

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Некоммерческое акционерное общество
АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ

кафедра Тепловые энергетические установки

«Допущен к защите»
Заведующий кафедрой _____
Кибарин А.А. к.т.н.
(Ф.И.О., ученая степень, звание)
_____ « _____ » _____ 20__ г.
(подпись)

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

На тему: Расширение А-ТЭЦ-2 с расчетом ТЭД

Специальность теплоэнергетика, ТЭС-5В071700

Выполнил (а) Сайболатова А.А. ТЭС-10-3
(Фамилия и инициалы) группа

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

Консультанты:

по экономической части:

Карамонов С.Г. к.э.н. профессор
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
_____ « 17 » _____ 2014 г.
(подпись)

по безопасности жизнедеятельности:

Бекимбетова А.С. старший преподаватель
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
_____ « _____ » _____ 20__ г.
(подпись)

по применению вычислительной техники:

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

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

Нормоконтролер: Кубовик В.П. доцент АУЭС
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
_____ « _____ » _____ 20__ г.
(подпись)

Рецензент: _____ (Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
_____ « _____ » _____ 20__ г.
(подпись)

Алматы 2014 г.

ПЗ ДП – 5В071700 – 2014

| Изм | Лист | № докум. | Подп. | Дата |
|------------|------|----------------|-------|------|
| Выпол. | | Сайболатова А. | | |
| Руковод. | | Генбач А.А. | | |
| Рецензент | | Кулик В.П. | | |
| Зав.кафед. | | Кибарин А.А. | | |
| Н.кон | | Дубовик В.П. | | |

Содержание

| Лит. | Лист | Листов |
|------|------|--------|
| У | | |

АУЭС, ТЭФ
Каф. ТЭУ, гр.ТЭС-10-3

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Некоммерческое акционерное общество
АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ

Факультет термодинамический
 Специальность термодинамика
 Кафедра Тепловые энергетические установки

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломного проекта

Студент Сайболатова Айрада Канатбековна
 (фамилия, имя, отчество)

Тема проекта Расширение АТЭС-2, расчет ТАР

утверждена приказом ректора № ___ от «___» сентября 20___ г.

Срок сдачи законченной работы «___» _____ 20___ г.

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

установленная мощность станцией 510 МВт
топливо - Жибастузский уголь
температурный заряд теплосети 150/70°C

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

Аннотация; Введение; Описание существующей стан-
ции; компоновка главного корпуса и генерал;
Выбор основного и вспомогательного оборудования; Рас-
чет тепловой части АТЭС-2; Раздел безопасности жизне-
деятельности; Экономическая часть; Специальный
вопрос; Заключение

ПЗ ДП – 5В071700 – 2014

| Изм | Лист | № докум. | Подп. | Дата |
|------------|------|----------------|-------|------|
| Выпол. | | Сайболатова А. | | |
| Руковод. | | Генбач А.А. | | |
| Рецензент | | Кулик В.П. | | |
| Зав.кафед. | | Кибарин А.А. | | |
| Н.кон | | Дубовик В.П. | | |

Содержание

| Лит. | Лист | Листов |
|------|------|--------|
| У | | |

АУЭС, ТЭФ
Каф. ТЭУ, гр.ТЭС-10-3

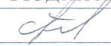

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей)

1. Принципиальная тепловая схема
2. Генеральный план АТЭС-2
3. Поперечный разрез главного корпуса

Рекомендуемая основная литература

- Волькин В.А. "Тепловые электрические станции"
- Евхаров Д.П. "Теплоэнергетические установки электростанций"
- Соловьев Ю.П. "Проектирование теплоэнергетических установок для малых и средних предприятий"
- Кузнецов Н.В. "Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод)"

Консультанты по проекту с указанием относящихся к ним разделов

| Раздел | Консультант | Сроки | Подпись |
|---------------|-----------------|----------|---|
| Экспл. часть | Парамонов С.Г. | 17.06.14 |  |
| Б.М.Д. | Башкиртова А.С. | | |
| Нормоконтроль | Рудовская В.П. | |  |
| Руководитель | Генбах А.А. | | |
| | | | |
| | | | |

ПЗ ДП – 5В071700 – 2014

| Изм | Лист | № докум. | Подп. | Дата |
|------------|------|----------------|-------|------|
| Выпол. | | Сайболатова А. | | |
| Руковод. | | Генбах А.А. | | |
| Рецензент | | Кулик В.П. | | |
| Зав.кафед. | | Кибарин А.А. | | |
| Н.кон | | Дубовик В.П. | | |

Содержание

| Лит. | Лист | Листов |
|------|------|--------|
| У | | |

АУЭС, ТЭФ
Каф. ТЭУ, гр.ТЭС-10-3

Аңдатпа

Бұл дипломдық жобада Алматы ЖЭО-2-нің кеңейтілуі қарастырылады. Төменгі қысымды жылытушының жылылық есептелінуі жүргізіледі. Біртіндеп жақындастыру тәсілімен жылу беру коэффициенті мен жылу алмасу бетінің ауданы есептеледі. Жылу алмасу бетінің ауданы есептеле отыра жылытушының түрі таңдалады.

Дипломдық жұмыстың көлемі 104 бет, 5 бейнелеме, 27 әдебиет көзі пайдаланылған.

Негізгі сөздер: кеңейтілу, ТКЖ, жылу беру, аудан, жылу алмасу.

Аннотация

В данном дипломном проекте рассматривается расширение Алматинской ТЭЦ – 2. Производится тепловой расчет подогревателя низкого давления. Методом последовательного приближения, рассчитывается коэффициент теплопередачи и площадь поверхности теплообмена. Рассчитав площадь поверхности теплообмена выбирается тип подогревателя.

Объем дипломной работы 104 страницы, использовано 5 иллюстраций, 27 источников.

Ключевые слова: расширение ТЭЦ, ПНД, теплопередача, площадь, теплообмен.

Annotation.

Expansion of Almaty Hot and Power Station discussed in this thesis project. Produced thermal design of low-pressure heater. In method of successive approximations is calculate the U and heat exchange surface. After calculate the heat exchange surface area, it will be select the type of heater.

The content of thesis project is 104 page, 5 illustrations were used, has 27 literature sources.

Keywords: expansion, low-pressure heater, heat transfer. square (area), heat exchange

| | | | | | | | |
|-------------------|----------------|-----------------|--------------|-------------|--|-------------|---------------|
| | | | | | ПЗ ДП – 5В071700 – 2014 | | |
| <i>Изм</i> | <i>Лист</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Подп.</i> | <i>Дата</i> | <h1>Содержание</h1> | | |
| <i>Выпол.</i> | Сайболатова А. | | | | | | |
| <i>Руковод.</i> | Генбач А.А. | | | | | | |
| <i>Рецензент</i> | Кулик В.П. | | | | | | |
| <i>Зав.кафед.</i> | Кибарин А.А. | | | | | | |
| <i>Н.кон</i> | Дубовик В.П. | | | | | | |
| | | | | | <i>Лит.</i> | <i>Лист</i> | <i>Листов</i> |
| | | | | | у | | |
| | | | | | <i>АУЭС, ТЭФ Каф. ТЭУ, гр.ТЭС-10-3</i> | | |

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|-----|--|
| | Аннотация |
| | Введение |
| 1. | Описание и расчет тепловой схемы АТЭЦ-2 |
| 2. | Описание основного и вспомогательного оборудования |
| 3. | Топливное хозяйство |
| 4. | Техническое водоснабжение |
| 5. | Химводоочистка |
| 6. | Компоновка главного корпуса |
| 7. | Генеральный план |
| 8. | Экономическая часть |
| 9. | Безопасность жизнедеятельности и охрана окружающей среды |
| 10. | Спецвопрос: «Расширение Алматинской ТЭЦ – 2. Тепловой расчет ПНД» |
| 12. | Заключение |
| 13. | Список литературы |

| | | | | | | | | | | |
|-------------------|----------------|-----------------|--------------|-------------|---|--------------------------------|--|--|-------------|---------------|
| | | | | | | ПЗ ДП – 5В071700 – 2014 | | | | |
| <i>Изм</i> | <i>Лист</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Подп.</i> | <i>Дата</i> | <h1 style="font-size: 2em;">Содержание</h1> | | | <i>Лит.</i> | <i>Лист</i> | <i>Листов</i> |
| <i>Выпол.</i> | Сайболатова А. | | | | | | | У | | |
| <i>Руковод.</i> | Генбач А.А. | | | | | | | | | |
| <i>Рецензент</i> | Кулик В.П. | | | | | | | | | |
| <i>Зав.кафед.</i> | Кибарин А.А. | | | | | | | | | |
| <i>Н.кон</i> | Дубовик В.П. | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | <i>АУЭС, ТЭФ Каф. ТЭУ, гр.ТЭС-10-3</i> | | |

Введение

Алматинская ТЭЦ-2 расположена в 15 км западнее г. Алматы, в районе пос. Алгабас Карасайского района. АТЭЦ-2 построена в две очереди.

Первая очередь строительства осуществлялась с 1978 по 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 с 1985 по 1989 годы.

Введены в эксплуатацию еще четыре паровых котла БКЗ-420-140-7с одна паровая турбина Р-50-130/13 и две паровые турбины Т-110/120-130.

Отпуск тепла от АТЭЦ-2 осуществляется в горячей воде для зоны теплофикации г. Алматы.

АТЭЦ-2 работает в базовом режиме совместно с западным тепловым комплексом, который работает в пиковом режиме.

На начало 2004 г. установленная мощность ТЭЦ-2 составила:

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

На сегодняшний день на АТЭЦ-2 сжигаются, в основном, экибастузский и карагандинский угли с высокой зольностью.

В связи с этим на АТЭЦ-2 стоит жестко вопрос снижении выбросов оксида азота в воздушный бассейн.

В данном дипломном проекте рассматривается расширение Алматинской ТЭЦ – 2 турбиной Т-110-130.

В проекте представлен тепловой расчет схемы АТЭЦ – 2, тепловой расчет подогревателя низкого давления. Произведен расчет площади поверхности теплообмена, методом последовательного приближения. Также в экономической части дипломного проекта представлен расчет эффективности расширения АТЭЦ – 2, путем увеличения установленной мощности станции на 90 МВт. Определили себестоимость отпуска тепловой

и электрической энергии. Рассмотрели вопросы по технике безопасности и охраны окружающей среды.

1. Описание и расчет тепловой схемы АТЭЦ-2

1.1 Описание тепловой схемы

Принципиальная тепловая схема представляет собой схему, характеризующую преобразование тепла в электрическую энергию, а также снабжение ими потребителей теплом.[14].

На ТЭЦ установлены семь котлов БКЗ-420-140-7с, работающие на общий коллектор 140 ата.

От коллектора питаются шесть турбин: 3хПТ-80/100-130/13, 2хТ-110/120-130 имеют сетевые подогреватели, обеспечивающие теплофикационную нагрузку. Турбины ПТ-80/100-130/13 и Т-110/120-130 имеют сетевые подогреватели, обеспечивающие теплофикационную нагрузку. Система регенерации этих турбин ПТ и Т состоит из четырех ПНД, деаэратора и трех ПВД, а у турбины Р-50-130/13 из трех ПВД и деаэратора.

На станционный коллектор 13 ата пар подается из турбины Р-50-130/13 и отборов турбин ПТ-80/100-130/13. Из коллектора 13 ата питаются пиковые бойлера, покрывающие пиковые тепловые нагрузки, подается пар на собственные нужды ТЭЦ, то есть выдача пара на производство от АТЭЦ-2 отсутствует.

Для резервирования коллектора 13 ата на случай остановки одной из турбин имеется система РОУ-140/13, два по 150 т/ч и одна 250 т/ч.

Турбины ПТ-80 и Т-110 имеют конденсаторы. Конденсат из конденсатора через группу ПНД подается в деаэратор, из деаэратора питательная вода через группу ПВД подается в котел и цикл замыкается. У турбины Р-50 конденсатор отсутствует, а пар из турбины подается в коллектор 13 ата. В деаэратор турбины подается дренаж пиковых бойлеров.[14].

1.2 Расчет тепловой схемы АТЭЦ-2

1.2.1 Тепловые нагрузки ТЭЦ

По данным АО "Теплокомунэнерго" и АПК "Распределительные тепловые сети" максимальная тепловая нагрузка АТЭЦ-2 составляет $Q_{\max}=1071$ Гкал/ч, из них нагрузка горячего водоснабжения $Q_{\text{ГВС}}=195$ Гкал/ч,, нагрузка отопления и вентиляции $Q_{\text{от}}=876$ Гкал/ч.[4].

Климатологические данные для г. Алматы

Температура наружного воздуха:

- Расчетная отопления $t_{\text{Н}}^{\text{р}} = -25^{\circ}\text{C}$
- Средняя холодная месяца $t_{\text{Н}}^{\text{хм}} = -7,4^{\circ}\text{C}$
- Средняя отопительного периода $t_{\text{Н}}^{\text{сп}} = -2,1^{\circ}\text{C}$
- Средняя летнего периода $t = +20^{\circ}\text{C}$ [19].

Расчет тепловых нагрузок по режимам:

1-режим, максимально-зимний – режим с максимальной электрической нагрузкой и работой пиковых подогревателей.

$$Q^1 = Q_{\max} = Q_{\text{от}} + Q_{\text{ГВС}} = 876 + 195 = 1071 \text{ Гкал/ч} \quad (1.1)$$

11-режим, расчетно-контрольный

$$Q^{11} = Q_{\text{от}} * \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{Н}}^{\text{км}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{Н}}^{\text{р}}} + Q_{\text{ГВС}} = 876 * (18 + 7.4) / (18 + 25) + 195 = 712,4 \text{ Гкал/ч} \quad (1.2)$$

111- режим, среднеотопительный

$$Q^{111} = Q_{\text{от}} * \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{Н}}^{\text{сп}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{Н}}^{\text{р}}} + Q_{\text{ГВС}} = 876 * (18 + 2.1) / (18 + 25) + 195 = 604,5 \text{ Гкал/ч} \quad (1.3)$$

1V - режим, летний

$$Q^{1V} = Q_{\text{ГВС}} = 195 \text{ Гкал/ч} \quad (1.4)$$

Тепловая мощность основного оборудования

3хПТ-80/100-130/13,

$$\Sigma Q_{\text{отб}}^{\text{ПТ}} = 3 \times 80 = 240 \text{ Гкал/ч} \quad (1.5)$$

2хТ-110/120-130,

$$\Sigma Q_{\text{отб}}^{\text{Т}} = 2 \times 175 = 350 \text{ Гкал/ч} \quad (1.6)$$

Суммарная мощность отборов

$$Q_{отб} = \Sigma Q_{отб}^{пт} + \Sigma Q_{отб}^T = 240 + 350 = 590 \text{ Гкал/ч} \quad (1.7)$$

Мощность пиковых бойлеров

ПТ-80/100-130,

$$\Sigma Q_{пб}^{пт} = 3 \times Q_{пб}^{пт} = 3 \times 130 = 390 \text{ Гкал/ч} \quad (1.8)$$

Р-50-130,

$$\Sigma Q_{пб}^P = 230 \text{ Гкал/ч} \quad (1.9)$$

Суммарная мощность пиковых бойлеров

$$\Sigma Q_{пб} = \Sigma Q_{пб}^{пт} + \Sigma Q_{пб}^P = 390 + 230 = 620 \text{ Гкал/ч} \quad (1.10)$$

Для г. Алматы по нормам рекомендуется коэффициент теплофикации

$$\alpha_{тэц} = 0,5 \div 0,55 \quad (1.11)$$

Расчетный коэффициент теплофикации

$$\alpha_{тэц} = Q_{отб} / Q^1 = 0,55 \quad (1.12)$$

Нагрузка отборов турбин

$$Q_{отб} = \alpha_{тэц} Q^1 = 0,55 \times 1071 = 590 \text{ Гкал/ч} \quad (1.13)$$

Пиковая нагрузка АТЭЦ-2

$$Q_{пик} = Q^1 - Q_{отб} = 1071 - 590 = 481 \text{ Гкал/ч} \quad (1.14)$$

Данные по тепловым нагрузкам сведем в таблицу 1.1.

Таблица 1.1- Сводная таблица тепловых нагрузок

| №п/п | Наименование потребителя | Обозначение | Един. изм. | Режимы | | | |
|------|--------------------------------|-------------|------------|--------|-------|-------|-----|
| | | | | 1 | 11 | 111 | 1V |
| 1 | Отопление и вентиляция | $Q_{от}$ | Гкал/ч | 876 | 513 | 405 | - |
| 2 | Горячего водоснабжения | $Q_{гвс}$ | Гкал/ч | 195 | 195 | 195 | 195 |
| 3 | Итого по ТЭЦ | Q | Гкал/ч | 1071 | 712,4 | 604,5 | 195 |
| 4 | Основные сетевые подогреватели | $Q_{осп}$ | Гкал/ч | 590 | 590 | 590 | 195 |
| 5 | Пиковые сетевые подогреватели | $Q_{пб}$ | Гкал/ч | 481 | 154 | 46 | - |

1.2.2 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

$$B_{\text{расч}}^{\text{ЭК}} = \frac{D_{\text{расч}}(h_{\text{нл}} - h_{\text{нв}})}{Q_H^p \eta_r} \quad (1.15)$$

где количество пара от двух растапливаемых котлов с 30 % производительностью 420 т/ч, определяется как

$$D_{\text{расч}} = \frac{30 \cdot 2 \cdot D_{\text{КК}}}{100} = \frac{30 \cdot 2 \cdot 420}{100} = 252 \text{ т/ч} \quad (1.16)$$

энтальпия пара и воды по таблице «Термодинамические свойства воды и водяного пара» С.Л. Ривкин, А.А. Александров:

$$h_{\text{пп}} = 3474,3 \text{ кДж/кг, при } P = 140 \text{ ата, } t = 555^\circ\text{C}$$

$$h_{\text{пв}} = 1021 \text{ кДж/кг, при } t_{\text{пв}} = 230^\circ\text{C}, P_{\text{пв}} = 170 \text{ ата.}$$

$$B_{\text{расч}}^{\text{ЭК}} = \frac{D_{\text{расч}}(h_{\text{нл}} - h_{\text{нв}})}{Q_H^p \eta_r} = \frac{252(3474,3 - 1021)}{38940 \cdot 0,91} = 17,44 \text{ т/ч}$$

Расход пара на слив мазута из железнодорожных цистерн

$$D_{\text{сл}} = n (0,636 - 0,0106 t_{\text{нв}}), \quad (1.17)$$

где $n = 5$ - число цистерн в одной ставке слива мазута,

$t_{\text{нв}}$ - температура наружного воздуха.

Расчет ведем по режимам:

$$D_{\text{сл}}^1 = 5(0,636 - 0,0106 (-25)) = 4,5 \text{ т/ч} \quad (1.18)$$

$$D_{\text{сл}}^{11} = 5(0,636 - 0,0106 (-7,4)) = 3,6 \text{ т/ч} \quad (1.19)$$

$$D_{\text{сл}}^{111} = 5(0,636 - 0,0106 (-2,1)) = 3,3 \text{ т/ч} \quad (1.20)$$

$$D_{\text{сл}}^{1V} = 5(0,636 - 0,0106 (20)) = 2,1 \text{ т/ч} \quad (1.21)$$

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 .

$$D_{\text{под}}^1 = 0,876 - 0,0146 (\pm t_{\text{нв}}); \quad (1.22)$$

Расход пара на три резервуара:

$$D_{\text{под}} = n (0,876 - 0,0146 (\pm t_{\text{нв}})); \quad (1.23)$$

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

$$D_{\text{раз}} = 0,0665 \cdot V_{\text{раст}}^{\text{ЭК}} = 0,0665 \cdot 17,44 = 1,16 \text{ т/ч} \quad (1.24)$$

где $V_{\text{раст}}^{\text{ЭК}} = 17,44 \text{ т/ч}$ -расход мазута на котлы.

