электроэнергии на собственные нужды в размере 8% ($\mathcal{E}_{\text{сн}}$), а тепловой энергии 1 % ($Q_{\text{сн}}$).

Годовой отпуск электрической и тепловой энергии определяется по формулам:

$$\mathcal{E}_{\text{от}} = \mathcal{E}_{\text{в}} \cdot (1 - \mathcal{E}_{\text{сн}}) \quad (5.1)$$

$$\mathcal{E}_{\text{от}} = \mathcal{E}_{\text{в}} \cdot (1 - \mathcal{E}_{\text{сн}}) = 2758,6 \cdot (1 - 0,08) = 2537,9 \text{ млн. кВтч,}$$

$$Q_{\text{от}} = Q_{\text{в}} \cdot (1 - Q_{\text{сн}}) \quad (5.2)$$

$$Q_{\text{от}} = Q_{\text{в}} \cdot (1 - Q_{\text{сн}}) = 5141,5 \cdot (1 - 0,01) = 5090,1 \text{ тыс. Гкал,}$$

где $\mathcal{E}_{\text{в}}$ и $Q_{\text{в}}$ - годовая выработка электрической и тепловой энергии.

5.1.2 Определение затрат на топливо

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

$$B_{\mathcal{E}} = \mathcal{E}_{\text{от}} \cdot b_{\mathcal{E}} \quad (5.3)$$

$$B_{\mathcal{E}} = \mathcal{E}_{\text{от}} \cdot b_{\mathcal{E}} = 2537,9 \cdot 320 = 812,13 \text{ тыс. тут,}$$

$$B_T = Q_{\text{от}} \cdot b_T \quad (5.4)$$

$$B_T = Q_{\text{от}} \cdot b_T = 5090,1 \cdot 200 = 1018,01 \text{ тыс. тут.}$$

Итого расход топлива ТЭЦ составляет:

$$B_y = B_{\mathcal{E}} + B_T \quad (5.5)$$

$$B_y = B_{\mathcal{E}} + B_T = 812,13 + 1018,01 = 1830,14 \text{ тыс. тут.}$$

В связи с тем, что затраты на оплату топлива и его транспортировку осуществляются по натуральному топливу, то полученные величины расхода топлива необходимо перевести в натуральное топливо.

Расход натурального топлива будет:

$$B_n = B_y \cdot K_n \quad (5.6)$$

где K_n - коэффициент перевода условного топлива в натуральное, определяется исходя из соотношения теплотворной способностей условного и натурального топлива:

$$K_{\text{п}} = Q^y / Q_{\text{п}}^{\text{н}} \quad (5.7)$$

$$K_{\text{п}} = Q^y / Q_{\text{п}}^{\text{н}} = 7000 / 4000 = 1,75,$$

$$B_{\text{н}} = B_y \cdot K_{\text{п}} = 1830,14 \cdot 1,75 = 3202,76 \text{ тыс. тнт.}$$

Затраты на транспорт 1 тнт твердого топлива определяются, где R- расстояние:

$$C_{\text{тр}} = R \cdot (0,8 - 1,0) \quad (5.8)$$

$$C_{\text{тр}} = R \cdot (0,8 - 1,0) = 1420 \cdot 0,9 = 1278 \text{ тенге/тнт.}$$

Составляющая затрат на топливо определяется:

$$I_{\text{т}} = B_{\text{н}} \cdot (C_{\text{т}} + C_{\text{тр}}) \quad (5.9)$$

$$I_{\text{т}} = B_{\text{н}} \cdot (C_{\text{т}} + C_{\text{тр}}) = 3202,76 \cdot (1500 + 1278) = 8897,3 \text{ млн. тенге.}$$

5.1.3 Расчет затрат на воду

Вода на ТЭЦ расходуется на охлаждение пара в конденсаторах турбин, пополнение системы теплофикации, охлаждения генераторов и трансформаторов, гидрозолоудаления и т.д. В зависимости от системы водоснабжения (прямая, обратная) станции, зависит и величина затрат на воду. Расходы на воду на ТЭЦ -2 составляют 1,6 тг/кВт·ч.

$$Z_{\text{в}} = \Xi_{\text{в}} \cdot 1,6 \quad (5.10)$$

$$Z_{\text{в}} = \Xi_{\text{в}} \cdot 1,6 = 2758,6 \cdot 1,6 = 4413,8 \text{ млн. тенге.}$$