Полный расход пара на мазутохозяйство

$$D_{\text{мх}} = D_{\text{сл}} + D_{\text{под}} + D_{\text{раз}}, \quad (1.25)$$

Расчет по режимам:

$$D_{\text{мх}}^1 = 4,5 + 3,7 + 1,16 = 9,36 \text{ т/ч}$$

$$D_{\text{мх}}^{11} = 3,6 + 3,0 + 1,16 = 7,76 \text{ т/ч}$$

$$D_{\text{мх}}^{111} = 3,3 + 2,7 + 1,16 = 7,16 \text{ т/ч}$$

$$D_{\text{сл}}^{1V} = 2,1 + 1,8 + 1,16 = 5,06 \text{ т/ч}$$

б) Расход сырой воды на ХВО

$$G_{\text{св}} = 1,25 (G_{\text{ут}} + G_{\text{под}}^{\text{тс}} + G_{\text{мх}}^{\text{пот}} G_{\text{сеч}}^{\text{в}}); \quad (1.26)$$

где утечки пара при его выработке энергетическими котлами

$$G_{\text{ут}} = 0,02 D_{\text{к}}^1 \quad (1.27)$$

где $D_{\text{к}}^1$ расход пара на турбины от котлов ТЭЦ

$$D_{\text{к}}^1 = 1,03 (n_{\text{пт}} D_{\text{мак}}^{\text{пт}} + D_{\text{мак}}^{\text{п}} + n_{\text{т}} D_{\text{мак}}^{\text{т}}) = 1,03 (3 \cdot 470 + 420 + 2 \cdot 485) = 2884 \text{ т/ч} \quad (1.28)$$

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

Расход воды на подпитку теплосети

$$G_{\text{под}}^{\text{тс}} = G_{\text{сет. воды}} = \frac{Q^1}{(t_{\text{пм}} - t_{\text{ов}}) C_{\text{в}}} = \frac{1071 \cdot 10^3}{(150 - 30) \cdot 1} = 8238 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (1.29)$$

где $t_{\text{пм}} = 150^\circ\text{C}$ -температуры воды в подающей магистрали;

$t_{\text{ов}} = 30^\circ\text{C}$ -температура подпиточной воды теплосети

Потери пара на мазутохозяйстве

$$G_{\text{мх}}^{\text{пот}} = 0,2 D_{\text{мх}} = 0,2 \cdot 9,36 = 1,8 \text{ т/ч} \quad (1.30)$$

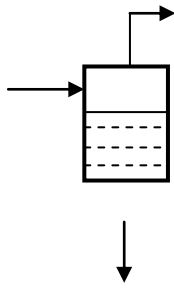


Рисунок 1.1

Количество продуваемой воды из РНП

Расход воды на продувку котлов

$$G_{\text{прод}} = 0,01 D^1_{\text{к}} = 0,01 \cdot 2884 = 28,8 \text{ т/ч} \quad (1.31)$$

Расход пара из РНП

$$D_{\text{сеп}} = G_{\text{прод}} \frac{h_{\text{прод}} \eta_{\text{сеп}} - h_{\text{сеп}}^6}{h_{\text{сеп}}^n - h_{\text{сеп}}^6} = 28,8 \frac{1573 \cdot 0,98 - 671}{2756 - 671} = 12,0 \text{ т/ч} \quad (1.32)$$

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

$h_{\text{сеп}}^n = 2756$ кДж/кг-энтальпия пара при $P=0,6$ МПа,

$h_{\text{сеп}}^6 = 671$ кДж/кг-энтальпия воды из РНП

Тепло отданное продувкой в теплообменнике

$$G^B_{\text{сеч}} = G_{\text{прод}} - D_{\text{сеп}} = 28,8 - 12,0 = 16,8 \text{ т/ч} \quad (1.33)$$

Расход сырой воды на ХВО

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

в) Расчет деаэратора подпитки цикла

$$G^{\text{цикла}}_{\text{подл}} = G^B_{\text{сеч}} + G_{\text{ут}} + G^{\text{пот}}_{\text{мх}} + (D_{\text{мх}} - G^{\text{пот}}_{\text{мх}}) \quad (1.34)$$

$$G^{\text{цикла}}_{\text{подл}} = 16,8 + 57 + 1,8 + (9,4 - 1,8) = 83,2 \text{ т/ч}$$

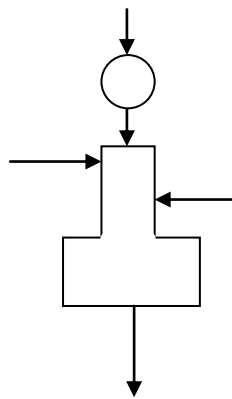


Рисунок 1.2

Температура воды в деаэраторе

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

(1.35)

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

Расход пара из эжектора в ДСВ

$$D_{п}^{д1} = G_{подн}^{цикла} k \cdot 10^{-3} = 83,2 \cdot 4,6 \cdot 10^{-3} = 0,38 \text{ т/ч} \quad (1.36)$$

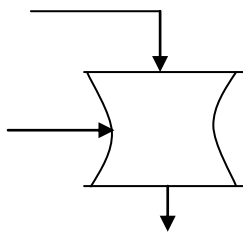
Расход пара на эжекторы

$$D_{п}^{эж} = U D_{п}^{д1} = 0,3 \cdot 0,38 = 0,12 \text{ т/ч} \quad (1.37)$$

Суммарный расход пара

$$D_{эж}^1 = D_{п}^{эж} + D_{п}^{д1} = 0,12 + 0,38 = 0,5 \text{ т/ч} \quad (1.38)$$

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



$$G_{сет.в} \frac{G_{подн}^{мс} (h_{\delta}^1 - h_{подн})}{h_{св} - h_{\delta}^1} = \frac{8875(167 - 159)}{482 - 167} = 221 \text{ т/ч} \quad (1.39)$$

где $h_{\delta}^1 = 167$ кДж/кг-энтальпия перегретой воды

$h_{подн} = 159$ кДж/кг- энтальпия подпиточной воды

$h_{св} = 482$ кДж/кг- энтальпия сетевой воды

Рисунок 1.3

[4].

Данные расчета сводятся в таблицы 1.2,1.3.

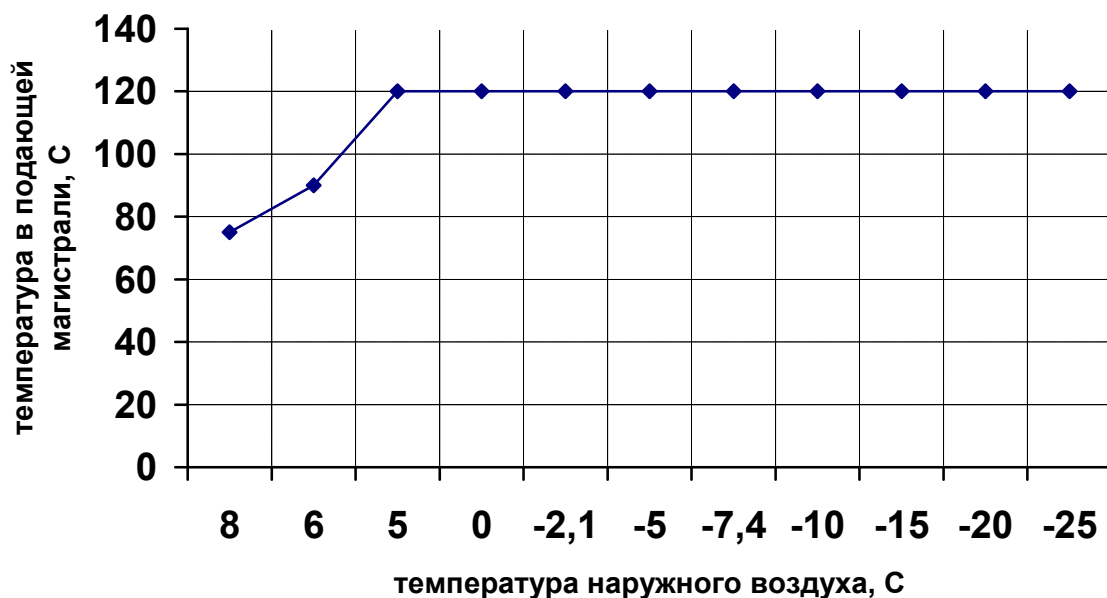
Таблица 1.2-Сводная таблица тепловых нагрузок внешних потребителей и СН АТЭЦ-2

| № п/п | Наименование величин | Обозначение | Един. изм. | 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 мазухозайство | $D_{п}^{МХ}$ | т/ч | 9.36 | 7,76 | 7.16 | 5.06 |
| 3 | Расход пара 13 ата на | $D_{п}^{ЭЖ}$ | т/ч | 0.5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 |

| | | | | | | | |
|----|---|-------------------------|---------------|--------------|------------|------------|-------------|
| | эжекторы вакуумного деаэрата | | | | | | |
| 4 | Расход пара 13 ата на подогрев подпиточной воды | $D_{п}^{под}$ | т/ч | 7,7 | 7,7 | 7,7 | 7,7 |
| 5 | Итого: | $D_{п}^{ПБ}$ $Q_{п}$ | т/ч Гкал/ч | 715,6 524 | 226 166 | 78,4 57 | 13,3 9,7 |
| II | Нагрузка по пару 1,2 ата: | | | | | | |
| 4 | На основные сетевые подогреватели | $Q_{осп}$ | Гкал/ч | 554 | 554 | 554 | 554 |
| 5 | 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 |

Температурный график

2. Описание основного и вспомогательного оборудования АТЭЦ-2.



2.1 Основное оборудование АТЭЦ-2.

Строительство Алматинской ТЭЦ – 2 начато с 1974 г. На станции впервые в стране введены в эксплуатацию котлоагрегаты паропроизводительностью 420 т/ч в сейсмическом исполнении. В 1980 – 1983 годы были введены в эксплуатацию 3 паровых котла типа БКЗ – 420 – 140 – 7С и 3 паровых турбины типа ПТ – 80/100 – 130/13. А в 1985 – 1989 годы были введены в эксплуатацию 4 паровых котла БКЗ – 420 – 140 – 7С,

одна паровая турбина типа Р – 50 – 130, и две паровые турбины типа Т – 110/120 – 130 – 5.[14]. Данные взяты с официального сайта www.ales.kz.

2.1.1 Технические описания и характеристики турбин.

Турбина паровая типа ПТ-80/100-130/13 конденсационная с двумя регулируемые отборами пара — производственным и 2-х ступенчатый 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.[2].

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 регулирующую 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 регулирующими клапанами, расположенными в передней части ЦНД.

Из ЦВД пар по четырем перепускным трубам поступает к паровым коробкам, регулирующих клапанов ЦНД. Передняя часть ЦНД выполнена литой из 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/см²;
- температура свежего пара перед АЗВ — 555°С.

Количество охлаждающей воды, проходящей через конденсатор — 8000 м³/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.).

При номинальных параметрах свежего пара, охлаждающей воды, полностью включенной регенерации, полном использовании пропускной способности турбины и максимальном пропуске пара в конденсатор величины регулируемых отборов при номинальном режиме составляют:

| $N_{эл}$ | $P_{п/отб}$ | $P_{нижн.}$ | $P_{верх.}$ | $D_{п/отб}$ | $D_{т/отб}$ | $T_{псг}^{вх}$ |
|----------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------|-------------|----------------|
| Мвт | Кгс/с м ² | Кгс/с м ² | Кгс/с м ² | т/час | т/час | °С |
| 80 | 13 | 0,35 | 1,0 | 185 | 132 | 42 |

Максимальная мощность турбины при отключенных регулируемых отборах и полностью включенной регенерации — 80 Мвт, ориентировочный расход пара при этом — 305 т/час.

Максимальная мощность турбины — 100 Мвт, получаемая при определенном сочетании производственного и теплофикационных отборов определяется диаграммой режимов.

При номинальной мощности турбины 80 Мвт и отсутствии производственного отбора максимальный расход на теплофикационный отбор составляет около 150 т/час.

Турбина имеет 7 нерегулируемых отборов пара для подогрева основного конденсата и питательной воды последовательно в ПНД, деаэраторе и в ПВД.

Данные об отборах пара для нужд регенерации при номинальной нагрузке и номинальных основных параметрах приведены в таблице:

| Потребитель | Давление в отборе (кгс/см ²) | Температура пара в отборе (°С) | Кол-во отбираемого пара (т/час) | Место отбора (за ступенью) |
|-------------|--|--------------------------------|---------------------------------|----------------------------|
| ПВД-7 | 45 | 420 | 26 | 9 |
| ПВД-6 | 26 | 345 | 32 | 13 |
| ПВД-5 | 13 | 265 | 10,5 | 17 |
| ПНД-4 | 4 | 160 | 28 | 21 |
| ПНД-3 | 1,0 | - | - | 25 |
| ПНД-2 | 0,34 | - | - | 27 |
| ПНД-1 | 0,033 | - | - | 29 |

Турбина снабжена валоповоротным устройством (ВПУ), вращающем РТ с частотой 3,4 об/мин. ВПУ отключается автоматически при повышении частоты вращения РТ более 3,4 об/мин.

Для сокращения времени прогрева турбины и улучшения условий пуска предусмотрен паровой обогрев фланцев и шпилек и подвод острого пара на переднее уплотнение ЦВД.

Концевые уплотнения роторов турбины лабиринтового типа выполнены без каминов.

Конденсационное устройство

Конденсационное устройство турбины состоит из:

- конденсатора;
- воздухоудаляющего устройства;
- конденсатных насосов;
- водяных фильтров.

Конденсатор типа 80 КЦС-1 состоит из двух поверхностей охлаждения:

– основного пучка, поверхность которого составляет 2345 м³ (охлаждающей средой является циркуляционная вода);

– встроенного пучка, для подогрева подпиточной или сетевой воды с поверхностью 655 м².

Охлаждающие трубки основного и встроенного пучка имеют отдельные камеры для подвода охлаждающей среды. Это позволяет производить их поочередное отключение для чистки от загрязнений со снижением нагрузки.

Снижение нагрузки при чистке определяется температурой выхлопной части цилиндра, которая не должна быть выше 70⁰С. Гидравлическое сопротивление основного пучка при расходе охлаждающей воды 6500 м³/час равно 3,8 м водяного столба, встроенного пучка 2,65 м водяного столба, при 1500 м³/час. Максимально допустимое рабочее давление внутри водяного пространства основного пучка составляет 2,5 кгс/см², встроенного 8,0 кгс/см².

Одновременное охлаждение конденсатора подпиточной и циркуляционной водой возможно при разнице температур на входе не более 20⁰С. Работа конденсатора только с включенным встроенным пучком разрешается при расходе пара в конденсатор не более 60 т/час и температуре горловины не более 70⁰С. Конденсатор имеет встроенную в паровую часть специальную камеру, в которой устанавливается секция ПНД-1. В конденсатор может быть принят максимальный добавок ХОВ в количестве до 100 т/час с температурой до 100⁰С.

Два основных (рабочий и резервный) трехступенчатых эжектора с арматурой и приборами и один пусковой эжектор, служащий для быстрого поднятия вакуума в конденсаторе до 500-600 мм ртутного столба, обеспечивают требуемый вакуум для нормальной работы турбины с нагрузкой и при пусках. Расход пара на пусковой эжектор составляет 1100 кг/час. Расход пара на основной эжектор составляет 700 кг/час. Источником питания эжекторов служить пар из пароуравнительного коллектора деаэраторов 6 кгс/см² и из коллектора пара 8÷13 кгс/см². Слив конденсата

рабочего пара основных эжекторов осуществляется по ступеням в конденсатор через гидрозатвор 10 м.

Три центробежных конденсатных насоса горизонтального типа КС-80-155 (на ТА ст. № 2 типа КСВ-125-140) предназначены для откачки основного конденсата и подачи его в деаэратор через холодильники основных эжекторов, охладители уплотнений турбины и подогреватели низкого давления. Нормально в работе находится один или два насоса, а третий является резервным. Производительность каждого насоса составляет 80 м³/час при манометрическом напоре около 155 м водяного столба.

Для срыва вакуума установлена задвижка на трубопроводе отсоса воздуха из конденсатора.

Для очистки охлаждающей воды от механических примесей перед маслоохладителями турбины установлены фильтры с поворотными сетками, позволяющими произвести промывку на ходу.

Абсолютное давление в конденсаторе определяется по формуле:

$$P_k = B \times H / 735,6 \text{ кгс/см}^2 \text{ (абс.)}.$$

где **В** — барометрическое давление в мм ртутного столба,

Н — вакуум в мм ртутного столба.

По прибору на БЩУ “-1” кгс/см² равен вакууму в 735,6 мм ртутного столба, а “0” кгс/см² — 0 мм ртутного столба.[2].

Паровая турбина Р-50-130/13 с мощностью 50 МВт выполнена на начальные параметры 12,75 МПа и 565 °С и противодавлением 1,0 – 1,8 МПа. Свежий пар из коллектора ТЭЦ подводится к стопорному крану, а от него по четырем паропроводам – к четырем регулирующим клапанам, установленным непосредственно на корпусе турбины. Из сопловых коробок, вваренных в корпус, пар поступает на одновенечную регулирующую ступень, затем проходит 16 нерегулируемых ступеней и направляется к тепловому потребителю. В систему регенерации входят 3 подогревателя высокого

давления, питаемых из выходного патрубка турбины и двух нерегулируемых отборов. Температура питательной воды 235°С.

Конструкция турбины в значительной степени унифицирована с конструкцией ЦВД турбины К-200-130; ротор выполнен цельнокованным, корпус – одностенным, с обоймами. Корпус турбины опирается на корпус подшипников с помощью лап. Фикспункт турбины расположен на фундаментальной раме заднего подшипника, и расширение турбины происходит в направлении переднего подшипника. Предназначен для непосредственного привода генератора типа ТВФ -63-2 мощностью 63 МВт.

Число регулируемых отборов, давления Р:

| | |
|------------|----------|
| I, ПВД-3 | 3,63 МПа |
| II, ПВД-2 | 2,16 МПа |
| III, ПВД-1 | 1,3 МПа |

Максимальный расход пара на турбину,

$$D_{\max} \quad 470 \text{ т/ч}$$

Номинальный расход пара на турбину,

$$D_{\text{ном}} \quad 385 \text{ т/ч}$$

На рис. 7.8 представлена конструкция турбины Р – 50 – 130.[16].

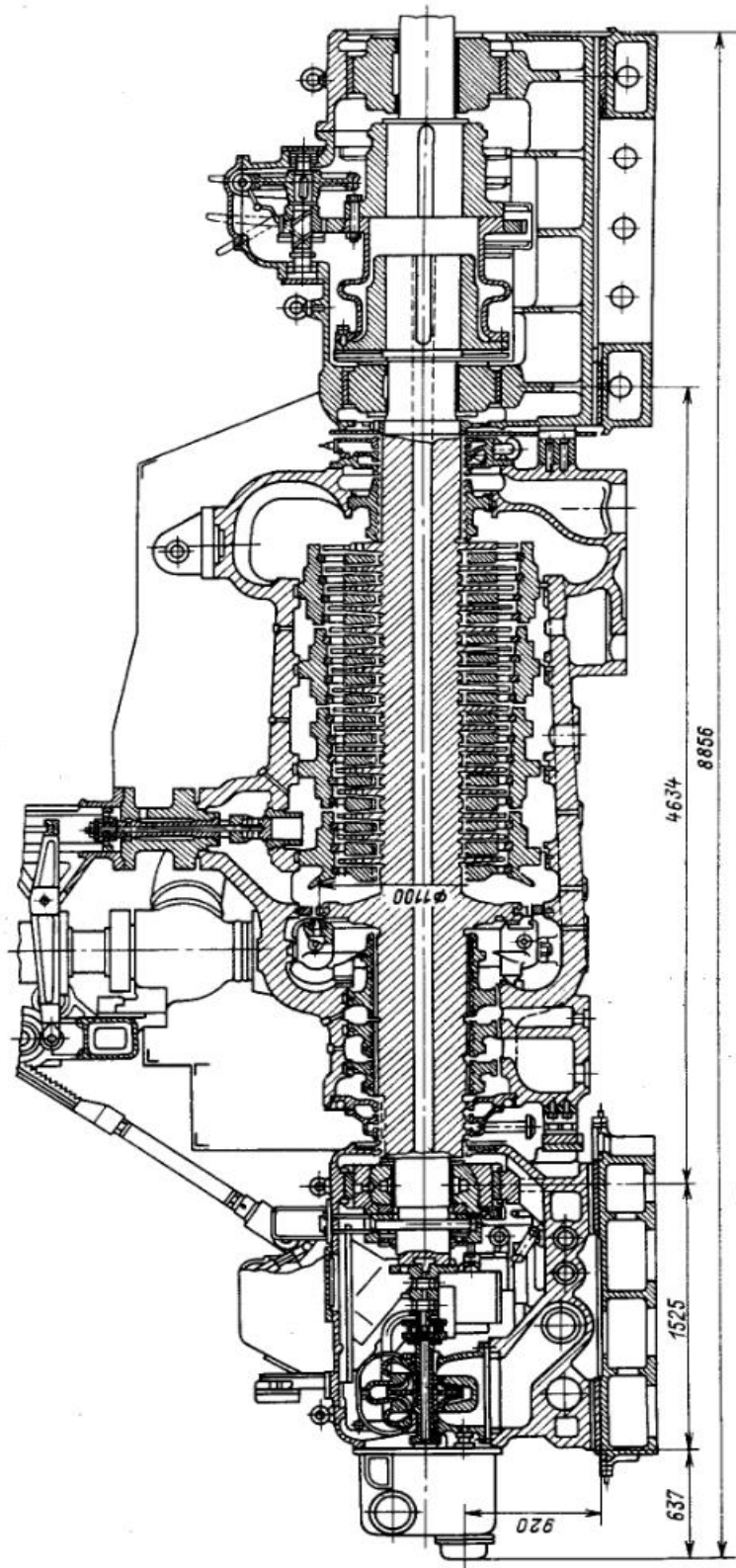


Рис. 7.8. Турбина Р-50-130/13 ЛМЗ

370

Паровая турбина Т-110/120-130, конденсационная с двумя регулируемыми отопительными отборами, номинальной мощностью 110 МВт, представляет собой трехцилиндровый агрегат и предназначен для непосредственного привода генератора типа ТВФ-120-12, и отпуска тепла на нужды теплофикации в количестве 175 гкал/ч.[16].