5.1.4 Расчет КПД использования топлива

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

$$\text{КПД}_{\text{э}} = 123 : b_{\text{э}} \cdot 100\% \quad (5.11)$$

$$\text{КПД}_{\text{э}} = 123 : b_{\text{э}} \cdot 100\% = 123 : 320 \cdot 100\% = 38,4\%,$$

$$\text{КПД}_{\text{т}} = 143 : b_{\text{т}} \cdot 100\% \quad (5.12)$$

$$\text{КПД}_{\text{т}} = 143 : b_{\text{т}} \cdot 100\% = 143 : 200 \cdot 100\% = 71,5\%.$$

Коэффициент использования топлива станцией будет:

$$\text{КПД} = \frac{0,86 \cdot \text{Э}_{\text{от}} + Q_{\text{от}}}{7 \cdot B_y} \cdot 100\% \quad (5.13)$$

$$\text{КПД} = \frac{0,86 \cdot \text{Э}_{\text{от}} + Q_{\text{от}}}{7 \cdot B_y} \cdot 100\% = \frac{0,86 \cdot 2537,9 + 5090,1}{7 \cdot 1830,14} = 56,7\% ,$$

где 0,86 - коэффициент перевода Вт в ккал/ч;

7 - теплотворная способность условного топлива, 7000 ккал/кг.

5.1.5 Расчет затрат на заработную плату

Для того, чтобы определить затраты на заработную плату промышленно-производственного персонала (ППП) ТЭЦ, занятого на производстве и его обслуживании, необходимо знать его численность. ППП подразделяется на эксплуатационный, ремонтный и административно-управленческий персонал. Его количество зависит, в основном, от единичной мощности и количества основного энергооборудования, вида используемого топлива, способа проведения ремонтов.

Численность ППП можно определить через штатный коэффициент, показывающий, какое количество персонала приходится на 1 МВт установленной электрической мощности станции. Установленная электрическая мощность станции в данный момент, т.е. до расширения:

$$N_y = 510 \text{ МВт.}$$

Численность персонала станции определяется:

$$\text{ЧП} = K_{\text{ш}} \cdot N_y \quad (5.14)$$

$$\text{ЧП} = K_{\text{ш}} \cdot N_y = 1,5 \cdot 510 = 765 \text{ чел.}$$

Суммарный фонд заработной платы включает в себя:

- основную заработную плату ($I_{\text{зпо}}$), в которую входит заработная плата работников, занятых в технологическом процессе производства энергии и включает в себя выплаты, связанные с отработанным временем (тарифные ставки и должностные оклады, премии рабочим из фонда заработной платы, доплата за работу праздничные дни и ночное время и др.):

Средняя заработная плата одного рабочего за год 900 тыс. тг.

$$I_{\text{зпо}} = 900 \cdot 765 = 688,5 \text{ млн.тенге;}$$

- дополнительная заработная плата (Изд) включает в себя выплаты, не связанные с рабочим временем (оплата очередных, дополнительных и учебных отпусков, за время выполнения государственных обязанностей и др.):

$$I_{зд} = 688,5 \cdot 0,15 = 103,3 \text{ млн.тенге};$$

- начисления на заработную плату (Изн) включают в себя отчисления на социальный налог и начисления в пенсионный фонд:

$$I_{зн} = (688,5 + 103,3) \cdot 0,21 = 166,3 \text{ млн.тенге.}$$

Формула для определения суммарного фонда заработной платы будет следующей:

$$I_{зп} = I_{зпо} + I_{зд} + I_{зн} \quad (3.15)$$

$$I_{зп} = I_{зпо} + I_{зд} + I_{зн} = 688,5 + 103,3 + 166,3 = 958,05 \text{ млн. тенге.}$$

5.1.6 Расчет амортизационных отчислений

Известно, что амортизационные отчисления представляют собой денежное возмещение физического и морального износа оборудования и расходуются на проведение капитального ремонта и приобретение нового оборудования, взамен изношенного (реновация). Амортизационные отчисления берутся в % от величины суммарных капитальных вложений в станцию (основные производственные фонды, основные активы предприятия, основной капитал). На каждый вид оборудования установлены свои нормы амортизации в зависимости от срока службы и назначения производственных фондов в производственном процессе. Предельные нормы амортизации устанавливаются согласно Указа Президента РК, имеющего силу закона №2235 от 24.04.95г., выше которых норму амортизации использовать нельзя.