Номинальная мощность теплофикационных отборов 175 гкал/ч , обеспечивается при номинальных параметрах свежего пара:

давление, P_0 12,75 мпа

Пар подается через стопорный и регулирующие клапаны на ЦВД. ЦВД однопоточный, имеет двухвенечную регулируемую ступень и восемь дисков ротора среднего давления (РДС) откованы заодно с валом, остальные шесть–насадные.

ЦСД однопоточный, имеет по две ступени в каждом потоке, т.е. по одной регулирующей и одной ступени давления.[16]

Турбина имеет семь нерегулируемых отбора. Параметры отборов представлены в виде таблицы 2.1.

Таблица 2.1-Параметры нерегулируемых отборов турбины Т-110/120-130

| № отбора | Подогреватель | P, мПа | t, °C | x |
|----------|---------------------|--------|-------|-------|
| I | ПВД – 7 | 3,32 | 379 | |
| II | ПВД – 6 | 2,28 | 337 | |
| III | ПВД – 5 (деаэрагор) | 1,22 | 266 | |
| IV | ПНД – 4 | 0,57 | 190 | |
| V | ПНД – 3 | 0,294 | 130 | |
| VI | ПНД – 2 | 0,98 | - | 0,983 |
| VII | ПНД – 1 | 0,037 | - | 0,964 |

2.1.2 Техническое описание и характеристика котлов БКЗ-420-140

Котел Е-420-13,8-560 КТ (БКЗ-420-140-5)

Котел Е-420-13,8-560 КТ (БКЗ-420-140-5) предназначен для работы на экибастузском каменном угле для выработки перегретого пара на

тепловых электростанциях с теплофикационными турбинами на высокие параметры пара.[17].

Котел вертикально-водотрубный, однобарабанный, с естественной циркуляцией, однокорпусный, рассчитанный на высокие параметры пара в газоплотном исполнении, Т-образной сомкнутой закрытой компоновки.

Топочная камера с твердым шлакоудалением. Шлакоудаление механизированное, непрерывное, с помощью шнековых транспортеров и дробилок.

Топочная камера призматическая, открытого типа, с размерами в плане по осям труб 15,42x8,98 м. Топка экранирована цельносварными газоплотными испарительными стенками, выполненными из труб 60x6 мм (сталь 20) с вваркой полосы. Шаг труб в панелях равен 80 мм.

Боковые экраны топочной камеры в нижней части образуют скаты холодной воронки, а в верхней части - пережим и исполняют роль разделительных стенок трех газоходов.

Топка оборудована восемью двухпоточными по аэросмеси и вторичному воздуху вихревыми пылеугольными горелками со встроенными мазутными форсунками, расположенными на боковых стенах (по четыре на каждой) встречно на одной высотной отметке. Двухпоточная горелка позволяет эксплуатировать котел при отключении одной или двух мельниц со всеми работающими горелками, что повышает надежность работы горелок и экономичность котла в таких режимах.

Барабан котла сварной конструкции имеет внутренний диаметр 1600 мм с толщиной стенки 112 мм (сталь 16ГНМА).

Схема испарения двухступенчатая, с промывкой пара питательной водой. Первая ступень испарения включена непосредственно в барабан котла и представляет собой сочетание внутрибарабанных циклонов и промывочных устройств.

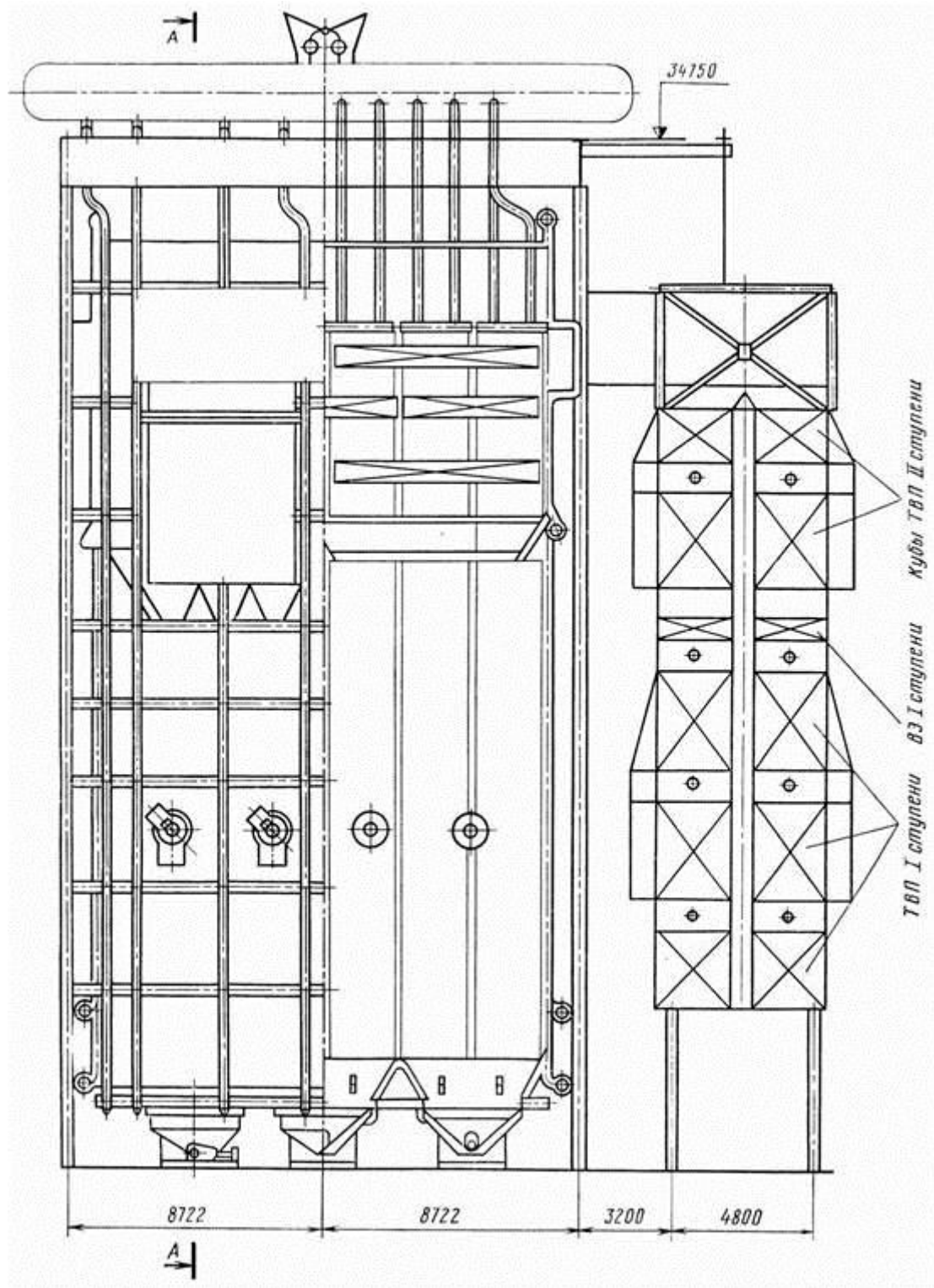
Вторая ступень испарения включена в две группы выносных сепарационных циклонов, имеющих наружный диаметр 426 мм. Вода из барабана к испарительным экранам подается по 16 стоякам диаметром 219 мм с толщиной стенки 20 мм (сталь 20). Пароводяная смесь из экранов в барабан отводится по трубам $\varnothing 159 \times 15$ мм (сталь 20).

Пароперегреватель радиационно-конвективного типа размещен в верхней части топочной камеры и в двух симметрично расположенных опускных газоходах. Два опускных газохода примыкают к боковым стенкам топочной камеры в верхней части.

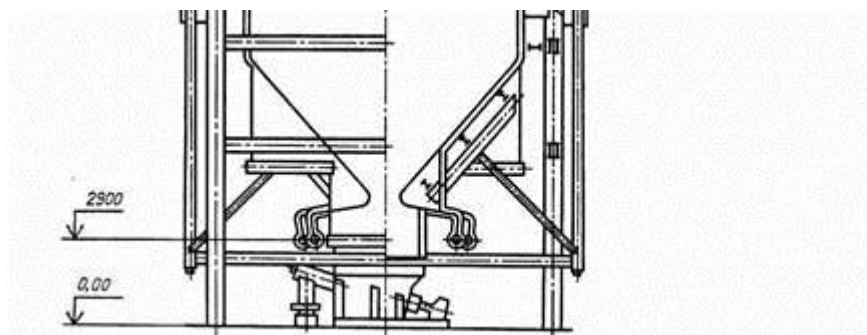
Потолок топочной камеры и опускных газоходов, а также фронтные и задние стенки опускных газоходов экранированы цельносварными газоплотными пароперегревательными панелями из труб $\varnothing 42 \times 5$ мм (сталь 20), с вваркой полосы толщиной 6 мм. Панели охлаждаются насыщенным паром. В среднем подъемном газоходе размещены ширмовые поверхности пароперегревателя, выполненные из труб $\varnothing 32 \times 5$ мм (сталь 12Х1МФ). В двух крайних опускных газоходах симметрично размещены поверхности конвективного пароперегревателя из труб $\varnothing 32 \times 4$ мм, $\varnothing 32 \times 5$ мм и $\varnothing 32 \times 4,5$ мм (сталь 20, 12Х1МФ, 12Х18Н12Т).

Все мембранные цельносварные панели топочных экранов, потолка и опускных конвективных газоходов жестко сварены между собой в единую газоплотную коробку. Надежность работы указанных соединений достигается благодаря циркуляции во всех панелях рабочей среды с приблизительно одинаковой температурой.

Блоки конвективного пароперегревателя крепятся на подвесных трубах.



Продольный разрез котла Е-420-13,8-560 КТ (БКЗ-420-140-5)



11150

Рис. 100. Поперечный разрез котла Е-420-13,8-560 КТ (БКЗ-420-140-5)

Тракт пара пароперегревателя состоит из двух независимых потоков. Температура перегретого пара регулируется двумя впрысками собственного конденсата: в рассечке ширм и перед выходной ступенью пароперегревателя.

Для защиты пароперегревателя от пережога при растопках применяется впрыск питательной воды в растопочном пароохладителе.

За конвективным пароперегревателем по ходу газов в каждом конвективном газоходе расположена вторая ступень водяного экономайзера.

Первая ступень водяного экономайзера и трубчатый воздухоподогреватель вынесены в отдельную конвективную шахту. Экономайзер выполнен из труб $\varnothing 32 \times 4$ мм (сталь 20).

Кубы воздухоподогревателя изготовлены из труб $\varnothing 40 \times 1,5$ мм (Ст. 3). Блоки первой ступени водяного экономайзера, расположенного между кубами воздухоподогревателя, установлены друг на друге и сварены между собой плотным швом, что снижает до минимума присосы холодного воздуха.

Топочная камера котла и пароперегреватель подвешены к собственному каркасу. Конвективная шахта установлена на собственном портале.

Котел оборудован тепловой камерой («теплым ящиком») для совместной изоляции перепускных труб и камер котла.

Обмуровка котла представляет собой натрубную изоляцию, из вулканитовых плит или асбоперлитовой напыляемой массы. Огнеупорные материалы применены только на амбразурах горелок гарнитуре.

Для очистки поверхностей нагрева котла предусмотрены обдувочные аппараты, а для очистки поверхностей нагрева вынесенной конвективной шахты - дробеочистительная установка.

Котел спроектирован с учетом возможности ремонта всех поверхностей нагрева внутри котла.

Котел снабжен необходимой арматурой, устройствами для отбора проб пара и воды и контрольно-измерительными приборами.

Процессы питания котла, регулирования температуры перегрева пара и горения автоматизированы.

Предусмотрены средства тепловой защиты технологических процессов.

Котел поставляют транспортабельными блоками.

Шлакоудаление твердое, со шнековыми транспортерами и дробилкой.

Топка оборудована шестью вихревыми горелками, расположенными в два яруса на фронтальной стене.

Барaban котла сварной конструкции с внутренним диаметром 1600 мм с толщиной стенки 112 мм (ст. 16 ГНМА).

Техническая характеристика котла БКЗ – 420 140

| | |
|---|----------|
| Паропроизводительность, | 420 т/ч |
| Давление пара на выходе из пароперегревателя, | 13,8 МПа |
| Температура: | |
| -перегретого пара | 560 °С |
| -питательной воды | 230 °С |
| -уходящих газов | 143 °С |
| КПД (брутто) гарантийный, | 90 % |
| Габаритные размеры котла: | |
| - ширина по осям колон | 19,5 м |

| | |
|------------------------|---------------|
| -глубина по осям колон | 20,0 м |
| -высота | 42,0 м. [17]. |

2.2 Выбор и описание вспомогательного оборудования.

2.2.1 Оборудование тепловой схем.

1) Расширители непрерывной продувки (РНП)

Непрерывная продувка барабанных котлов имеет целью поддержание в допустимых пределах концентраций солей в котловой воде и получение пара надлежащей чистоты.[18].

Для уменьшения потерь тепла с продувочной водой применяются расширители непрерывной продувки.

По нормам проектирования величина продувки составляет 1,0-1,5 % от паропроизводительности котла.

Величина продувки на один котел

$$D_{пр} = \alpha_{пр} D_{ка} = 0,014 \cdot 420 = 5,88 \text{ т/ч} \quad (2.1)$$

Коэффициент сепарации

$$K_{сеп} = \frac{h_{кв} \eta_{сеп} - h'_{пр}}{h''_p - h'_{пр}} = \frac{1620 \cdot 0,98 - 684,22}{2759,6 - 684,22} = \frac{903,38}{2075,38} = 0,435; \quad (2.2)$$

где $h''_p = 2759,6$ кДж/кг – энтальпия пара на выходе из РНП при $P_{рнп} = 0,65$ МПа;

$h'_p = 684,22$ кДж/кг – энтальпия воды из РНП

$h_{кв} = 1620$ кДж/кг – энтальпия котловой воды

$\eta_{сеп} = 0,98$ – КПД расширителя непрерывной продувки

Количество пара, образующегося в РНП

$$D_{рнп} = K_{сеп} D_{пр} = 0,435 \cdot 5,88 = 2,56 \text{ т/ч} = 2560 \text{ кг/ч} \quad (2.3)$$

Объем пара, образующегося в РНП

$$V = D_{рнп} V'' = 2560 \cdot 0,29258 = 749 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (2.4)$$

где $V'' = 0,29258$ м³/ч удельный объем сухого насыщенного пара при

$P_{рнп} = 0,65$ МПа.

Необходимый объем расширителя

$$V_{\text{рпн}} = (n_{\text{к}} \cdot V) / H = (2 \cdot 749) / 1000 = 1,49 \text{ м}^3 \quad (2.5)$$

где $n_{\text{к}}=2$ -количество котлов работающих на один РНП

$H=1000 \text{ м}^3 / \text{м}^3$ норма напряжения парового объема РНП.

По данным заводских каталогов РНП выбираем расширитель типа СП-1,5. Емкость расширителя $1,5 \text{ м}^3$. Наружный диаметр корпуса 800мм. Изготовитель Таганрогский завод «Красный котельщик».[18].

2) Подогреватели схемы регенерации

Производительность и число регенеративных подогревателей для основного конденсата определяется числом имеющихся у турбин для этих целей отборов пара.[2]

Регенеративные подогреватели устанавливаются без резерва.

Для турбинной установки типа Т-110-130 по каталогу «Теплообменное оборудование» выбираем комплект подогревателей:

ПВД-7 ПВ-425-230-35 М

ПВД-6 ПВ-425-230-23 М

ПВД-5 ПВ-425-230-13 М

ПНД-4 ПН-250-16-7 IV

ПНД-3 ПН-250-16-7 IV

ПНД-2 ПН-250-16-7 IV

ПНД-1 ПН-250-16-7 III

Оборудование конденсационной установки КГ-6200-2 поставляется в комплекте с турбоустановкой.

Для турбинной установки ПТ-80-130/13 регенеративная установка для подогрева питательной воды и конденсата турбины паром, отбираемым из промежуточных ступеней турбин состоит из четырех поверхностных подогревателей низкого давления, деаэратора 6 кгс/см^2 и трех поверхностных подогревателей высокого давления. В регенеративную схему включены также поверхностные охладители

рабочего пара основных эжекторов и охладители отсоса пара из уплотнений.

Конденсат турбины последовательно подогревается в основных эжекторах, охладителе пара уплотнений с эжектором типа ПС-50-1, ПНД-1, охладителе пара уплотнений ПН-130, ПНД-2, ПНД-3, ПНД-4 и поступает в деаэрактор 6 кгс/см^2 . Из деаэратора питательная вода забирается питательным электронасосом (ПЭН), направляется последовательно в ПВД-5, ПВД-6, ПВД-7 и поступает в котел. Водяная сторона всех ПНД находится под полным давлением конденсатных насосов, а ПВД — питательных насосов.

Поверхностные подогреватели низкого давления №№ 2, 3, 4 вертикальные, сварной конструкции. Трубная система состоит из латунных трубок, завальцованных в трубную доску. В паровой части конденсатора установлен подогреватель низкого давления №1, который состоит из одной секции горизонтального типа с водяной камерой и трубной доской с завальцованными латунными U-образными трубками. Подогреватели № 2, 3, 4 снабжены каждый регулирующим клапаном отвода конденсата из подогревателя, управляемого электронным регулятором уровня.

Конденсат греющего пара из подогревателей №№ 2, 3, 4 при малых нагрузках каскадом сливается в конденсатор. При нормальной работе под нагрузкой из подогревателя №2 конденсат откачивается сливным насосом в напорную линию основного конденсата перед подогревателем низкого давления №3. При аварийном переполнении ПНД-2 открывается слив конденсата в конденсатор. При повышении уровня конденсата в любом из ПНД производится закрытие задвижки на паропроводе отбора пара из турбины к соответствующему подогревателю и полностью открывается слив конденсата греющего пара в конденсатор.

Три поверхностных подогревателя высокого давления №№ 5, 6, 7 сварной конструкции, вертикального типа. Трубная система подогревателей состоит из стальных трубок. Подогреватели высокого давления снабжены

пароохладителями и охладителями конденсата, расположенными внутри подогревателей (охлаждающей средой является питательная вода), регулирующими клапанами отвода конденсата с электронными регуляторами уровня.

Конденсат греющего пара из подогревателей высокого давления каскадно через подогреватель №5 самотеком подается в деаэратор, при малых нагрузках слив автоматически переключается на подогреватель низкого давления №4.

ПВД-5, 6 снабжены предохранительными клапанами парового пространства для предотвращения повышения давления в них свыше $1,15 P_{\text{раб}}$.

ПВД снабжен групповой защитой от повышения уровня конденсата в корпусе любого подогревателя выше допустимого предела. Работа ПВД описана в инструкции по эксплуатации ПВД.

На паропроводах регенеративных отборов пара к ПВД и ПНД, кроме ПНД-1, и на паропроводах регулируемых отборов, кроме ПСГ-1, установлены клапаны обратные сервомоторные (КОС), предназначенные для предохранения ротора турбины от разгона и исключения расхолаживания горячих цилиндров турбины обратным потоком пара из подогревателей при сбросах электрической и тепловой нагрузок и отключении генератора от сети.

По каталогу имеем:

ПВД-7 ПВ-475-230-50- I, ПО «Красный котельщик», г. Таганрог

ПВД-6 ПВ-425-230-37 - I

ПВД-5 ПВ-425-230-25- I

ПНД-4 ПН-200-16-7- I,

Саратовский завод

энергомашиностроения

ПНД-3 ПН-200-16-7 I (СЗЭМ)

ПНД-2 ПН-130-16-7 II

ПНД-1 ПН-130-16-7 П

Оборудование конденсационной установки 80 КЦС-1 поставляется в комплекте с турбоустановкой.[2].

Для турбинной установки Р – 50-130/13 регенеративная установка.

Регенеративная установка предназначена для подогрева питательной воды паром, отбираемым на промежуточных ступенях турбины и состоит из трех поверхностных ПВД № 1, 2 и 3, рассчитанных для последовательного подогрева воды в количестве около 105% от максимального расхода пара турбиной.[7].

Каждый ПВД снабжен регулирующим клапаном отвода, конденсата, электронным регулятором уровня, воздействующем на регулирующий клапан отвода конденсата и поддерживающим заданный уровень конденсата в подогревателе, уравнивающим сосудом для присоединения датчика регулятора уровня.

Конденсат греющего пара ПВД каскадно через ПВД № 1 подается в деаэрактор 6 кгс/см².

С ПВД комплектно поставляется групповое защитное устройство, состоящее из автоматического клапана на входе воды в ПВД № 1, обратного клапана на выходе питательной воды из ПВД № 3. Автоматический клапан имеет два электрифицированных вентиля и трубопроводы силовой воды. Защитное устройство отключает группу ПВД и направляет питательную воду по байпасу в случае повышения уровня конденсата в корпусе любого из ПВД выше установленного.

Отсос пара из крайних камер лабиринтовых уплотнений турбины производится в специальный вакуумный охладитель типа ПС-50-1, снабженный эжектором, поддерживающим давление в охладителе 0,95-0,97 кгс/см². Отсос пара из промежуточных камер лабиринтовых уплотнений производится в охладителе ПСВ-90-7-15.

Все подогреватели снабжаются водоуказательными приборами и

местными приборами КИП.

На трубопроводах нерегулируемых отборов пара к ПВД установлены обратные клапаны, которые принудительно закрываются при:

- а) закрытии автоматического затвора;
- б) отключении генератора.

Данные по регенеративным отборам пара при номинальном режиме ($P_2 = 12 \text{ кгс/см}^2$) приведены в таблице:

| Подогреватель и | Параметры пара в камере отбора | | Количество отбираемого пара т/час |
|--------------------|---------------------------------------|-------------|---|
| | Давление кгс/см ² абс. | Температура | |
| ПВД № 3 | 37 | 401 | 18 |
| ПВД № 2 | 22 | 336 | 20 |
| ПВД № 1 | Зависит от включения деаэратора и БНТ | | |

2.1.1. Основные технические характеристики регенеративной установки:

| Наименование подогревателя | Тип | Поверхность нагрева м ² | Расход воды м ³ /час | Гидрав. сопротив. м.вод.ст. | Максим. давление в паровом простран. кгс/см ² | Вод. прост. кгс/см ² |
|---|-----------------|--|---------------------------------------|-----------------------------------|--|---------------------------------------|
| ПВД-1 | ПВ-425-230-23-1 | 425 | 480 | 31,5 | 23 | 230 |
| ПВД-2 | ПВ-425-230-35-1 | 425 | 480 | 31,5 | 33,8 | 230 |
| ПВД-3 | ПВ-500-230-50 | 500 | 480 | 30 | 50 | 230 |
| Охлад. пара с концевых камер уплотнения | ПС-50-1 | 50 | 150 | 3,5 | 2 | 16 |
| Охлад. пара из промеж. камер уплотнения | ПСВ-90-7-15 | 90 | 175 | - | 7 | 15 |

Для принудительного закрытия обратных клапанов отборов служат устройства из двух электромагнитных клапанов, КИСы автоматически

открывающихся при посадке стопорного клапана. При этом вода под давлением поступает на гидропривод КОС-ов отборов. Для постоянного заполнения и протока имеется байпас электромагнитных вентилей. После останова турбоагрегата закрыть вентиль на выходе воды из электромагнитных вентилей.[7].

3) Выбор деаэраторов питательной воды

На каждую турбоустановку устанавливается один деаэратор. Суммарный запас питательной воды на неблочных ТЭС в баках основных деаэраторов должен обеспечить работу в течение не менее семи минут.[10].

Для котла БКЗ –420-140 максимальный расход питательной воды

$$D_{пв} = (1 + \alpha + \beta) D_{ка} = (1 + 0,012 + 0,02) 420 = 433 \text{ т/ч} \quad (2.6)$$

где α, β -соответственно доли расхода питательной воды на продувку и собственные нужды.

Минимальная полезная вместимость деаэраторного бака (БДП)

$$V_{БДП} = \tau_{мин} \frac{V \cdot D_{пв}}{60} = 7 \frac{1,5 \cdot 433}{60} = 75,77 \text{ м}^3 \quad (2.7)$$

где $V = 1,5 \text{ м}^3/\text{т}$ –удельный объем воды

выбираем по ГОСТ деаэратор типа ДП-1000 с деаэраторным баком БДП-100 полезной емкостью 100 м^3 , производительность деаэраторной колонки ставит 1000 т/ч.[10].

Абсолютное давление в деаэраторной колонке 0,7 МПа.

4) Выбор питательных насосов

По нормам на ТЭС включенных в энергосистему, суммарная подача всех питательных насосов должна быть такой, чтобы в случае остановки любого из них оставшиеся в работе должны обеспечивать номинальную паропроизводительность всех установленных котлов.[10].

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

Расход питательной воды на котел БКЗ-420-140

$$D_{\text{пв}} = 433 \text{ т/ч,}$$

$$t_{\text{пв}} = 230^\circ\text{C}$$

Удельный объем воды

$$V_{\text{пв}} = 1,5 \text{ м}^3/\text{т}$$

Расчетное давление насоса должно обеспечить напор не менее 17,5 МПа.

Объемный расход питательной воды

$$D_{\text{пв}}' = V_{\text{пв}} \cdot D_{\text{пв}} = 1,5 \cdot 433 = 649,5 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (2.8)$$

По каталогу и расчетным данным выбираем питательный насос типа ПЭ-580-15 с характеристикой:

| | |
|-------------------------|-----------------------|
| подача | 580 м ³ /ч |
| давление насоса | 18,1 МПа |
| напор насоса | 2030 м |
| мощность привода насоса | 3650 кВт |
| КПД насоса | 80% |

Завод изготовитель ПО “Насосэнергомаш”, г. Сумы. [10].

2.2.2 Выбор котельно-вспомогательного оборудования

1) Максимальный часовой расход топлива на котел

$$B = \frac{D_{\text{ка}} (h_{\text{не}} - h_{\text{нг}})}{Q_{\text{н}}^{\text{п}} \eta_{\text{ка}}} = \frac{420 \cdot 10^3 (826,9 - 237,1)}{3790 \cdot 0,91} = 72,618 \frac{\text{кг}}{\text{ч}} \quad (2.9)$$

где $D_{\text{ка}} = 420 \text{ т/ч}$ - паропроизводительность котла

$h_{\text{не}} = 826,9 \text{ ккал/ч}$, $h_{\text{нг}} = 237,1 \text{ ккал/ч}$ - энтальпии перегретого пара и питательной воды. [9].

$Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 3790 \text{ ккал/кг}$ - Теплотворность топлива (экибастузского угля)

$\eta_{\text{ка}} = 0,91$ - КПД котла

2) Выбор тягодутьевых установок

а) Выбор дутьевого вентилятора

Расход воздуха на вентилятор

$$Q_{\text{взд}} = B \cdot V^0 (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{\text{пп}} + \Delta\alpha_{\text{вп}}) \frac{t_{\text{взд}} + 273}{273} = \quad (2.10)$$

$$= 72618 \cdot 4,25 (1,2 - 0,05 - 0 + 0,03) \frac{30 + 273}{273} = 404200 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$$

где $V^0 = 4,25 \text{ м}^3/\text{кг}$ – теоретическое необходимое количество воздуха;

$t_{\text{взд}} = 30^\circ\text{C}$ температура воздуха на входе в вентилятор;

$\alpha_T = 1,2$ – коэффициент избытка воздуха на выходе из топки;

$\Delta\alpha_T = 0,05$ – присосы в топке котла;

$\Delta\alpha_{\text{пп}} = 0$ – присосы в пылесистеме котла,

$\Delta\alpha_{\text{вп}} = 0,03$ – утечки в ТВП.

Производительность вентилятора

$$Q_{\text{вент}} = 1,1 \cdot Q_{\text{взд}} = 1,1 \cdot 404200 = 444620 \text{ м}^3/\text{ч}; \quad (2.11)$$

Напор вентилятора

$$H_{\text{вент}} = 1,15 \cdot \Delta H_{\text{п}} = 1,15 \cdot 3,5 = 4,025 \text{ кПа} \quad (2.12)$$

где $\Delta H_{\text{п}} = 3,5 \text{ кПа}$ – перепад давления в воздушном тракте котла.

По стандарту выбираем к установке два вентилятора типа ДН-26ГН

Подача $260300 \text{ м}^3/\text{ч}$

Напор $4,12 \text{ кПа}$

Мощность на валу 403 кВт

Б) Выбор дымососа

Расход газов на дымососы:

$$V_{\text{д}} = B [V_{\text{г}}^0 + [(\alpha_{\text{yx}} - \Delta\alpha) - 1] V_{\text{в}}^0] \frac{V_{\text{г}} + 273}{273} = \quad (2.13)$$

$$= 72618 [4,56 + [(1,33 - 0,05) - 1] 4,25] \frac{130 + 273}{273} = 616300 \text{ м}^3/\text{ч}$$

где $V_{\text{г}}^0 = 4,56 \text{ м}^3/\text{кг}$ – объем газов

$V_{\text{в}}^0 = 4,25 \text{ м}^3/\text{кг}$ – объем воздуха

$V_{\text{д}}$ – температура газов

$$V_{\text{д}} = V_{\text{yx}} - 10 = 140 - 10 = 130^\circ\text{C} \quad (2.14)$$

$\Delta\alpha = 0,05$ -Присосы в газоходе за воздухоподогревателем

Производительность дымососа

$$Q_{дс} = 1,1 V_{д} = 1,1 \cdot 616300 = 677930 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (2.15)$$

Напор дымососа

$$H_{дс} = 1,2 \cdot \Delta H_{п} = 1,2 \cdot 3,65 = 4,38 \text{ кПа} \quad (2.16)$$

где $\Delta H_{п} = 3,65$ кПа-сопротивление тракта газов

По стандарту выбираем два дымососа типа ДН-26ч2-0,65:

Подача $351000 \text{ м}^3/\text{ч}$

Напор $4,668 \text{ кПа}$

Мощность на валу 749 кВт [10].

3) Расчет и выбор оборудования пылесистемы

На АТЭЦ-2 схема пылеприготовления с прямым вдуванием пыли в топку котла и с молотковыми мельницами.

А) Выбор бункера сырого угля (БСУ)

По нормам проектирования [1], полезная емкость БСУ на котел принимается из расчета запаса угля не менее чем на 8 часов работы котла при сжигании каменного угля.

Объем бункера сырого угля:

$$V_{БСУ} = \frac{B_m}{\psi \gamma Z_B} = \frac{72,618 \cdot 8}{0,8 \cdot 1,0 \cdot 2} = 363 \text{ м}^3 \quad (2.17)$$

где $B = 72,618 \text{ т/ч}$ -расход топлива на котел;

$m = 8$ час-запас угля в бункере ;

$\gamma = 1,0 \text{ т/м}^3$ -насыпной вес угля

$Z_B = 2$ -количество бункеров на котел.

Б) Выбор мельниц

По нормам [1], при установке на котел четырех мельниц производительность каждой выбирается такой, чтобы при остановке одной мельницы остальные обеспечили 90%-ную производительность котла:

$$V_m = \frac{0,9B}{Z_m - 1} = \frac{0,9 \cdot 72,618}{4 - 1} = 21,78 \text{ т/ч} \quad (2.18)$$

Выбираем к установке четыре молотковые мельницы типа ММТ-200/2590-750К:

| | |
|--------------------|-----------|
| Производительность | 22,4т/ч |
| Частота вращения | 750об/мин |
| Диаметр | 200мм |
| Длина | 2590мм |

В) Выбор питателей угля

Для питания углем молотковой мельницы выбираем скребковые питатели типа ПС-700/6080 с производительностью от 5 до 40 т/ч по одному на мельницу.[10].

3. Топливное хозяйство ТЭЦ

Тракт топливоподачи состоит из следующих сооружений:

1. Разгрузочное устройство, состоящее из двух роторных четырехпорных 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.[3].

2. Дробильный корпус, оборудованный двумя молотковыми дробилками типа Д 20х20 производительностью 1000 т/ч каждая.

3. 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 бункера с решетками, с помощью качающихся питателей.

4. Основной тракт топливоподачи, состоящий из ленточных конвейеров 1 и 2 подъема, шириной ленты 1400 мм. На втором подъеме топливо

взвешивается ленточными весами типа ЛТМ. Для предохранения дробилок и мельниц на конвейерах ст. №2 и №3 установлены магнитные сепараторы: шкивные и подвесные.

5. Топливоподача в пределах главного корпуса, где производится загрузка бункеров сырого угля с помощью двухсторонних стационарных плужковых сбрасывателей. В башне пересыпке главного корпуса установлены пробоотборные установки в комплекте с дробильно-делительной установкой.

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

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

Мазутное хозяйство на Алматинской ТЭЦ-2 рассчитано на прием восьми 60-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:

1. Сливной железнодорожной эстокады длиной 100 м с приемной емкостью, оснащенной четырьмя погружными насосами.
2. Склада мазута, состоящего из трех надземных металлических резервуаров по 1000 м³.
3. Мазутонасосной, сблокированной с маслоаппаратной.

Топливное хозяйство АТЭЦ-2 выполнено с учетом норм проектирования. Подача топлива в котельную осуществляется двухниточной ленточной системой. Подача топлива на склад осуществляется однопиточной системой.

В тракте топливоподачи установлены молотковые дробилки тонкого дробления. На конвейерах устанавливаются металлоотделители и металоуловители.

Для разгрузки железнодорожных вагонов с углем применяется вагоноопрокидыватель производительностью 700-900т/ч роторного типа.

Уголь, разгружаемый вагоноопрокидывателем попадает в приемные бункера. Из приемных бункеров уголь при помощи ленточного питателя отправляется на две нитки контейнера и транспортируется до узла пересыпки. В узле пересыпки уголь пересыпается на одну из ниток контейнера и транспортируется в дробильный корпус. Из дробильного корпуса уголь отправляется на склад при помощи плужковых сбрасывателей и конвейеров, либо, пройдя через веерообразные решетки в дробилки, а затем на собственную нитку контейнеров, которыми транспортируются в узел пересыпки главного корпуса ТЭЦ. [3].

3.1.1 Емкость топливного склада

Емкость склада выбирается с учетом запаса топлива на складе на 30 суток.

$$V=24 \cdot \eta_{\text{ка}} \cdot Vt = 24 \cdot 7 \cdot 72.618 \cdot 30 = 365995 \text{ т} \quad (3.1)$$

где $\eta_{\text{ка}}=7$ -число котлов на ТЭЦ; [10].

$V=72,618$ т/ч-расход топлива на один котел;

$t=30$ суток - запас топлива на складе.

3.1.2 Площадь склада топлива

Площадь склада нетто:

$$F_{\text{н}} = \frac{V}{kH_M\gamma_y} = \frac{365995}{0.8 \cdot 20 \cdot 1.0} = 22874.6 \text{ м}^2; \quad (3.2)$$

где $k=0,8$ -коэффициент формы штабеля;

$H_M=20$ м -высота штабеля угля;

$\gamma_y=1,0$ т/м³-удельный вес угля.

Площадь склада брутто, т.е. с учетом проездов, проходов и т.п.[10].

$$F_{\text{бр}} = 1,3 F_{\text{н}} = 1,3 \cdot 22874,6 = 29737 \text{ м}^2 \quad (3.3)$$

3.2 Расчет и выбор оборудования топливоподачи

3.2.1 Выбор вагоноопрокидывателя

Согласно норм проектирования [1], при производительности топливоподачи:

$$V_c = n_{ка} V = 7 \cdot 72,618 = 508,3 \text{ т/ч} \quad (3.4)$$

На ТЭЦ устанавливается один вагоноопрокидыватель роторного типа производительностью 700÷900т/ч.

3.2.2 Определение ширины ленты транспортера и выбор ленты

Ширина ленты транспортера

$$B = \sqrt{\frac{B_{cm}^p}{\sigma \gamma K_\alpha K_\beta}} = \sqrt{\frac{559,1}{2 \cdot 1 \cdot 295 \cdot 0,98}} = 0,98 \text{ м} \quad (3.5)$$

где B_{cm}^p -расчетная производительность каждой нитки конвейеров

$$B_{cm}^p = 1,1 V_c = 1,1 \cdot 508,3 = 559,1 \text{ т/ч} \quad (3.6)$$

Выбираем по стандарту с учетом запаса 200÷300 мм ленту шириной $B=1200$ мм.[10].

3.2.3 Выбор дробильной установки

Производительность дробильной установки

$$V_{др} = \frac{B_{cm}^p}{Z_d} = \frac{559,1}{2} = 280 \text{ т/ч}; \quad (3.7)$$

где $Z_d = 2$ -количество одновременно работающих дробилок.

Согласно норм проектирования [1] устанавливаем четыре дробилки, производительностью в сумме 1000 т/ч. [9].

3.2.4 Растопочное мазутное хозяйство

Для ТЭС на твердом топливе выполняется растопочное мазутное хозяйство.

По нормам проектирования [1], емкость резервуаров выбирается с учетом суммарной паропроизводительности котлов ТЭЦ.

При суммарной паропроизводительности котлов

$$\Sigma D_{пк} = n_{ка} D_{ка} = 7 \cdot 420 = 2940 \text{ т/ч} \quad (3.8)$$

По нормам [1], растопочное мазутное хозяйство должно иметь три резервуара емкостью по 1000 м³.

Емкость приемного резервуара 200 м³. [6].

4. Техническое водоснабжение ТЭЦ

На АТЭЦ-2 применяется оборотная система технического водоснабжения с градирнями.

Расход технической воды на ТЭЦ

$$W_{\text{тех.в}} = \sum_1^n W_k + W_{zo} + W_{mo} + W_{подш} = n_{\text{Т}}^{\text{ПТ}} W_K^{\text{ПТ}} + n_{\text{Т}}^{\text{Т}} W_K^{\text{Т}} + W_{zo} + W_{mo} + W_{подш} = \quad (4.1)$$
$$= 3 \cdot 6250 + 2 \cdot 13500 + 140 + 550 + 1160 = 47600 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

где по техническим характеристикам расход воды на конденсаторы турбин:

$n_{\text{Т}}^{\text{ПТ}} = 3$ – количество турбин ПТ-80/100-130/13

$W_K^{\text{ПТ}} = 6250 \text{ м}^3 / \text{ч}$

$n_{\text{Т}}^{\text{Т}} = 2$ – количество турбин Т-110/120-130

$W_K^{\text{Т}} = 13500 \text{ м}^3 / \text{ч}$

По данным норм и правил технической эксплуатации расходы воды на:

- Газоохладители $W_{го} = 140 \text{ м}^3 / \text{ч}$
- Маслоохладители $W_{мо} = 550$
- Подшипники $W_{подш} = 1160$

На ТЭЦ устанавливаем 6 вентиляторных градирен, двухсекционных с поверхностью охлаждения 648 м²/с и расходом воды через одну секцию градирни 4000 м³/ч при параметрах окружающего воздуха $t_{\text{нар}} = 30^\circ\text{C}$, В=760 мм рт. ст.