При проведении предварительных расчетов для определения стоимости основных производственных фондов (капитальных вложений) в странах СНГ и за рубежом, широко используется показатель удельных капитальных вложений $K_{уд}$. Его величина, даже для станций одного типа, находится в широких пределах в зависимости от мощности блоков, их количества, вида используемого топлива и экологических требований. В расчетах примем величину $K_{уд}$ для ТЭЦ 800 МВт - 1500 \$/кВт, для ТЭЦ 200 МВт - 1800 \$/кВт установленной мощности. Для станций, лежащих в этом диапазоне мощностей, $K_{уд}$ принимать в соответствующей пропорции. Стоимость доллара США примем из расчета 147 тенге.

$$K_{уд} = 1800 - (1800 - 1500) \cdot (510 - 200) / (800 - 200) = 1696,7 \text{ $/кВт,}$$

$$K = K_{\text{уд}} \cdot N_y \quad (5.16)$$

В связи с тем, что на ТЭС Казахстана основное оборудование физически устарело на 40%, то на него амортизационные отчисления не начисляются.

$$K = K_{\text{уд}} N_y (1-0,40) = 1696,7 \cdot 510 \cdot 10^6 \cdot (1-0,40) \cdot 147/10^3 = 76319,5 \text{ млн. тенге.}$$

В среднем, в зависимости от мощности блоков и станции в целом, вида потребляемого топлива, норма амортизации находится в пределах 6-8%. Для проведения укрупненных расчетов, норму амортизационных отчислений примем в размере 7% от величины K:

$$I_{\text{ао}} = 0,07 \cdot K \quad (5.17)$$

$$I_{\text{ао}} = 0,07 \cdot 76319,5 = 5342,4 \text{ млн. тенге.}$$

5.1.7 Расчет затрат на проведение текущего ремонта

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

$$I_{\text{рем}} = 0,15 \cdot I_{\text{ао}} \quad (5.18)$$

$$I_{\text{рем}} = 0,15 \cdot 5342,4 = 801,35 \text{ млн. тенге.}$$

5.1.8 Расчет платы за выбросы

Величина оплаты за выбросы вредных веществ, зависит от объема выбросов, которые, в свою очередь, зависят от вида сжигаемого топлива (уголь, газ, мазут), его количества и способа улавливания вредных веществ (электрофильтры, эмульгаторы и др.). На ТЭЦ-2 сжигается уголь Экибастузского месторождения. Установлено, что при сжигании Экибастузского угля, величина платы за выбросы составляет 167 тенге за тнт.

$$I_{\text{выб}} = 167 \cdot V_{\text{н}} \quad (5.19)$$

$$I_{\text{выб}} = 167 \cdot V_{\text{н}} = 167 \cdot 3202,76/1000 = 534,86 \text{ млн. тенге.}$$

5.1.9 Расчет общестанционных и цеховых расходов

Эта составляющая, предусматривает затраты на административно-управленческие (зарплата, канцелярские, командировочные), общепроизводственные (содержание, амортизация, текущий ремонт общестанционных средств испытания, исследования, рационализация и охрана труда), отчисления на целевые расходы (техническая пропаганда, содержание вышестоящих организаций), обслуживание цехов и управление ими (зарплата управления цехом, амортизация и затраты по содержанию и текущему ремонту зданий, расходы по охране труда).

Для укрупненных расчетов можно пользоваться формулой:

$$I_{\text{общ}} = 0,2 - 0,25 \cdot (I_{\text{ао}} + I_{\text{зп}} + I_{\text{тр}}) \quad (5.20)$$

$$I_{\text{общ}} = 0,25 \cdot (5342,4 + 958,05 + 801,35) = 1755,44 \text{ млн.тенге.}$$

5.1.10 Расчет себестоимости отпуска энергии

В связи с тем, что ТЭЦ вырабатывает электрическую и тепловую энергию, необходимо провести разнесение затрат по этим составляющим. Это производится с помощью коэффициента распределения затрат:

$$K_p = V_z / V_y \quad (5.21)$$

$$K_p = 812,13 / 1830,14 = 0,44,$$

который показывает, какое количество топлива (в долях от единицы, или в %) израсходовано на отпуск электрической энергии, а разница

$$(1 - K_p) \quad (5.22)$$

$(1 - K_p) = (1 - 0,44) = 0,56$ -показывает долю расхода топлива на отпуск тепловой энергии.

Затраты по каждой составляющей аналогично полученным коэффициентам по видам отпускаемой энергии занесены в таблицу 20.

Таблица 20 – Составляющие затрат

Составляющие затрат	И, всего млн.тенге	Иэ, эл. энергия млн.тенге	Ит, тепло млн.тенге
Топливо, И _т	8897,26	3948,18	4949,08
Вода, И _в	4413,76	1958,62	2455,14

Фонд заработной платы, $I_{зп}$	958,05	425,14	532,91
Амортизационные отчисления, $I_{ао}$	5342,4	2370,69	2971,68
Ремонт, I_p	801,35	355,60	445,75
Общестанционные, $I_{об}$	1775,44	787,86	987,58
Плата за выбросы, $I_{выб}$	534,86	237,35	297,51
Итого затрат	22723,08	10083,42	12639,66

Себестоимость отпуска электрической энергии определяется:

$$S_э = (I_T + I_B + I_{зп} + I_{ао} + I_p + I_{об} + I_{выб}) / \mathcal{E}_{от} \quad (5.23)$$

$$S_э = 10083,08 / 2537,9 = 3,97 \text{ тенге/кВтч.}$$

Себестоимость отпуска тепловой энергии определяется:

$$S_T = (I_T + I_B + I_{зп} + I_{ао} + I_p + I_{об} + I_{выб}) / Q_{от} \quad (5.24)$$

$$S_T = 12639,66 / 5090,1 = 2483,20 \text{ тенге/Гкал.}$$

5.2 Расчет себестоимости тепловой и электрической энергии после расширения ТЭЦ-2

5.2.1 Определение годового отпуска энергии ТЭЦ

При работе электростанций, часть вырабатываемой энергии расходуется на собственные нужды станций. В расчетах после расширения принимаем расход электроэнергии на собственные нужды в размере 10% ($\mathcal{E}_{сн}$), а тепловой энергии 20 % ($Q_{сн}$).

Годовой отпуск электрической и тепловой энергии определяется по формулам:

$$\mathcal{E}_{от} = \mathcal{E}_B \cdot (1 - \mathcal{E}_{сн}) = 3718,6 \cdot (1 - 0,1) = 3346,74 \text{ млн. кВтч,}$$

$$Q_{от} = Q_B \cdot (1 - Q_{сн}) = 6608,8 \cdot (1 - 0,2) = 5287,04 \text{ тыс. Гкал,}$$

где \mathcal{E}_B и Q_B - годовая выработка электрической и тепловой энергии.

5.2.2 Определение затрат на топливо

Годовой расход топлива на выработку электрической и тепловой энергии определяется по формулам, где $b_э = 348$ гут/кВтч удельный расход топлива на выработку одного кВтч, $b_т = 173$ удельный расход топлива на выработку одной Гкал тепловой энергии (исходя из теплового баланса):

$$B_э = \Xi_{от} \cdot b_э = 3346,74 \cdot 348 = 1165,02 \text{ тыс. тут,}$$

$$B_т = Q_{от} \cdot b_т = 5287,04 \cdot 173 = 915,37 \text{ тыс. тут.}$$

Итого расход топлива ТЭЦ составляет:

$$B_y = B_э + B_т = 1165,02 + 915,37 = 2080,39 \text{ тыс. тут.}$$

В связи с тем, что затраты на оплату топлива и его транспортировку осуществляются по натуральному топливу, то полученные величины расхода топлива необходимо перевести в натуральное топливо.

Расход натурального топлива будет:

$$B_n = B_y \cdot K_n = 2080,39 \cdot 1,75 = 3640,69 \text{ тыс. тнт.},$$

где K_n - коэффициент перевода условного топлива в натуральное, определяется:

$$K_n = Q^y / Q_p^n = 7000 / 4000 = 1,75.$$

Затраты на транспорт 1 тнт твердого топлива определяются:

$$Ц_{тр} = R \cdot (0,8 - 1,0) = 1420 \cdot 0,9 = 1278 \text{ тенге/тнт.}$$

Составляющая затрат на топливо определяется:

$$И_т = B_n \cdot (Ц_т + Ц_{тр}) = 3640,69 \cdot (1500 + 1278) = 10113,84 \text{ млн. тенге.}$$