В системе с оборотным водоснабжением напор циркуляционных насосов определяется с учетом потребного свободного напора перед брызгальными соплами

$$H_{\text{цн}} = H_{\text{г}} + \Sigma h_{\text{с}} + h_{\text{бр}} = 14 + 5 + 5 = 24 \text{ м} \quad (4.2)$$

где $H_r = 14$ м вод.ст.-геодезическая высота подачи воды

$\Sigma h_c = 5$ м.вод..ст -сумма гидравлических сопротивлений водоводов

$h_{бр} = 5$ м. вод..ст-свободный напор воды перед брызгальными соплами

Выбираем циркуляционные насосы D-6300-2:

Подача $6300 \text{ м}^3/\text{ч}$

Напор 27 м вод.ст.

5. Химводоочистка

На ТЭЦ производительность химводоочистки (ХВО) складывается из подпитки котлов и подпитки тепловых сетей.

Подпитка котлов определяется с учетом покрытия потерь конденсата в размере 2% установленной паропроизводительности котлов и собственных нужд ХВО, [1].

Производительность ХВО подпитки паровых котлов

$$D_{\text{ХВО}}^{\text{п/к}} = 0,02 \cdot \Sigma D_{\text{ка}} + D_{\text{сн}}^{\text{доп}} = 0,02 \cdot 2940 + 25 = 84 \text{ т/ч} \quad (5.1)$$

где $\Sigma D_{\text{ка}}$ -суммарная паропроизводительность котлов

$$\Sigma D_{\text{ка}} = n_{\text{ка}} D_{\text{ка}} = 7 \cdot 420 = 2940 \text{ т/ч} \quad (5.2)$$

Производительность ХВО подпитки тепловых сетей, для открытых систем теплоснабжения определяется расходом сетевой воды в тепловую сеть

$$D_{\text{ХВО}}^{\text{п/тс}} = G_{\text{свт.в}} = 8875 \text{ т/ч} \quad (5.3)$$

производительность ХВО

$$D_{\text{ХВО}} = D_{\text{ХВО}}^{\text{п/к}} + D_{\text{ХВО}}^{\text{п/тс}} = 84 + 8875 = 8959 \text{ т/ч} \quad (5.4)$$

Расход сырой воды на ХВО

$$G_{\text{св}} = 1,25 \cdot D_{\text{ХВО}} = 1,25 \cdot 8959 = 11188 \text{ т/ч} \quad (5.5)$$

Обессоливающая установка Алматинской ТЭЦ-2 предназначена для подготовки воды, идущей в качестве добавочной к питательной воде котлов высокого давления типа БКЗ-420-140-7с.

Проектная производительность обессоливающей установки с учетом расхода воды на собственные нужды 140 м³/ч.

Обессоливающая установка запроектирована по типу «гребенка».

Схемой предусматривается экономия химических реагентов, достигаемая парными регенерациями фильтров и экономия воды на собственные нужды, достигаемая повторным использованием отмывочных вод.

Из маш. зала ТЭЦ исходная вода, подогретая во встроенных пусках конденсаторов турбин, поступает по одному из трубопроводов сырой воды Ду 1020 мм на обессоливающую установку: проходит Н-катионитные фильтры 1 ступени, анионитные фильтры 1 ступени, Н-катионитные фильтры 2 ступени, декарбонизатор и стекает в бак декарбонизованной воды.

Оттуда насосом частично – обессоленной воды подается на анионитные фильтры 2 ступени, после которых вода поступает в баки запаса обессоленной воды и чистого конденсата, оттуда насосами баков запаса конденсата подается в главный корпус.

Краткая характеристика оборудования

В схему обессоливающей установки входит следующее оборудование:

- Н-катионитные фильтры 1 ступени (К-1-1, 1-2, 1-3, 1-4), d=3000 мм, (К-1-5) d=3400 мм, ионообменный материал – смола Lewatit S – 100 (hзагр. = 1,8 м, Sф=7,1 м², Q (К1-1,2,3,4)-85 м³/ч, Q(К1-5)-120 м³/ч (Sф=9,1 м²);

- Н-катионитные фильтры 2 ступени (К2-1, 2-2, 2-3), d=2600 мм, ионообменный материал (К2-1, 2-2)- смола «КУ-2-8», hзагр – 1,7 м, (К2-3) – смола Lewatit S – 100, hзагр = 1,8 м, Sф – 5,3 м², Q – 100 м³/ч;

- анионитные фильтры 1 ступени (А1-1, 1-2, 1-3) d=3000 мм, ионообменный материал – смола Lewatit МР – 62, hзагр – 1,2 м, Q- 100 м³/ч;

- анионитные фильтры 2 ступени (А2-1, 2-2, 2-3), d=2600 мм, hзагр – 1,8 м, Q- 80 м³/ч, (А=2-4), d=3400 мм, hзагр – 1,9 м, ионообменный материал – смола АВ-17-8, Q= 130 м³/ч;
- фильтры гидрперегрузки (ГП-1,2) d=2600 мм;
- декарбонизатор (ДОУ-1,2), Q-200 м³/ч;
- бак декарбонизованной воды (1,2), V=100 м³;
- вентилятор к декарбонизатору (ВОУ – 1,2) тип Ц-70-6, Q-8000 м³/ч;
- бак щелочных вод (БЩВ), V=200 м³;
- бак кислых вод (БКВ), V=200 м³;
- мерник щелочи (БМЩ-4,5) , V=8 м³;
- мерник щелочи (БМЩ-1,2,3), V=4 м³;
- мерник кислоты (БМК-1,2), V=8 м³;
- насос частично-обессоленной воды (НЧОВ-1,2), тип Х160/49 К, Q-160 м³/ч, Н – 49 м в. ст.;
- насос бака щелочных вод (НВА-1,2), тип Х100-80-160, Q-100 м³/ч, Н-32 м в. ст.;
- насос бака кислых вод (НВК-1,2), тип Х 100-80-160, Q-100 м³/ч, Н-32 м в. ст.;
- дренажный насос фильтрового зала (ДН-1,2), тип Х 160/29, Q-160 м³/ч, Н-29 м в. ст.;
- насос обессоленной воды (НОВ-1,2) тип Х90/85, Q-90 м³/ч, Н-85 м в. ст.;
- насос дозатор щелочи (НДЩ-1,2) тип НД-400/16, Q-0,4 м³/ч, Н-160 м в. ст.;
- насос перекачки БЗК (НБЗК-1,2,3), тип К186/30, Q=160 м³/ч, Н-30 м в. ст.;
- эжектор обессоливающей установки (ЭОУ-1,2), Q-90 м³/ч;
- бак – нейтрализатор (Н-1,2), V-400 м³;

- насос циркуляции нейтрализатора (НЦН-1), тип Х160/49К, Q-160 м³/ч, Н-49 м в. ст.;

- насос перекачки нейтрализатора (НПН-1), тип Х90/33, Q-90 м³/ч, Н-33 м в. ст.

На ТЭЦ установлены барабанные котлоагрегаты, поэтому согласно норм проектирования [1] выбирается схема водоподготовки с осветителями и полным химическим обессоливанием.

В схеме ХВО, в осветителях происходит коагуляция с известкованием и магниальным обескремниванием. Осветленная вода проходит последовательно 1 ступень Н-катионитных и ОН-анионитных фильтров затем подается в декарбонизатор. После удаления из воды СО₂ идет очистка во 11 и 111 ступенях Н-катионитных и ОН-анионитных фильтрах.

Химически очищенная вода подается в бак чистой химочищенной воды, откуда может быть подана на подпитку цикла.

6. 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 12 м 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.[4].

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 машинного зала размещены фундаменты турбогенераторов, конденсаторы, питательные, конденсатные и дренажные насосы, пусковые и резервные электрические маслонасосы, насосы охл. 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 деаэраторов 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 φ = 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 – 26.2 - 0,65 установлены вне главного корпуса, открыто, за рядом «Е». Со стороны постоянного и временного торцов и в осях 24 - 25 главного корпуса предусмотрены монтажно-ремонтные площадки с автомобильными въездами.[4].

7. Генеральный план АТЭЦ – 2.

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

Площадка Алматинской ТЭЦ – 2 сложена толщей лессовидных просадочных суглинков, которая подстиляется песками с глубиной переходящими в гравийные и галечниковые группы (суглинки просадочны до глубины 13м (макс. 18м).[4].

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

Грунтовые воды не агрессивны к строительным коммуникациям.

Нормативная глубина промерзания грунтов 100 см.

Сейсмичность площадки больше 9 баллов.

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

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

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

Несущая способность по грунту буронабивной сваи диаметром 120 см (уширение 210) и диаметром 60 см (уширение 160) соответственно равна 300 т и 90 т.

Общая площадь земель, отчуждённых для строительства ТЭЦ, равна около 500 га. В том числе:

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

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

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

В дипломном проекте рассматриваются только генплан площадки электростанции и строй базы.

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

За пределами ограды с западной стороны расположена пристанционная железная дорога и станция (общая для ряда предприятий), здесь же

располагается вагоноопрокидыватель для разгрузки угля, приобъектный склад ОКСа, размораживающее устройство. Далее с необходимым противопожарным разрывом – мазутохозяйство и мазутохранилище РКТ (Алматинского предприятия тепловых сетей). С северной стороны к электростанции примыкает стройплощадка с бетонно-растворным узлом, автобазой и двумя укрупнительно-сборочными площадками для сборки металлоконструкций каркаса главного корпуса и блоков котла.

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

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

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

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

Вертикальная планировка территории электростанции выполнена с сохранением по возможности естественного рельефа местности при минимальном объёме земляных работ. В то же время она вполне обеспечивает отвод поверхностных вод от зданий и сооружений по кратчайшему пути к лоткам и кюветам открытой системы водопровода и к дождеприёмникам ливневой канализации (замасленные и замазученные стоки подвергаются очистке). Минимальные уклоны планируемых площадей принимаются в пределах 0,005 – 0,008. Вдоль наружных стен зданий имеются

отмостки шириной превышающей вынос карниза на 200 мм, но не менее 500 мм, с уклоном 0,03 – 0,10, направленным от стен зданий .

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

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

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

Озеленение территории электростанции выполнено древесно-кустарниковыми насаждениями в сочетании с травянистыми газонами и клумбами. В зелёных массивах проектом предусмотрены благоустроенные площадки для отдыха. [14].

Генплан разработан с учётом возможного расширения ТЭЦ.

7.1 Основные технико-экономические показатели компоновки генплана.

1. Площадь в ограде электростанции $F = 38$ га
2. Площадь занятая зданиями $F_{зд} = 10$ га
3. Площадь занятая зданиями и сооружениями $F_{сум} = 16$ га
4. Удельная площадь промплощадки

$$F_{уд} = \frac{F}{N} = \frac{38}{620} = 0,061 \text{ га/Мвт} \quad (7.1)$$

5. Коэффициент использования территории

$$K_{\text{ТЕР}} = \frac{F_{\text{СУМ}}}{F} 100\% = 42,1\% \quad (7.2)$$

6. Коэффициент застройки

$$K_{\text{ЗАСТР.}} = \frac{F_{\text{ЗД}}}{F} 100\% = 26,3\% \quad (7.3)$$

Повторяемость направлений ветра (числитель), %; средняя скорость ветра по направлениям (знаменатель), м/с; повторяемость штилей, %; максимальная и минимальная скорость ветра, м/с. (по нормам проектирования “Строительная климатология и геофизика”. СНИП-01.01.82.).[4].

Таблица 7.1- Повторяемость направлений ветра

| Месяц | С | СВ | В | <i>ЮВ</i> | Ю | ЮЗ | З | СЗ | Штиль |
|--------|-----------------|------------------|-----------------|------------------|------------------|------------------|-----------------|-----------------|-------|
| Январь | $\frac{9}{1,4}$ | $\frac{12}{1,5}$ | $\frac{7}{1,4}$ | $\frac{23}{1,8}$ | $\frac{16}{1,8}$ | $\frac{20}{1,9}$ | $\frac{7}{1,7}$ | $\frac{6}{1,3}$ | 34 |
| Июль | $\frac{5}{1,9}$ | $\frac{11}{2,0}$ | $\frac{6}{1,6}$ | $\frac{45}{2,8}$ | $\frac{17}{2,8}$ | $\frac{8}{2,4}$ | $\frac{4}{2,2}$ | $\frac{4}{1,9}$ | 13 |

Преобладающими являются ветры южных направлений (юго-восточного, южного, юго-западного): 59 % - в январе, 70 % - в июле.

8. Экономическая часть

Расчет эффективности расширения Алматинской ТЭЦ – 2.

В данном разделе рассматриваются вопросы экономики в расширении Алматинской ТЭЦ-2. Определяется себестоимость отпуска тепловой и электрической энергии.

Краткая характеристика Алматинской ТЭЦ-2

Алматинская ТЭЦ-2 построена в две очереди:

1 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.

2 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.

На начало 2013 года установленная мощность станции составила:

- электрическая - 510 МВт
- тепловая - 1176 Гкалл/ч

Располагаемая мощность составила:

- электрическая - 410 МВт
- тепловая - 768 Гкалл/ч

Максимальная тепловая нагрузка составила 734 Гкалл/ч.

Данные взяты с официального сайта «АлЭС» www.ales.kz

Задание.

Расчет производим по методическому указанию Парамонов С.Г. Методические указания к выполнению курсовой работы для студентов специальности 5В071700 – Теплоэнергетика, специализации «Тепловые электрические станции», «Промышленная теплоэнергетика». – Алматы: АУЭС, 2013. – 17 с.

Увеличиваем установленную мощность станции до 600 МВт. Для увеличения установленной мощности ТЭЦ, устанавливаем дополнительно турбину с мощностью 90 МВт. Выбираем турбину ПТ-90/120-130/10-1М.

Рассчитываем себестоимость отпуска тепловой и электрической энергии, при установленной мощности 510 МВт и 600 МВт.

Исходные данные:

Установленная электрическая мощность станции.

$$N_y = 510 \text{ МВт}$$

Годовой объем выработки электрической энергии.

$$\mathcal{E}_b = N_y * h_3^y, \text{ кВт*ч}$$

где h_3^y - Использование установленной мощности – электрической;

N_y – установленная электрическая мощность станции.

Данные с сайта www.ales.kz

$$\mathcal{E}_B = N_y * h_y^y = 510 * 10^6 * 5083 = 2592 * 10^6 \text{ кВт*ч}$$

Годовой объем выработки тепловой энергии

$$Q_B = Q_T^y * h_T^y, \text{ Гкал}$$

где h_T^y – использование установленной мощности – тепловой.

Q_T^y – установленная тепловая мощность станции.

$$Q_B = Q_T^y * h_T^y = 1176 * 2610 = 3069,3 * 10^3 \text{ Гкал}$$

Удельный расход топлива на выработку одного кВт*ч электрической энергии

$$b_T^3 = 360,7 \text{ г. у.т./кВт*ч}$$

Удельный расход топлива на выработку одной Гкал тепловой энергии

$$b_T^T = 220,7 \text{ кг. у.т./Гкал. Данные с сайта } \langle a href="http://www.ales.kz">www.ales.kz$$

Годовой отпуск электрической и тепловой энергии

$$\mathcal{E}_{от} = \mathcal{E}_B * (1 - \mathcal{E}_{сн}), \text{ кВт*ч}$$

$$Q_{отп} = Q_B * (1 - Q_{сн}), \text{ Гкал}$$

где $\mathcal{E}_{сн} = 7\%$ - расход электроэнергии на собственные нужды;

$Q_{сн} = 1\%$ - расход тепловой энергии на собственные нужды.

$$\mathcal{E}_{от} = \mathcal{E}_B * (1 - \mathcal{E}_{сн}) = 2592 * 10^6 * (1 - 0,07) = 2410,56 \text{ млн. кВт*ч}$$

$$Q_{отп} = Q_B * (1 - Q_{сн}) = 3069,3 * 10^3 * (1 - 0,01) = 3043,5 * 10^3 \text{ Гкал*ч} = 3043,51 \text{ тыс. Гкал}$$

Годовой расход топлива на выработку электрической и тепловой энергии

$$B_3 = \mathcal{E}_B * b_3 = 2592 * 10^6 * 360,7 = 934934,4 * 10^6 \text{ г.у.т.} = 935 \text{ тыс. т.у.т.}$$

$$B_T = Q_B * b_T = 3069,3 * 10^3 * 220,7 = 675,2 \text{ тыс. т.у.т.}$$

Расход топлива на ТЭЦ

$$B_y = B_3 + B_T = 935 + 675,2 = 1610,2 \text{ тыс. т.у.т.}$$

Расход натурального топлива

$$B_n = B_y / K_n \text{ тыс. т.н.т.}$$

где K_n – коэффициент перевода условного топлива в натуральное.

$$K_H = Q_H^P / Q_Y^P$$

где Q_H^P – низшая теплота сгорания топлива.

Для Экибастузского угля $Q_H^P = 3790$ кДж/кг, [5].

$$K_H = Q_H^P / Q_Y^P = 3790/7000=0,54$$

$$V_H = V_Y / K_H = 1610,2/0,54 = 2981,85 \text{ тыс. т.н.т.}$$

Составляющая затрат на топливо

$$Ц_T = 1300 \text{ тг/тнт}$$

Затраты на транспорт 1тнт

$$Ц_{тр} = R * (1,2-1,4) = 1315 * 1,22 = 1600 \text{ тг/тнт}$$

$$И_T = V_H * (Ц_T + Ц_{тр}) = 2981,85 * (1600 + 1300) = 8647,36 \text{ млн. тг.}$$

Расчет затрат на воду

Вода на технологические нужды: питание котлов водой, гидрозолоудаление, вода в конденсаторы, на подпитку тепловых сетей, на охлаждение газа, масла и механизмов, плата за воду в бюджет, затраты на химводоочистку:

$$И_B = Э_B * (1,1-1,3) = 2592 * 10^6 * 1,1 = 2851,2 * 10^6 \text{ тг.} = 2851,2 \text{ млн. тг.}$$

Основная заработная плата производственных работ.

Основной является заработная плата, начисленная за отработанное время или выполненную работу, при повременной или сдельной оплате труда. К основной заработной плате относятся доплаты и компенсационные выплаты, связанные с режимом работы и условиями труда (за работу во вредных или опасных условиях, в ночное время, в выходные и праздничные дни и др.), премии, а также оплата простоев не по вине работников. [13].

Затраты на основную зарплату:

$K_{ш} = 1,3$ для ТЭЦ с установленной мощностью более 500 МВт.

$$ЧП = K_{ш} * N_y = 1,3 * 510 = 663 \text{ чел.}$$

$$И_{озп} = ЧП * ЗП_{cp} \frac{\text{млн.тенге}}{\text{год}}$$

N_y – установленная мощность, 510 МВт

ЗП – средняя зарплата одного производственника в год, ЗП=1200000 тенге/год

$$I_{\text{озп}} = 663 \cdot 1200000 = 795,6 \text{ млн. тенге}$$

Дополнительная зарплата.

Дополнительная заработная плата начисляется за не проработанное время в соответствии с законодательством. К ней относится оплата всех видов отпусков, времени выполнения государственных обязанностей, льготных часов подростков и др. [24].

Берется в размере 14% от основной зарплате производственных рабочих:

$$I_{\text{дзп}} = 0,14 \cdot I_{\text{озп}} = 0,14 \cdot 795,6 = 111,38 \text{ млн. тенге}$$

Отчисления на социальное страхование с заработной платы производственных рабочих берется в размере 20% от суммы $I_{\text{озп}}$ и $I_{\text{дзп}}$

$$I_{\text{зпн}} = (795,6 + 111,4) \cdot 0,21 = 190,46 \text{ млн. тг./год}$$

Суммарный фонд заработной платы

Затраты на оплату труда включают заработную плату основного производственного персонала (осуществляющие технологический процесс – аппаратчики и операторы), вспомогательного (уход, надзор и ремонт – слесари, электрики, наладчики КИП), инженерно-технического персонала (мастера, технологи) и обслуживающего персонала (уборщица, грузчик) предприятия, включая премии рабочим и служащим за производственные результаты, стимулирующие и компенсационные выплаты, в том числе компенсации по оплате труда в связи с повышением цен, компенсация женщинам, находящимся в частично оплачиваемом отпуске по уходу за ребенком, а также оплата труда не состоящих в штате работников, занятых в основной деятельности. [25].

$$I_{\text{зп}} = I_{\text{зно}} + I_{\text{зпд}} + I_{\text{зпн}} = 795,6 + 11,38 + 190,46 = 1097 \text{ млн. тг.}$$

Затраты на амортизацию.

Амортизация основных фондов – это сумма амортизационных отчислений на полное восстановление элементов основных производственных фондов. Определяется она исходя из стоимости основных фондов и норм амортизационных отчислений.

Амортизация – процесс переноса стоимости основных производственных фондов на производимый продукт.

Амортизационные отчисления – элемент затрат предприятия на производство продукции. (Источник простого воспроизводства основных фондов).

Целевое использование амортизационных отчислений – финансирование замены элементов основных фондов.

Организация при принятии объекта определяет срок его полезного использования. Определенные предприятиями сроки полезного использования объектов необходимы для расчета норм (сумм) амортизационных отчислений.

Годовая сумма амортизационных отчислений определяется исходя из первоначальной стоимости или текущей (восстановительной) стоимости объекта и нормы амортизации, исчисленной исходя из срока полезного использования этого объекта.

Нормы амортизационных отчислений устанавливаются либо постановлениями правительства, либо руководством предприятия. [24].

Амортизационные отчисления при норме (8÷10)% составляет:

$$I_a = 0,08 \cdot K \text{ млн. тенге/год}$$

$$K = K_{уд} \cdot N_y$$

где $K_{уд}$ – показатель удельных капитальных вложений.

В расчетах величину $K_{уд}$ принимать равным 1845 \$/кВт

Стоимость доллара США принимать в расчетах 185 тенге.

$$K = 1845 \cdot 185 \cdot 510 \cdot 10^3 = 174 \cdot 10^3 \text{ млн. тг.}$$

$$I_a = 0,08 \cdot 174 \cdot 10^3 = 13920 \text{ млн. тенге/год}$$

Расходы, связанные по содержанию оборудования, текущему ремонту и прочие расходы.

$$I_{\text{рем}} = 0,15 \cdot I_a = 0,15 \cdot 13920 \cdot 10^6 = 2089 \text{ млн. тенге/год}$$

Плата за выбросы.

Плата за выбросы на ТЭЦ зависит от таких факторов как вид сжигаемого топлива, объемы выбросов, способы улавливания вредных выбросов и их количество. При сжигании Экибастузского угля плата за выбросы составляет 167 тг за тнт.

$$I_{\text{выб}} = 167 \cdot V_H = 167 \cdot 2981,85 \cdot 10^3 = 497,96 \text{ млн. тг}$$

Общестанционные и цеховые расходы

Это расходы по обслуживанию и управлению станции и цехов: зарплата, командировочные, амортизация и затраты по содержанию здания и его ремонту, ремонту инвентаря, расходы по охране труда и т.д.

$$I_{\text{общ}} = 0,2 \cdot (I_a + I_{\text{зп}} + I_T) = 0,2 \cdot (13920 + 1097 + 8647,36) = 4731,9 \text{ млн. тг.}$$

Себестоимость электрической и тепловой энергии.

Теплоэлектроцентраль (ТЭЦ) представляет собой комбинированное производство, выпускающее несколько видов продукции (электроэнергию, теплоту различных параметров, пар для промышленных потребителей) на базе комплексного использования топлива. В связи с этим необходимо определить себестоимость каждого вида продукта. Возникает задача распределения затрат между видами продукции. Распределению подлежат косвенные затраты, т.е. общие для нескольких видов продукции. На ТЭЦ косвенными затратами являются основные производственные затраты. Это: топливные затраты I_T , затраты на воду I_V , затраты на заработную плату $I_{\text{з.п}}$, затраты на амортизацию $I_{\text{ам}}$, затраты на ремонт $I_{\text{рем}}$, общехозяйственные $I_{\text{обх}}$, прочие $I_{\text{пр}}$. Существует ряд методов распределения затрат между продукцией ТЭЦ. Наиболее часто на практике применяется физический метод. В основу этого метода положено распределение затрат пропорционально количеству топлива,

израсходованного на каждый вид энергии на основе теплового баланса. При этом полагается, что на получение тепловой энергии из отборов турбин затрачивается такое же количество топлива, как и при отпуске теплоты непосредственно из котлов. [26].

Используем разнесение затрат на выработку электрической и тепловой энергии на основе физического метода с помощью коэффициента распределения затрат. [15].

Коэффициенты распределения затрат

на теплоту:

$$K_p^{\vartheta} = \frac{B_{\vartheta}}{B_y} = \frac{935}{1610,2} = 0,56$$

на электроэнергию:

$$K_p^m = 1 - K_p^{\vartheta} = 1 - 0,56 = 0,44$$

Таблица №1 - Составляющие затрат на производство электрической и тепловой энергии

| Составляющие затрат | И, всего млн. тг. | И _т , тепло млн.тг. | И _э , эл. энергии млн. тг. |
|--|----------------------|-----------------------------------|--|
| Топливо И _т | 8647,36 | 3628,26 | 5007,69 |
| Амортизационные отчисления, И _а | 13920 | 5850,81 | 8075,24 |
| Вода, И _в | 2851,2 | 1197,88 | 1653,31 |
| Фонд заработной платы, И _{зп} | 1097 | 461,07 | 636,37 |
| Ремонт, И _р | 2089 | 877,62 | 1211,28 |
| Плата за выбросы, И _{выб} | 497,96 | 208,93 | 288,37 |
| Общестанционные, И _{общ} | 4731,9 | 1988,03 | 2743,86 |
| Итого затрат | 33834,42 | 14212,62 | 19616,15 |

Себестоимость единицы теплоты:

$$S_{\Sigma}^T = \frac{I^T \text{ тенге}}{Q_{отп} \text{ Гкал}}$$

$$S_{\Sigma}^T = \frac{14212,62 \cdot 10^6}{3038,6 \cdot 10^3} = 4677,3 \frac{\text{тенге}}{\text{Гкал}}$$

Себестоимость отпущенной электрической энергии.

$$S_{oT}^{\vartheta} = \frac{I_T^{\vartheta}}{\mathcal{E}_{отп}^{\vartheta}} = \frac{19616,15 \cdot 10^6}{2410 \cdot 10^6} = 8,13 \frac{\text{тенге}}{\text{кВтч}}$$

В результате проведенных расчетов, получили себестоимость отпуска тепловой энергии равной 4677,3 тг/Гкал, и себестоимость отпуска электрической энергии равной 8,13 тг/кВтч. [15].

Исходные данные:

Установленная электрическая мощность станции.

$$N_y = 600 \text{ МВт}$$

Годовой объем выработки электрической энергии.

$$\mathcal{E}_B = N_y * h_3^y, \text{ кВт*ч}$$

где h_3^y - Использование установленной мощности – электрической;

N_y – установленная электрическая мощность станции.

Данные с сайта www.ales.kz

$$\mathcal{E}_B = N_y * h_3^y = 600 * 10^6 * 5083 = 3049,8 * 10^6 \text{ кВт*ч}$$

Годовой объем выработки тепловой энергии

$$Q_B = Q_T^y * h_T^y, \text{ Гкал}$$

где h_T^y – использование установленной мощности – тепловой.

Q_T^y – установленная тепловая мощность станции.

$$Q_B = Q_T^y * h_T^y = 1176 * 2610 = 3069,3 * 10^3 \text{ Гкал}$$

Удельный расход топлива на выработку одного кВт*ч электрической энергии

$$b_T^3 = 360,7 \text{ г. у.т./кВт*ч}$$

Удельный расход топлива на выработку одной Гкал тепловой энергии

$$b_T^T = 220,7 \text{ кг. у.т./Гкал}$$

Данные с сайта www.ales.kz

Годовой отпуск электрической и тепловой энергии

$$\mathcal{E}_{от} = \mathcal{E}_B * (1 - \mathcal{E}_{сн}), \text{ кВт*ч}$$

$$Q_{отп} = Q_B * (1 - Q_{сн}), \text{ Гкал}$$

где $\mathcal{E}_{сн} = 7\%$ - расход электроэнергии на собственные нужды;

$Q_{сн} = 1\%$ - расход тепловой энергии на собственные нужды.

$$\mathcal{E}_{от} = \mathcal{E}_B * (1 - \mathcal{E}_{сн}) = 3049,8 * 10^6 * (1 - 0,07) = 2836,3 \text{ млн. кВт*ч}$$

$$Q_{\text{отп}} = Q_{\text{в}} \cdot (1 - Q_{\text{сн}}) = 3069,3 \cdot 10^3 \cdot (1 - 0,01) = 3043,5 \cdot 10^3 \text{ Гкал} \cdot \text{ч} = 3043,51 \text{ тыс. Гкал}$$

Годовой расход топлива на выработку электрической и тепловой энергии

$$B_{\text{э}} = \text{Э}_{\text{в}} \cdot b_{\text{э}} = 3049,8 \cdot 10^6 \cdot 360,7 = 1100 \cdot 10^6 \text{ Г.у.т.} = 1100 \text{ тыс. т.у.т.}$$

$$B_{\text{т}} = Q_{\text{в}} \cdot b_{\text{т}} = 3069,3 \cdot 10^3 \cdot 220,7 = 675,2 \text{ тыс. т.у.т.}$$

Расход топлива на ТЭЦ

$$B_{\text{у}} = B_{\text{э}} + B_{\text{т}} = 1100 + 675,2 = 1777,45 \text{ тыс. т.у.т.}$$

Расход натурального топлива

$$B_{\text{н}} = B_{\text{у}} / K_{\text{н}} \text{ тыс. т.н.т.}$$

где $K_{\text{н}}$ – коэффициент перевода условного топлива в натуральное.

$$K_{\text{н}} = Q_{\text{н}}^{\text{р}} / Q_{\text{у}}^{\text{р}}$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – низшая теплота сгорания топлива.

Для Экибастузского угля $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 3790 \text{ кДж/кг}$, (Л.5)

$$K_{\text{н}} = Q_{\text{н}}^{\text{р}} / Q_{\text{у}}^{\text{р}} = 3790 / 7000 = 0,54$$

$$B_{\text{н}} = B_{\text{у}} / K_{\text{н}} = 1777,45 / 0,54 = 3283 \text{ тыс. т.н.т.}$$

Составляющая затрат на топливо

$$Ц_{\text{т}} = 1300 \text{ тг/тнт}$$

Затраты на транспорт 1 тнт

$$Ц_{\text{тр}} = R \cdot (1,2 - 1,4) = 1315 \cdot 1,22 = 1600 \text{ тг/тнт}$$

$$И_{\text{т}} = B_{\text{н}} \cdot (Ц_{\text{т}} + Ц_{\text{тр}}) = 3283 \cdot (1600 + 1300) = 9520,42 \text{ млн. тг.}$$

Расчет затрат на воду

$$И_{\text{в}} = \text{Э}_{\text{в}} \cdot (1,1 - 1,3) = 3049,8 \cdot 10^6 \cdot 1,1 = 3354,8 \cdot 10^6 \text{ тг.} = 3354,8 \text{ млн. тг.}$$

Основная заработная плата производственных работ.

Затраты на основную зарплату:

$K_{\text{ш}} = 1,3$ для ТЭЦ с установленной мощностью более 500 МВт.

$$\text{ЧП} = K_{\text{ш}} \cdot N_{\text{у}} = 1,3 \cdot 600 = 780 \text{ чел.}$$

$$И_{\text{озн}} = \text{ЧП} \cdot \text{ЗП}_{\text{ср}} \frac{\text{млн.тенге}}{\text{год}}$$

$N_{\text{у}}$ – установленная мощность, 600 МВт

ЗП – средняя зарплата одного производственника в год, ЗП=1200000 тенге/год

$$I_{\text{озп}}=780 \cdot 1200000=936 \text{ млн. тенге}$$

Дополнительная зарплата.

Берется в размере 14% от основной зарплате производственных рабочих:

$$I_{\text{дзп}}=0,14 \cdot I_{\text{озп}}=0,14 \cdot 936 = 131 \text{ млн. тенге}$$

Отчисления на социальное страхование с заработной платы производственных рабочих берется в размере 20% от суммы $I_{\text{озп}}$ и $I_{\text{дзп}}$

$$I_{\text{зпн}} = (936+131) \cdot 0,21 = 224,1 \text{ млн. тг./год}$$

Суммарный фонд заработной платы

$$I_{\text{зп}} = I_{\text{зно}} + I_{\text{зпд}} + I_{\text{зпн}} = 936+131+224,1=1291 \text{ млн. тг.}$$

Затраты на амортизацию.

Амортизационные отчисления при норме (8÷10)% составляет:

$$I_{\text{а}}=0,08 \cdot K \text{ млн. тенге/год}$$

$$K=K_{\text{уд}} \cdot N_{\text{у}}$$

где $K_{\text{уд}}$. – показатель удельных капитальных вложений.

В расчетах величину $K_{\text{уд}}$ принимать равным 1845 \$/кВт

Стоимость доллара США принимать в расчетах 185 тенге.

$$K = 1845 \cdot 185 \cdot 600 \cdot 10^3 = 204,8 \cdot 10^3 \text{ млн. тг.}$$

$$I_{\text{а}}=0,08 \cdot 204,8 \cdot 10^3 = 16383,6 \text{ млн. тенге}$$

Расходы, связанные по содержанию оборудования, текущему ремонту и прочие расходы.

$$I_{\text{рем}}=0,15 \cdot I_{\text{а}}=0,15 \cdot 16383,6 \cdot 10^6 = 2457,54 \text{ млн. тенге/год}$$

Плата за выбросы.

При сжигании Экибастузского угля плата за выбросы составляет 167 тг за тнт.

$$I_{\text{выб}} = 167 \cdot V_{\text{н}} = 167 \cdot 3283 \cdot 10^3 = 548,24 \text{ млн. тг}$$

Общестанционные и цеховые расходы

$$I_{\text{общ}} = 0,2*(I_{\text{а}} + I_{\text{зп}} + I_{\text{т}}) = 0,2*(16383,6+1291+9520,42) = 5439 \text{ млн. тг.}$$

Себестоимость электрической и тепловой энергии.

Используем разнесение затрат на выработку электрической и тепловой энергии на основе физического метода с помощью коэффициента распределения затрат. [15].

Коэффициенты распределения затрат на теплоту:

$$K_p^{\text{э}} = \frac{B_{\text{э}}}{B_{\text{т}}} = \frac{1100}{1777,45} = 0,62$$

на электроэнергию:

$$K_p^{\text{т}} = 1 - K_p^{\text{э}} = 1 - 0,62 = 0,38$$

Таблица №2 - Составляющие затрат на производство электрической и тепловой энергии

| Составляющие затрат | И, всего млн. тг. | И _т , тепло млн.тг. | И _э , эл. энергия млн.тг. |
|--|----------------------|-----------------------------------|---|
| Топливо И _т | 9520,42 | 3628,26 | 5892,15 |
| Амортизационные отчисления, И _а | 16383,6 | 6243,84 | 10139,75 |
| Вода, И _в | 3354,8 | 1278,51 | 2076,26 |
| Фонд заработной платы, И _{зп} | 1291 | 492,04 | 799,06 |
| Ремонт, И _р | 2457,54 | 936,57 | 1520,96 |
| Плата за выбросы, И _{выб} | 548,24 | 208,93 | 339,30 |
| Общестанционные, И _{общ} | 5439 | 2072,83 | 3366,19 |
| Итого затрат | 38994,6 | 14861,01 | 24133,71 |

Себестоимость единицы теплоты:

$$S_{\Sigma}^{\text{т}} = \frac{I^{\text{т}} \text{ тенге}}{Q_{\text{отт}} \text{ Гкал}}$$

$$S_{\text{от}}^{\text{т}} = \frac{14861,01 * 10^6}{3038,607 * 10^3} = 4890,7 \frac{\text{тенге}}{\text{ГДж}}$$

Себестоимость отпущенной электрической энергии.

$$S_{\text{от}}^{\text{э}} = \frac{I^{\text{э}}}{\mathcal{E}_{\text{отт}}^{\text{э}}} = \frac{24133,71 \cdot 10^6}{2836,314 \cdot 10^6} = 8,5 \frac{\text{тенге}}{\text{кВтч}}$$

[15].

Вывод: произведя расчет себестоимости отпуска тепловой и электрической энергии, получили для ТЭЦ с установленной мощностью 510 МВт, 4677,3 тг/Гкал тепловой энергии и 8,13 тг/кВтч. И для ТЭЦ с мощностью 600 МВт, получили себестоимость тепловой энергии 4890,7 тг/Гкал и 8,5 тг/кВтч. Из расчетов видно, что при реконструкции ТЭЦ увеличивается себестоимость тепловой энергии и себестоимость электрической энергии, что связано со значительными дополнительными капитальными вложениями.

9. Безопасность жизнедеятельности.

9.1 Анализ производственного помещения.

9.1.1 Общие сведения об АПК ТЭЦ-2

АТЭЦ-2 расположена в 6 километрах к северо-западу от города Алматы, в загородной его части неподалеку от поселка Алгабас.

АТЭЦ-2 – тепловая электрическая станция, работающая по тепловому графику с довыработкой электроэнергии в конденсационном режиме, проектной мощности 510 МВт, где установлено 7 паровых котла типа БКЗ-420-140-7С, 3 паровые турбины ПТ-80/100-130/13, 2 паровые турбины Т-110/120-130-5 и 1 паровая турбина типа Р-50-130/13. Тепловая схема ТЭЦ выполнена по секционному принципу с поперечными связями по пару и воде. Расчетным топливом для АТЭЦ-2 является по проекту карагандинский уголь. Дымовые газы выбрасываются через две дымовые трубы высотой 129 метров. Имеется пусковая котельная, где топливом является мазут. Основной продукцией ТЭЦ-2 является электроэнергия и горячая вода.

Комплекс АПК ТЭЦ-2 состоит из 7 основных функциональных систем:

1. Главного корпуса с энергокотлами, паровыми турбинами и теплофикационного оборудования
2. Химводоочистки подпитки теплосети и котлов

3. Топливного хозяйства
4. Охлаждающей системы
5. Системы гидрозолошлакоудаления
6. Комплекс насосных станций
7. Комплекс технологических трубопроводов.[14].

Турбинное помещение предназначено для турбин, электрогенераторов и обслуживающих их вспомогательных механизмов. По высоте турбинное отделение делится на два помещения: верхнее – турбинное, и нижнее – конденсационное. Сплошного перекрытия между ними не устанавливается. Это дает возможность обслуживать мостовым краном турбинное и конденсационное отделения. В конденсатном помещении устанавливают конденсаторы, фундамент турбогенератора, вспомогательное оборудование, регенеративные и сетевые подогреватели, питательные, конденсатные, дренажные и другие насосы.

В помещении турбинного цеха имеются такие оборудования, как:

- пароводяной подогреватель
- атмосферный деаэратор
- насосы подпитки, сетевые насосы
- регуляторы, задвижки
- различного рода теплообменники

В турбинном цехе применяются следующие способы защиты от лучистой и тепловой энергии:

1) Теплоизоляция горячих и излучающих поверхностей тепловой изоляцией, т.е. материалами с малой теплопроводностью. Согласно санитарным нормам температура теплоизоляции трубопроводов не должна превышать 35 °С.

2) Экранирование источников излучения поглощающими и отражающими

теплоту материалами, которые работают на принципе отражения лучистой энергии в сторону источника.

3) Воздушное кондиционирование и вентиляция. Используются следующие системы вентиляции:

а) общеобменная естественная, для удаления избытков теплоты;

б) местная приточная для подачи охлаждённого воздуха к рабочим местам в горячих цехах;

в) местная вытяжная совместно с приточной для улавливания высокоопасных примесей и подачи чистого воздуха в рабочую зону.

4) Использование помещений для отдыха, т.е. ограничение длительности работы в неблагоприятных температурных условиях.