5.2.3 Расчет затрат на воду

Вода на ТЭЦ расходуется на охлаждение пара в конденсаторах турбин, пополнение системы теплофикации, охлаждения генераторов и трансформаторов, гидрозолоудаления и т.д. Расходы на воду на ТЭЦ -2 составляют 1,6 тг/кВтч.

$$З_в = \Xi_в \cdot 1,6 = 3718,6 \cdot 1,6 = 5949,76 \text{ млн. тенге.}$$

5.2.4 Расчет КПД использования топлива

Коэффициент полезного использования топлива, с учетом расхода электроэнергии и тепла на собственные нужды определяется:

$$\text{КПД}_3 = 123 : b_3 \cdot 100\% = 123 : 348 \cdot 100\% = 35,3\%$$

$$\text{КПД}_T = 143 : b_T \cdot 100\% = 143 : 173 \cdot 100\% = 82,6\%$$

Коэффициент использования топлива станцией будет:

$$\text{КПД} = \frac{0,86 \cdot \Delta_{\text{от}} + Q_{\text{оо}}}{7 \cdot B_y} \cdot 100\% = \frac{0,86 \cdot 3346,74 + 5287,04}{7 \cdot 2080,39} = 56,1\%$$

где 0,86 - коэффициент перевода Вт в ккал/ч;

7 - теплотворная способность условного топлива, 7000 ккал/кг.

5.2.5 Расчет затрат на заработную плату

Для того, чтобы определить затраты на заработную плату промышленно-производственного персонала (ППП) ТЭЦ, занятого на производстве и его обслуживании, необходимо знать его численность. Его количество зависит, в основном, от единичной мощности и количества основного энергооборудования, вида используемого топлива, способа проведения ремонтов.

Численность ППП можно определить через штатный коэффициент, показывающий, какое количество персонала приходится на 1 МВт установленной электрической мощности станции. Установленная электрическая мощность станции после расширения будет равна:

$$N_y = 760 \text{ МВт.}$$

Численность персонала станции определяется:

$$\text{ЧП} = K_{\text{шт}} \cdot N_y = 1,5 \cdot 760 = 1140 \text{ чел.}$$

Суммарный фонд заработной платы включает в себя:

- основную заработную плату ($I_{\text{зпо}}$). Средняя заработная плата одного рабочего за год 900 тыс. тг.

$$I_{\text{зпо}} = 900 \cdot 1140 = 1026 \text{ млн. тенге;}$$

- дополнительная заработная плата ($I_{\text{зпд}}$) включает в себя выплаты, не связанные с рабочим временем.

$$I_{зпд}=1026 \cdot 0,15=153,9 \text{ млн. тенге};$$

- начисления на заработную плату (Изпн) включают в себя отчисления на социальный налог и начисления в пенсионный фонд:

$$I_{зпн}=(1026+153,9) \cdot 0,21=247,8 \text{ млн. тенге.}$$

Формула для определения суммарного фонда заработной платы будет следующей:

$$I_{зп} = I_{зпо} + I_{зпд} + I_{зпн}=1026+153,9+247,8=1427,68 \text{ млн. тенге.}$$

5.2.6 Расчет амортизационных отчислений

Амортизационные отчисления представляют собой денежное возмещение физического и морального износа оборудования и расходуются на проведение капитального ремонта и приобретение нового оборудования, взамен изношенного (реновация). Амортизационные отчисления берутся в % от величины суммарных капитальных вложений в станцию (основные производственные фонды, основные активы предприятия, основной капитал).

Так как, устанавливается новое оборудование, то необходимы капитальные вложения с учетом нового оборудования, т.е.:

$$K^{\text{после}} = K^{\text{до}} + K_{\text{уд}}^{\text{после}} \cdot (N_y^{\text{после}} - N_y^{\text{до}}) = 76319,5 + 2200 \cdot 250 \cdot 147 \cdot 10^6 \cdot (1 - 0,40) / 10^3 = 156131,1 \text{ млн. тенге.}$$

В среднем, в зависимости от мощности блоков и станции в целом, вида потребляемого топлива, норма амортизации находится в пределах 6-8%. Для проведения укрупненных расчетов, норму амортизационных отчислений примем в размере 6% от величины K, с учетом амортизационных отчислений предыдущего периода:

$$I_{ао} = 0,06 \cdot K = 0,06 \cdot 156131,1 = 9367,9 \text{ млн. тенге.}$$

5.2.7 Расчет затрат на проведение текущего ремонта

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

$$I_{рем} = 0,15 \cdot I_{ао} = 0,15 \cdot 9367,9 = 1405,18 \text{ млн. тенге.}$$