5) Применение защитной одежды, обуви и головных уборов. Для нормальной жизнедеятельности человека существенное значение имеет чистый воздух без примесей пыли, вредных аэрозолей, газов и паров.

9.1.1 Микроклимат

В производственных помещениях, в которых допустимые нормативные величины микроклимата не представляется возможным установить, предусмотрены мероприятия по защите работающих от возможного перегрева: система местного кондиционирования, воздушное душирование, средства индивидуальной защиты.

9.1.2 Отопление и вентиляция главного корпуса.

Отопление главного корпуса производится рециркуляционными отопительными аппаратами АПВС-110/80, работающими на перегретой воде.

Воздухообмен в машинном отделении определяется из условия удаления избытков тепла и создания температур в рабочих зонах, определяемых санитарными нормами. Технологическая компоновка главного корпуса отличается наличием сплошных перекрытий,

заглублением рабочей отметки, застроенностью фасада по ряду «А» в связи с установкой трансформаторов и отсутствием организованных вентиляционных проемов по ряду «Б», благодаря чему создаются непроветриваемые зоны с высокой температурой. При выборе схемы вентиляции это обстоятельство привело к применению на участках теплофикационной насосной, помещений машинного и котельного отделения вентиляции с механическим побуждением. Приток наружного воздуха осуществляется приточными установками механической вентиляции. В летнее время предусмотрено охлаждение приточного воздуха. В машинном отделении установлено 6 приточных камер производительностью 3 x 40000 м³/ч и 3 x 9100 м³/ч, в котельном отделении 6 приточных камер производительностью 40000 м³/ч каждая. В зимний период камеры работают на смешение наружного и внутреннего воздуха.

9.1.3 Тепловая изоляция.

Тепловая изоляция с покровным слоем покрываются трубопроводы и оборудования с температурой теплоносителя выше +45 °С. Выбор теплоизоляционных конструкций произведен по «информационному сообщению ОПРНТ ТЭПа от 29.03.91 г., №1-Т». для изоляции трубопроводов, в зависимости от диаметра и температуры, приняты следующие материалы: базальтовый шнур, шнур минватный в оплетке из ровинга, маты из базальтового супертонкого волокна. В качестве покровного слоя применяется металлический кожух из оцинкованной стали или алюминиевых сплавов. [19].

9.1.4 Заземляющее устройство и молниезащита.

Молниезащита зданий и сооружений ТЭЦ-2 предусмотрена в соответствии с требованиями инструкций РД 34.21-122-87, ПУЭ.

Для заземления электрооборудования, устанавливаемого в зданиях, предусматривается внутренний контур заземления, выполняемый стальной полосой сечением 40 х 4 и 25 х 4 мм².

Электрическое освещение.

В соответствии с действующими нормами и руководящими указаниями на АТЭЦ – 2 предусмотрены следующие виды сетей освещения соответствующие СНиП 11-4-79 (естественное и искусственное освещение):

- рабочее освещение с напряжением 220 В переменного тока, запитываемое с силовых секций собственных нужд 0,4 кВ, через стабилизаторы;
- аварийное освещение – питается от аккумуляторной батареи 12 В;
- охранное освещение – на 220 В переменного тока;
- запитываемого от специальных понижающих трансформаторов;
- светоограждение дымовых труб – сеть на 220 В переменного тока. запитываемого от специальных понижающих трансформаторов;

Управление рабочим освещением – ручное с автоматическим включением сети аварийного освещения. Управление наружным освещением и светоограждением дымовых труб предусматривается как ручное с главного щита управления, так и автоматическое с использованием фотоэлементов. Управление охранным освещением – ручное из помещения службы охраны. [11].

9.1.5 Пожарная безопасность.

В турбинном цехе наиболее опасным участком при пожаре является маслосистема турбоустановки. Для предотвращения пропитки маслом изоляции предусмотрено покрытие их кожухом из белой жести. На маслосистеме генераторов установлены автоматические газоанализаторы,

подающие световой и звуковой сигналы при содержании водорода в воздухе системы не менее 1% по объему, так как установка с водородным охлаждением. [8].

9.1.8 Шум и защита от него на АПК ТЭЦ-2.

В турбинном цехе имеются следующие источники шума: паровые турбины, генератор, насосы, парапроводы и др.

Установлены допустимые уровни шума (СНИП № 3223-85) на рабочих местах и на территории предприятия, которые не должны превышать 80 дБ.

Для выполнения санитарных норм по уровням шума на ТЭЦ предусмотрены следующие мероприятия. Рабочие места в производственных помещениях с постоянным пребыванием людей при уровне производственного шума превышающем нормируемый санитарный уровень, оборудуются специальными приспособлениями: шумоотражающими экранами, шумоглушащими кабинами, виброизолирующими опорными площадками и прочее.

На ТЭЦ размещается большое количество оборудования, эксплуатация которого связана со значительным шумоизлучением.

В здании ТЭЦ находятся следующие источники шума: паровые турбины, генераторы, котлы, углеразмольно и тягодутьевые машины, компрессоры, насосы, парапроводы и др.

Вне помещения ТЭЦ расположены вентиляционные установки, трансформаторы, градирни. Все эти источники шума оказывают продолжительное воздействие как на обслуживающий персонал предприятия, так и на жителей близлежащих населенных пунктов.

Установлены допустимые уровни шума (СНиП № 3223-85) на рабочих местах и на территории предприятия, которые не должны превышать 80 дБ.

Для выполнения санитарных норм по уровням шума на ТЭЦ предусмотрены следующие мероприятия. Рабочие места в производственных помещениях с постоянным пребыванием людей при уровне производственного шума превышающем нормируемый санитарный уровень, оборудуются специальными приспособлениями: шумоотражающими экранами, шумоглушащими кабинами, виброизолирующими опорными площадками и прочее. [20].

9.2 Расчёт шума по турбинному цеху.

Методика расчета [21].

В помещении турбинного цеха работают источники шума, имеющие различный уровень звуковой мощности. Определим активный уровень звукового давления на рабочих местах. Источники расположены на полу т.е. $\Phi = 1$. Расчётная точка расположена между оборудованием на высоте 1,5 м от пола.

В турбинном цехе на нулевой отметке основными источниками шума являются турбины и их электрогенераторы, установленные в равном количестве. Всего в турбине размещено 7 турбин и 7 электрогенераторов. Усреднённые длины источников – турбины и генератора – соответственно 18,6 м и 10,3 м.

Объем помещения приблизительно равен, исходя из схем:

$$V_{\text{пом}} = 39 \times 270 \times 17 = 179010 \text{ м}^3.$$

Октавные уровни звукового давления L в дБ в расчётных точках помещения, в котором несколько источников шума, определим для зоны прямого и отражённого звука по формуле:

$$L = 10 \cdot \lg \left(\sum_{i=1}^m \frac{\Delta_i \cdot \lambda_i \cdot \Phi_i}{S_i} + \frac{4 \cdot \varphi}{B} \sum_{i=1}^n \Delta_i \right);$$

где $\Delta_i = 10^{0,1 \cdot L_{pi}}$, где L_{pi} – октавный уровень звуковой мощности дБ, создаваемый i -тым источником шума;

m – количество источников шума, ближайших к расчетной точке (т.е. источников, для которых $r_i < 5 r_{\min}$);

n – общее количество источников шума в помещении;

Φ – фактор направленности источника шума ($\Phi = 1$);

S_i – площадь воображаемой поверхности правильной геометрической формы, окружающей источник и проходящей через расчетную точку, m^2 .

λ_i – коэффициент, учитывающий влияния ближнего акустического поля и принимаемых в зависимости от отношения расстояния r , между акустическим центром источника и расчетной точкой к максимальным габаритным размерам l_{\max} , определяемое по графику.

Найдем минимальное расстояние от расчетной точки до акустического центра и ближайшего к ней источника $r_{\min} = 7,5$ м; $5 \cdot r_{\min} = 37,5$ м.

Общее количество источников шума, принимаемых в расчет и расположенных вблизи расчетной точки при $r_i < 5 \cdot r_{\min} = 37,5$ м равно $m = 2$.

Учитываются источники, расположенные на расстояниях $r_1 = 7,5$ м, $r_2 = 10,5$ м.

Так как $r_{\min}/l_{\max} = 7,5/18,8 = 0,398$, то по рисунку 2.

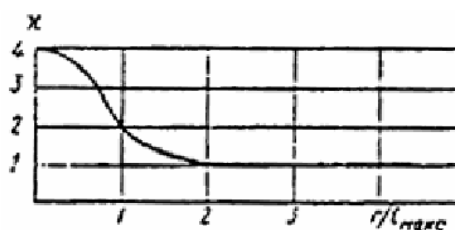


Рис. 2. График для определения коэффициента x в зависимости от отношения r к максимальному линейному размеру источника шума l_{\max} .

Определяем $\lambda = 3,8$.

Из таблицы 2.8 (методических указаний) для типа помещения с небольшим количеством людей (металлообрабатывающие цехи, вентиляционные камеры, машинные залы, генераторные, испытательные стенды) определяем постоянную помещения B_{63} на средней частоте в 63 Гц при известном объеме помещения V :

$$B_{63} = V / 20 = 179010/20 = 8950,5 \text{ м}^2.$$

И тогда при частотном множителе μ для 63 Гц равном 0,5 из таблицы 2.9 (методических указаний) находим постоянную помещения V :

$$V = V_{63} * \mu = 8950,5 * 0,5 = 4475,25 \text{ м}^3.$$

ψ – коэффициент, найденный по графику на рисунке 3 (СН и П2-12-77) в зависимости от отношения $V/S_{\text{орг}}$, постоянной помещения V к площади ограждающих поверхностей $S_{\text{орг}}$,

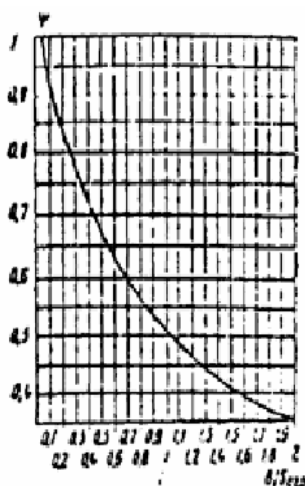


Рис. 3. График для определения коэффициента ψ в зависимости от отношения постоянной помещения V к площади ограждающих поверхностей $S_{\text{орг}}$

$$V/S_{\text{орг}} = 4475,25/179010 = 0,025, \text{ т.е. } \psi = 1.$$

Определяем требуемое снижение шума $\Delta I_{\text{тр.}}$, приняв нормативные уровни звукового давления в расчётной точке по таблице 2.7 (методические указания):

Рабочие места – постоянные рабочие места и рабочие зоны в производственных помещениях и на территории предприятий.

$$\Delta I_{\text{тр.общ.}} = I_{\text{общ}} - I_{\text{доп.}}, \text{ дБ};$$

где $I_{\text{общ}}$ – октавный уровень звукового давления в расчетной точке от всех источников шума, дБ. [21].

Таблица 6.9. – Ориентировочные уровни звукового давления теплоэнергетического оборудования.

| Основные источники шума в ТЦ на ТЭЦ, дБ | Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц | | | | | | | |
|---|---|-----|-----|-----|------|------|------|------|
| | 63 | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
| Турбина, дБ | 103 | 105 | 94 | 95 | 93 | 90 | 88 | 85 |

| | | | | | | | | |
|---------------|-----|-----|----|----|----|----|----|----|
| Генератор, дБ | 105 | 105 | 98 | 97 | 96 | 92 | 90 | 92 |
|---------------|-----|-----|----|----|----|----|----|----|

Таблица 6.10. – Частотный множитель μ .

| Объем помещения, м ³ | Частотный множитель | | | | | | | |
|---------------------------------|---------------------|-----|------|-----|------|------|------|------|
| | 63 | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
| Для V>1000 | 0,5 | 0,5 | 0,55 | 0,7 | 1,0 | 1,6 | 3,0 | 6 |

Таблица 6.11.

ца 6.11.

| Наименование | Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц | | | | | | | |
|---|---|-----|-----|-----|------|------|------|------|
| | 63 | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
| Допустимые уровни звукового давления для производственных помещений, дБ | 99 | 92 | 86 | 83 | 80 | 78 | 76 | 74 |

Пример расчета частоты 63 Гц.

По заданию выберем из таблицы 1.7 (методических указаний) данные для турбины и генератора, для частоты 63 Гц.

Среднегеометрические частоты $L_{рт} = 103$ дБ, $L_{рг} = 105$ дБ, тогда разность двух складываемых уровней составит:

$$/L_{рт} - L_{рг}/ = /103 - 105/ = 2 \text{ дБ},$$

то, пользуясь таблицей 2.10 (методических указаний):

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

где 2 – добавка к более высокому уровню, необходимая для получения суммарного уровня в дБ.

Далее рассчитываем величину Δ_1 :

$$\Delta_1 = 10^{0,1 \cdot L_p} = 10^{0,1 \cdot 107} = 5,0118 \cdot 10^{10}.$$

Рассчитаем площади, окружающие источники по формуле $S = 2\pi r^2$:

$$S_1 = 2 \cdot \pi \cdot r_1^2 = 2 \cdot 3,1415 \cdot 7,5^2 = 353,25 \text{ м}^2;$$

$$S_2 = 2 \cdot \pi \cdot r_2^2 = 2 \cdot 3,1415 \cdot 10,5^2 = 692,37 \text{ м}^2.$$

Теперь по формуле $\Delta_i \cdot \lambda \cdot \Phi / S_n$ рассчитаем значения для каждой площади:

$$\Delta_1 \cdot \lambda \cdot \Phi / S_1 = \frac{5,0118 \cdot 10^{10} \cdot 3,8 \cdot 1}{353.25} = 5.391 \cdot 10^8;$$

$$\Delta_1 \cdot \lambda \cdot \Phi / S_2 = \frac{5,0118 \cdot 10^{10} \cdot 3,8 \cdot 1}{692.37} = 2.750 \cdot 10^8.$$

Тогда общая сумма составит:

$$\sum_{i=1}^2 \Delta_i \cdot \lambda_i \cdot \Phi_i / S_i = 5.391 \cdot 10^8 + 2.750 \cdot 10^8 = 8.142 \cdot 10^8.$$

Теперь произведём расчёт:

$$B_{63} = \frac{V}{20} = \frac{179010}{20} = 8950.5 \text{ м}^2.$$

Значение коэффициента μ – найдем из таблицы 2.9 (методических указаний), где для объёма здания $V > 1000 \text{ м}^3$ и для частоты 63 Гц $\mu = 0,5$; тогда значение:

$$B = B_{63} \cdot \mu = 8950.5 \cdot 0,5 = 4475.25 \text{ м}^2.$$

Теперь определим октавный уровень звукового давления $L_{\text{общ}}$ в дБ в расчётной точке помещения, в котором несколько источников шума, определим для зоны прямого и отражённого звука:

$$\begin{aligned} L_{\text{общ}} &= 10 \cdot \lg \left(\sum_{i=1}^m \frac{\Delta_i \cdot \lambda_i \cdot \Phi_i}{S_i} + \frac{4 \cdot \psi}{B} \sum_{i=1}^n \Delta_i \right) = \\ &= 10 \cdot \lg \left(8.142 \cdot 10^8 + \frac{4 \cdot 1 \cdot 7 \cdot 5.0118 \cdot 10^{10}}{4475.25} \right) = 84.96. \end{aligned}$$

После чего по таблице 2.7 (методических указаний) выбираем для частоты 63 Гц $L_{\text{дон}} = 99 \text{ дБ}$. Окончательным расчётом является определение значения $\Delta L_{\text{трдон}} = L_{\text{общ}} - L_{\text{дон}} = 84.96 - 99 = -14.036 \text{ дБ}$.

В случае со звуковой частотой шума в 63 Гц полученное значение уровня звукового давления ниже допустимого в расчётной точке. [21].

9.3 Расчет высоты дымовой трубы.

Расчет производим по методическому указанию Султанбаева Б.М., Идрисова К.С., Туманова А.А. Инженерная экология. Методические указания для выполнения лабораторных работ для студентов специальности 0507718 – Теплоэнергетика. – Алматы: АИЭС, 2008. - 34с.

9.3.1 Определение минимальной высоты трубы.

Значение высоты дымовой трубы рассчитывается по формуле.

$$H = \sqrt{\frac{A * M * F * \eta * m * n}{(ПДК - C_{\phi}) * \sqrt[3]{V_{Г} * \Delta T}}}$$

где А–коэффициент, учитывающий рассеивающие свойства атмосферы, для Казахстана А=200;

М-мощность выбросов вредных веществ, (Г/с)

$$M = M_{SO_2} + 5.88 * M_{NO_2}$$

$V_{Г}$ - расход газовой смеси на трубу, м³/с;

$$V_{Г} = \frac{V_{Г}^1}{7} * N * 2 = \frac{1248}{7} * 2 * 2 = 713 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

где $V_{Г}^1=1248 \text{ м}^3/\text{с}$ –объем дымовых газов на АТЭЦ-2 из (годового отчета по станции) при расходе топлива на один котёл В=72 т/ч,

N – количество дымовых труб.

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

Д - диаметр устья дымовой трубы, м;

$$D = \sqrt{\frac{4 * V_{Г}}{\pi * W_0}} = \sqrt{\frac{4 * 713}{3.14 * 35}} = 5.1 \text{ м}$$

где $W_0=35 \text{ м/с}$ –скорость выхода дымовых газов из трубы, м/с ;

ΔT –разность между температур выбрасываемых дымовых газов (из теплового расчёта котельного агрегата) и средней максимальной температурой наружного воздуха наиболее жаркого месяца года принимается

по СНиП 2.01.01.- 82 «Строительная климатология и геофизика » данного района.

$$\Delta T = T_{\text{УХ}} - T_{\text{ЛЕТ}}^{\text{СР.МАКС}} = 99,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$\eta=1$ – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние рельефа местности, в данном случае ровная и слабопересечённая местность.

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

Для расчета высоты дымовой трубы неизвестны мощности выбросов вредных веществ (M_{SO_2} , M_{NO_2}).

9.3.2 Производим расчет вредных выбросов.

9.3.3 Выброс золы.

$$M_{\text{ТВ}} = 0,01 * V * (a_{\text{УН}} * A^{\text{P}} + q_4^{\text{УН}} * \frac{Q_{\text{H}}^{\text{P}}}{32680}) * (1 - \eta)$$

где $A^{\text{P}} = 38,0$ % – зольность топлива на рабочую массу, %;

$q_4^{\text{УН}} = 1,5$ % – потеря теплоты с уносом от механической неполноты сгорания топлива, %;

$a_{\text{УН}} = 0,95$ – доля частиц, уносимая из топки,

$\eta = 0,97$ – доля твёрдых частиц, улавливаемых в золоуловителях;

V – расход натурального топлива, г/с;

$$V = V * 8 = 17,5 * 8 = 140 \text{ кг/с} = 140000 \text{ г/с}$$

Q_{H}^{P} – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг

$$M_{\text{ТВ}} = 0,01 * 140000 * (0,95 * 38,0 + 1,5 * \frac{16965}{32680}) * (1 - 0,97) = 1548,905 \text{ г/с}$$

9.3.4 Выброс сернистого ангидрида.

Выброс в атмосферу сернистого ангидрида (г/с) рассчитывается по формуле

$$M_{\text{SO}_2} = 0,02 * V * S^{\text{P}} * (1 - \eta'_{\text{SO}_2}) * (1 - \eta''_{\text{SO}_2})$$

где $V = 140000$ – расход натурального топлива, г/с;

$S^{\text{P}} = 0,9$ – содержание серы в топливе на рабочую массу, %;

$\eta'_{SO_2}=0,2$ —доля сернистого ангидрида, улавливаемого летучей золой в газоходах котла, (для топок с твердым шлакоудалением),

$\eta''_{SO_2}=0,02$ —доля сернистого ангидрида, улавливаемого в мокрых золо-уловителях, (щелочность воды 7,5 мг-экв/л).

$$M_{SO_2}=0.02*140000*0.9*(1-0.2)*(1-0.02)=1975.68 \text{ г/с}$$

9.3.5 Количество выбросов оксидов азота

Количество выбросов оксидов азота (NO_x , г/с) выбрасываемых в атмосферу с дымовыми газами котлов определяется по формуле.

$$M_{NO_x}=0.34*10^{-7}*K*B*Q_H^P*(1-\frac{q_4}{100})*(1-E_1*r)*\beta_1*\beta_2*\beta_3*E_2$$

где k - коэффициент, характеризующий выход оксидов азота на 1т сожжённого условного топлива, кг/т;

$$K = \frac{12 * D_{\phi}}{D + 200} = \frac{380 * 12}{420 + 200} = 7,355$$

где $D=420$ —номинальный поропроизводительность котла, т/ч;

$D_{\phi}=380$ —фактический поропроизводительность котла, т/ч;

β_1 —безразмерный коэффициент, учитывающий влияние на выход оксидов азота качества сжигаемого угля;

$$\beta_1 = 0,178*0,47*N^{\Gamma} = 0,178+0,47*1,5=0,833$$

где $N_{\Gamma}=1,5\%$ - содержание азота в топливе,%;

β_2 —коэффициент учитывающий конструкцию горелок (для вихревых горелок БКЗ–420-140-7с $\beta_2=1$);

β_3 —коэффициент учитывающий вид шлакоудаления (т.к. шлакоудаление твердое, то $\beta_3=1$).