5.2.8 Расчет платы за выбросы

Величина оплаты за выбросы вредных веществ, зависит от объема выбросов, которые, в свою очередь, зависят от вида сжигаемого топлива (уголь, газ, мазут), его количества и способа улавливания вредных веществ (электрофильтры, эмульгаторы и др.). На ТЭЦ-2 сжигается уголь Экибастузского месторождения. Установлено, что при сжигании Экибастузского угля, величина платы за выбросы составляет 167 тенге за тнт.

$$I_{\text{выб}} = 167 \cdot V_{\text{н}} = 167 \cdot 3640,69 / 1000 = 608 \text{ млн. тенге.}$$

5.2.9 Расчет общестанционных и цеховых расходов

Эта составляющая предусматривает затраты на административно-управленческие (зарплата, канцелярские, командировочные), общепроизводственные (содержание, амортизация, текущий ремонт общестанционных средств испытания, исследования, рационализация и охрана труда), отчисления на целевые расходы (техническая пропаганда, содержание вышестоящих организаций), обслуживание цехов и управление ими (зарплата управления цехом, амортизация и затраты по содержанию и текущему ремонту зданий, расходы по охране труда).

Для укрупненных расчетов можно пользоваться формулой:

$$I_{\text{общ}} = 0,25 \cdot (I_{\text{ао}} + I_{\text{зп}} + I_{\text{тр}}) = 0,25 \cdot (9367,9 + 1427,68 + 1405,18) = 3050,18 \text{ млн.тенге.}$$

5.2.10 Расчет себестоимости отпуска энергии

В связи с тем, что ТЭЦ вырабатывает электрическую и тепловую энергию, необходимо провести разнесение затрат по этим составляющим. Это производится с помощью коэффициента распределения затрат, показывает долю расхода топлива на отпуск электроэнергии:

$$K_p = V_e / V_y = 1165,02 / 2080,39 = 0,56,$$

$$(1 - K_p) = (1 - 0,56) = 0,44$$

-показывает долю расхода топлива на отпуск тепловой энергии.

Затраты по каждой составляющей аналогично полученным коэффициентам по видам отпускаемой энергии занесены в таблицу 21.

Таблица 21 – Составляющие затрат

Составляющие затрат	И, всего, млн.тенге	Иэ, эл. энергия млн.тенге	Ит, тепло, млн.тенге
Топливо, Ит	10113,84	5663,75	4450,09
Вода, Ив	5949,76	3331,87	2617,89
Фонд заработной платы, Изп	1427,68	799,50	628,18
Амортизационные отчисления, Иао	9367,9	5246,00	4121,86
Ремонт, Ир	1405,18	786,90	618,28
Общестанционные, Иоб	3050,18	1708,10	1342,08
Плата за выбросы, Ивыб	608,00	340,48	267,52
Итого затрат	31922,50	17876,60	14045,90

Себестоимость отпуска электрической энергии определяется:

$$S_э=(И_т+И_в+И_{зп}+И_{ао}+И_р+И_{об}+И_{выб})/\mathcal{E}_{от}=17876,6/3346,74=5,34 \text{ тенге/кВтч,}$$

Себестоимость отпуска тепловой энергии определяется:

$$S_т=(И_т+И_в+И_{зп}+И_{ао}+И_р+И_{об}+И_{выб})/Q_{от}=15699,76/5287,04=2656,67$$

тенге/Гкал.

Выводы:

После проведенного расчета, видно, что себестоимость тепловой и электрической энергии после расширения выросла по сравнению с существующей себестоимостью:

Таблица 22 – Изменение себестоимости

Наименование показателя	До расширения	После расширения	Подорожание, %
$S_э$, тенге/кВт*ч	3,97	5,34	25,6
$S_т$, тенге/Гкал	2483,20	2656,67	6,5

Заключение

В данной работе предоставлено описание состояния станции АО АлЭС ТЭЦ-2. Описаны основные и вспомогательные цеха и их оборудование. Произведен анализ состояния основного, вспомогательного оборудования станций и экологической обстановки. Произведен технологический расчет и выбор градирен АТЭЦ-2. Раскрыты основные причины разрыва между установленной и располагаемой мощностью. Предложены меры по сокращению разрыва. А именно, повышение кпд турбины за счет снижения температуры охлаждающей воды, поступающей в конденсатор турбины. Проведен расчет себестоимости тепловой и электрической энергии АТЭЦ-2 до и после расширения. В разделе по безопасности жизнедеятельности произведен расчет шума от проектируемых градирен и мероприятия по его снижению.

Список литературы

1. Закон «Об энергосбережении и повышении энергоэффективности» РК от 13.01.2012.
2. Программа «Энергосбережение– 2020». Постановление Правительства РК № 904 от 04.09.2013г.
3. <http://www.kazenergy.kz/arhiv/36/14.htm>
4. <http://www.investkz.com/articles/2981.html>
5. www.iea.org/etp *Energy Technology Perspectives2012* (Журнал ЭНЕРГЕТИКА, №1 (36) февраль 2011 г).
6. <http://www.ales.kz/ru/ustojchivoe-razvitie/40-strategiya-ustojchivogo-razvitiya> СТРАТЕГИЯ УСТОЙЧИВОГО РАЗВИТИЯ
7. http://studopedia.net/11_88456_balansi-moshchnosti.html
8. Техническая документация с АлЭС ТЭЦ-2.
9. www.dpva.info/.../Climate/.../SNIP230199BuildingClimatologyTable2us
...
10. Теплообменные аппараты ТЭС книга 1: Справочник в двух книгах под общ. ред. Ю.Г.Назмеева, В.Н. Шлянникова. – М.: Издательский дом МЭИ: 2010.- 490 с.:ил.
11. Градирни промышленных и энергетических предприятий: Справочное пособие/ под общ. ред. В.С. Пономаренко, Ю.И. Арефьев. – М.: Энергоатомиздат: 1998.- 376 с.: ил. Горелик А.Х. Автоматизированные системы управления технологическими процессами ТЭС и АЭС/ А.Х. Горелик. - Харьков.:
12. Дуэль М.А. АСУ энергоблоками с использованием средств вычислительной техники М.А. Дуэль. - М.: Энергоиздат, 1983.- 207
13. Соловьев Ю.П. Проектирование теплоснабжающих установок для промышленных предприятий. – М.: Энергия, 1978.-312 с.: ил.
14. Ривкин С. Л., Александров А. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. Справочник. Рек. Гос. Службой стандартных справочных данных – 2-е издание, перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984.- 80 с: ил. Плетнев Г.П. Автоматизированное управление объектами тепловых электростанций / Г.П. Плетнев .- М.: Энергоиздат, 1985
15. The Business Case For Reliability. John Schultz, Robert DiStefano // The 18th International Maintenance Conference.
16. СНиП 2.04.02-84. Пособие по проектированию градирен. ВНИИ ВОДГЕО Госстроя СССР – М.: ЦИТП: 1989.- 248 с.: ил.
17. Sound and Vibration / R. Bannister .- 1982 .- №9 .- P.16-20.
18. Парамонов С.Г. Экономика отрасли. Методические указания к выполнению курсовой работы, -Алматы: АИЭС, 2007.-20 с.
19. 1.СНиП II-35-76 “Котельные установки” [Электронный ресурс]. – Режим доступа : // <http://www.vashdom.ru/snip/II-35-76.2>. Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций ВНТП 81 [Электронный ресурс].

20. <http://www.sigma08.ru/jur3-9.htm>
21. www.microninter-sibir.ru/?n=28
22. Н. П. ЖУКОВ, Н. Ф. МАЙНИКОВА, О. Н. ПОПОВ и др
.КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ.ПАРОВЫЕ КОТЛЫ стр.7-8
23. Технический отчёт за 2014 год АО АлЭС ТЭЦ-2
24. <http://el.kz/blogs/entry/content-4049>
25. [http://total.kz/business/economics/2013/09/19/almatinskie_elektricheskie
_stanc.](http://total.kz/business/economics/2013/09/19/almatinskie_elektricheskie_stanc)
26. <http://www.ales.kz/ru/35-b-limsheleri/66-almatinskaya-tets-2>
27. [http://brendas.kz/stavki-platezha-za-emissii-v-okruzhayushhuyu-sredu-po-
gorodu-almaty.html](http://brendas.kz/stavki-platezha-za-emissii-v-okruzhayushhuyu-sredu-po-gorodu-almaty.html)