На котле БКЗ–420–140 отсутствует рециркуляция воздуха, следовательно ε_1 —коэффициент рециркуляции, равен нулю. Кроме того нет и подачи части воздуха помимо основных горелок, т.е. $\varepsilon_2=1$ —коэффициент, характеризующий снижение выбросов оксидов азота при двухступенчатом сжигании топлива.

$$M_{\text{NO}_x} = 0.34 * 10^{-7} * 140000 * 7.355 * 16965 * \left(1 - \frac{1.5}{100}\right) * (1-0) * 0.83 * 1 * 1 * 1$$

$$= 487.332 \text{ г/с}$$

Выбросы диоксида азота рассчитываются по формуле:

$$M_{\text{NO}_2} = 0.8 * M_{\text{NO}_x} = 0.8 * 487.332 = 389.86 \text{ г/с}$$

$$M_{\text{NO}} = 0.13 * M_{\text{NO}_x} = 0.13 * 487.332 = 63.35 \text{ г/с}$$

9.3.6 Количество выбросов оксидов ванадия

Количество оксидов ванадия в пересчёте на V_2O_5 (г/с) определяется по формуле.

$$M_{\text{V}_2\text{O}_5} = 10^{-6} * q_{\text{V}_2\text{O}_5} * B * (1 - \eta_{\text{OC}}) * (1 - \eta_y)$$

Выбросы происходят только при растопке котла для поддержания постоянства величины факела. Для растопки 1-го котла предусмотрены 6 механических мазутных форсунок, производительностью по 0,8 т/ч.

$$B = 6 * 0.8 = 4.8 \text{ т/ч} = 1333 \text{ г/с}$$

где $q_{\text{V}_2\text{O}_5}$ - содержание оксидов ванадия в жидком топливе в пересчёте на V_2O_5 , г/т ;

$$q_{\text{V}_2\text{O}_5} = 95.4 * S_p - 31.6 = 95.4 * 2 - 31.6 = 159.2 \text{ г/т}$$

где S^p - содержание серы в мазуте на рабочую массу,%. Мазут, используемый на ТЭЦ-2 Шымкентского и Атырауского нефтеперегонных заводов $S_p = 2\%$;

η_{OC} - коэффициент оседания V_2O_5 на поверхностях нагрева котлов.

Для котлов с промежуточными пароперегревателями $\eta_{\text{OC}} = 0.007$;

η_y - доля твёрдых частиц продуктов сгорания мазута улавливаемых в устройствах для очистки газов мазутных котлов. Оно примерно равна нулю.

$$M_{\text{V}_2\text{O}_5} = 10^{-6} * q_{\text{V}_2\text{O}_5} * B * (1 - \eta_{\text{OC}}) * (1 - \eta_y) = 10^{-6} * 159.2 * 1333 * (1 - 0.007) = 0.211$$

Таким образом,

$$M = M_{\text{SO}_2} + 5.88 * M_{\text{NO}_2} = 1975.68 + 5.88 * 389.86 = 4268.057 \text{ г/с}$$

Вычислив мощности выбросов, можно посчитать высоту дымовой трубы.

$$H = \sqrt{\frac{A * M * F * \eta * m * n}{(ПДК - C_{\phi}) * \sqrt[3]{V_{г} * \Delta T}}} = \sqrt{\frac{200 * 4268,057 * 2 * 1 * 0,72 * 1}{(0,5 - 0) * \sqrt[3]{713 * 99,7}}} = 243,61 \text{ м.}$$

В связи с пролётом самолётов над АТЭЦ–2 на низкой высоте, высота дымовых труб занижена. Действительная высота дымовых труб 129 м. [22], [23].

Анализ: В данном разделе производили расчет высоты дымовой трубы и расчет шума. Произвели анализ турбинного отделения. Установили наиболее опасные участки данного помещения, и методы их защиты. Для защиты обслуживающего персонала от воздействия теплоты излишние теплоизлучения должны быть устранены или уменьшены, а избыточная теплота удалена. В турбинном цехе применяются следующие способы защиты от лучистой и тепловой энергии:

1) Теплоизоляция горячих и излучающих поверхностей тепловой изоляцией, т.е. материалами с малой теплопроводностью.

2) Экранирование источников излучения поглощающими и отражающими теплоу материалами, которые работают на принципе отражения лучистой энергии в сторону источника.

3) Воздушное кондиционирование и вентиляция. Используются следующие системы вентиляции:

а) общеобменная естественная, для удаления избытков теплоты;

б) местная приточная для подачи охлаждённого воздуха к рабочим местам

в горячих цехах;

в) местная вытяжная совместно с приточной для улавливания высокоопасных примесей и подачи чистого воздуха в рабочую зону.

4) Использование помещений для отдыха, т.е. ограничение длительности

работы в неблагоприятных температурных условиях.

5) Применение защитной одежды, обуви и головных уборов.

Вывод: В результате проведенных расчетов установили оптимальную высоту дымовой трубы для ТЭЦ-2, которая равна 243 м. Так как над данным объектом пролетают самолеты, то действительная высота дымовых труб 129 м.

10. Тепловой расчёт подогревателя низкого давления.

Подогреватель низкого давления представляет собой кожухотрубный теплообменник вертикального типа, основными узлами которого являются: корпус, трубная система, водяная камера. [27].

Сборка узлов осуществляется с помощью фланцевого соединения, обеспечивающего возможность их профилактического осмотра и ремонта.

Корпус подогревателя состоит из цилиндрической обечайки, эллиптического днища и фланца для соединения с трубной системой и водяной камерой.

Трубная система состоит из трубной доски, каркаса, U-образных теплообменных труб, концы которых развальцованы в трубной доске.

Каркас трубной системы образуют: каркасные стойки (швеллеры и трубы), поперечные сегментные перегородки, направляющие поток пара и служащие промежуточными опорами для теплообменных труб, пароотбойный щит.

На трубной доске предусмотрена установка воздушного клапана для отвода воздуха из корпуса при гидроиспытании и клапана для слива воды из водяной камеры.

Водяная камера состоит из цилиндрической обечайки, эллиптического днища и фланца для соединения с трубной системой и корпусом, патрубков подвода и отвода воды. Внутренний объем камеры разделён перегородками

на отсеки, благодаря которым вода совершает необходимое количество ходов.

В верхней части днища установлена муфта воздушного клапана для отвода воздуха из трубной системы при гидроиспытании.

В подогревателе нагреваемая вода движется по теплообменным трубкам, а греющий пар поступает через пароподводящий патрубок в межтрубное пространство.

Конденсат пара стекает в нижнюю часть корпуса и отводится из подогревателя через регулирующийся клапан, управляемый электронным автоматическим устройством.

Аппаратура автоматического регулирования уровня конденсата поддерживает нормальный уровень конденсата в корпусе, выпускает избыток конденсата в дренажную сеть и препятствует выходу пара из корпуса.

Накапливающиеся в подогревателе неконденсирующиеся газы отводятся через патрубок на корпусе.

Подогрев питательной воды конденсата паром из отборов турбины осуществляется в регенеративных подогревателях. Эффективность регенеративного подогрева зависит от правильного выбора параметров пара регенеративных отборов, числа регенеративных подогревателей, их схемы включения и типа. По месту включения в тепловую схему турбоустановки разделяются на регенеративные подогреватели высокого и низкого давлений.

Для более полного использования теплоты подводимого пара предусматриваются специальные поверхности нагрева для охлаждения пара до параметров, близких к состоянию насыщения (охладители перегрева), и для охлаждения конденсата пара (охладители конденсата).

Подогреватели низкого давления располагаются между конденсатором турбины и питательным насосом. Движение воды в них происходит под напором конденсатного насоса.

К регенеративным подогревателям электростанций предъявляются высокие требования по надёжности и обеспечению заданных параметров подогрева воды - они должны быть герметичны и должна быть обеспечена возможность доступа к отдельным их узлам для ремонта и очистки поверхностей нагрева от отложений. Для предотвращения вскипания нагреваемой среды и гидравлических ударов в поверхностях нагрева давление греющего пара должно быть ниже давления воды.

Конструкция подогревателей должна компенсировать температурные изменения всех элементов и создавать максимальную скорость их прогрева. Должны быть обеспечены также возможность дренирования всех полостей подогревателя и условия максимального использования теплоты греющего пара.

По принципу организации использования теплоты регенеративные подогреватели делятся на: поверхностные и смешивающие (контактные).

Подогреватели смешивающего типа позволяют более полно использовать теплоту греющего пара, что повышает тепловую экономичность турбоустановки. Однако применение такого типа подогревателей вносит ряд существенных усложнений в систему регенеративного подогрева питательной воды (увеличивается число насосов для перекачки конденсата, повышаются требования к защите от заброса воды в проточную часть турбины, усложняется компоновка подогревателей). Эти обстоятельства сдерживают широкое применение регенеративных подогревателей смешивающего типа. В настоящее время они применяются в турбоустановках большой мощности, где повышение эффективности использования теплоты отборного пара особенно существенно. Эти подогреватели устанавливаются для использования теплоты последних отборов. В этом случае за счёт применения вертикальной компоновки удаётся избежать установки дополнительных насосов, при всех режимах

работы турбоустановки слив конденсата из одного подогревателя в другой происходит самотёком. [12].

Заводы изготовители в соответствии с требованиями ГОСТ 108.271.17-76 используют для обозначения регенеративных подогревателей буквенные и цифровые обозначения: ПН-400-26-7-1; ПН-800-29-7-1А; ГУС-800-1,0-2 или ПВ-1600-380, где первые буквы обозначают тип подогревателя (низкого давления - ПН, низкого давления смешивающего типа - ПНС, высокого давления - ПВ), первое число - площадь поверхности теплообмена, второе и третье числа - давления нагреваемой среды и греющего пара соответственно, последняя, римская цифра указывает модификацию, а буква А - применимость для атомных электростанций. [12]

Расчёт регенеративного подогревателя поверхностного типа, для блока Т-110/120-130.

Методика расчета [12].

Для турбинной установки Т-110/120-130 по каталогу имеем:

ПНД – 4 ПН – 200 – 16 – 7 – I (СЗЭМ)

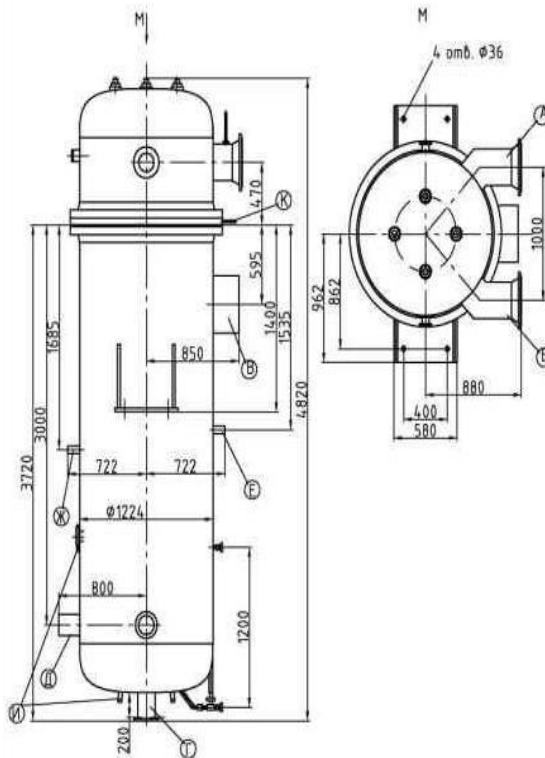
ПНД – 3 ПН – 200 – 16 – 7 – I (СЗЭМ)

ПНД – 2 ПН – 130 – 16 – 10 – II (СЗЭМ)

ПНД – 1 ПН – 130 – 16 – 10 – II (СЗЭМ)

Подогреватель ПН-200-16-7-I

Данные взяты с сайта www.enr.su (Power Energy Solutions)



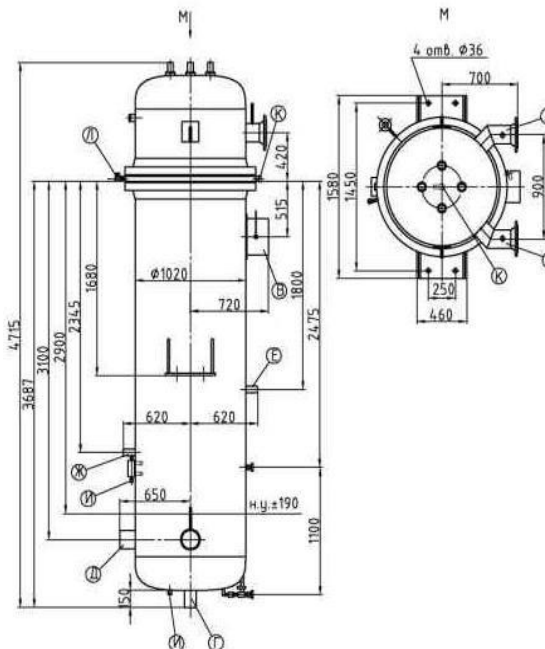
Примечание:
1. Привязка патрубков В; Г; Д; Е; Ж; дана по линии реза;

| Наименование параметра | Обоз. | Величина |
|---|------------------|-----------------------|
| Поверхность нагрева, м ² | F | 200 |
| Максимальное избыточное рабочее давление в трубной системе, кгс/см ² | P _т | 16 |
| Максимальное избыточное рабочее давление в корпусе, кгс/см ² | P _к | 7 |
| Мак. температура воды, °С | t ₁ | 170 |
| Мак. температура пара, °С | t ₂ | 240 |
| Пробное изб. гидравлическое давление, кгс/см ² | P _{пр.} | 21,4 |
| в трубной системе | P _{пр.} | 9,7 |
| в корпусе | P _{пр.} | 9,7 |
| Номинальный расход воды, т/ч | W | 350 |
| Тепловая нагрузка подогревателя, Вт | Q | 10,23*10 ⁶ |
| Гидравлическое сопр. трубной системы при номинальном расходе воды, м. вод. ст. | H | 7 |
| Объем трубной системы, л | V | 1553 |
| Объем корпуса, л | V | 3040 |
| Высота выемной части, мм | h | 2358 |
| Масса (сухая) выемной части, кг | M | 2916 |
| Масса (сухая) подогревателя, кг | M | 5985 |
| Масса подогрев. полностью заполненного водой, кг | M | 10580 |

ТАБЛИЦА ПРИСОЕДИНЕНИЙ

| Обоз. | Наименование | Кол. | Условные | | Присоединитель. размеры, мм | | | |
|-------|-------------------|------|----------|-------------------------------------|-----------------------------|------|------|----------|
| | | | Ду, мм | P _к , кг/см ² | Фнар | Фокв | Фатв | кол. атв |
| А | Вход воды | 1 | 250 | 25 | 425 | 370 | 30 | 12 |
| Б | Выход воды | 1 | 250 | 25 | 425 | 370 | 30 | 12 |
| В | Вход пара | 1 | 400 | --- | Труба 426x12 | | | |
| Г | Выход конденсата | 1 | 150 | --- | Труба 159x8 | | | |
| Д | Подвод конденсата | 2 | 150 | --- | Труба 159x8 | | | |
| Е | Подвод воздуха | 1 | 50 | --- | Труба 57x6 | | | |
| Ж | Отсос воздуха | 1 | 50 | --- | Труба 57x6 | | | |
| К | Отвод воздуха | 1 | 20 | --- | Труба 22x2 | | | |
| И | К дифманометру | 2 | 20 | --- | Труба 22x2 | | | |

Подогреватель ПН-130-16-10-П



Примечание:
1. Привязка патрубков В; Г; Д; Е; Ж; дана по линии реза;

| Наименование параметра | Обоз. | Величина |
|---|------------------|----------------------|
| Поверхность нагрева, м ² | F | 130 |
| Максимальное избыточное рабочее давление в трубной системе, кгс/см ² | P _т | 16 |
| Максимальное избыточное рабочее давление в корпусе, кгс/см ² | P _к | 10 |
| Мак. температура воды, °С | t ₁ | 179 |
| Мак. температура пара, °С | t ₂ | 400 |
| Пробное изб. гидравлическое давление, кгс/см ² | P _{пр.} | 21,5 |
| в трубной системе | P _{пр.} | 20 |
| в корпусе | P _{пр.} | 20 |
| Номинальный расход воды, т/ч | W | 230 |
| Тепловая нагрузка подогревателя, Вт | Q | 7,33*10 ⁶ |
| Гидравлическое сопр. трубной системы при номинальном расходе воды, м. вод. ст. | H | 3,7 |
| Высота выемной части, мм | h | 2574 |
| Вместимость водяного пространства, л | V | 1041 |
| Вместимость выемной части, л | V | 413 |
| Вместимость парового пространства, л | V | 2189 |
| Масса (сухая) выемной части, кг | M | 1560 |
| Масса (сухая) подогревателя, кг | M | 3767 |
| Масса подогрев. полностью заполненного водой, кг | M | 6997 |

ТАБЛИЦА ПРИСОЕДИНЕНИЙ

| Обозначение | Наименование | Кол. | Условные | | Присоединитель. размеры, мм | | | |
|-------------|--------------------------|------|----------|-------------------------------------|-----------------------------|------|------|----------|
| | | | Ду, мм | P _к , кг/см ² | Фнар | Фокв | Фатв | кол. атв |
| А | Подвод основ. конденсата | 1 | 200 | 25 | 360 | 310 | 26 | 12 |
| Б | Отвод основ. конденсата | 1 | 200 | 25 | 360 | 310 | 26 | 12 |
| В | Подвод греющего пара | 1 | 300 | - | Труба 325x10 | | | |
| Г | Слив конденсата пара | 1 | 100 | - | Труба 108x8 | | | |
| Д | Подвод конденсата | 2 | 150 | - | Труба 159x10 | | | |
| Е | Подвод воздуха | 1 | 50 | - | Труба 57x6 | | | |
| Ж | Отвод воздуха | 1 | 50 | - | Труба 57x6 | | | |
| И | К дифманометру | 2 | 20 | - | Труба 22x2 | | | |
| К | Отвод воздуха | 2 | 6 | - | M20x1,5 | | | |
| Л | Слив воды | 1 | 15 | 160 | M33x1,5 | | | |

Расчет ПНД – 1

ПН-130-16-10

Характеристика подогревателя:

- поверхность нагрева – 130 м^2
- тепловой поток – $7,3 \text{ МВт}$
- максимальная температура пара – 400°C
- гидравлическое сопротивление – $0,09 \text{ МПа}$
- номинальный массовый расход воды – $63,9 \text{ кг/с}$ (230 т/ч)

Исходные данные принять на основании теплового расчёта турбоустановки Т-110/120-130.

Исходные данные:

Давление греющего пара $P_n = 0,02 \text{ Мпа}$

Температура греющего пара $t = -, x = 0,964$

Температура насыщения $t_n = 60,1^\circ\text{C}$

Энтальпия греющего пара $i_n = 2415 \text{ кДж/кг}$

Давление нагреваемого конденсата $P_k = 1,02 \text{ Мпа}$

Температура конденсата на входе в подогреватель $t_{\text{вх. к.}} = 34^\circ\text{C}$

Энтальпия конденсата $i_{\text{вх.к.}} = 142,4 \text{ кДж/кг}$

Расход конденсата $G = 63,9 \text{ кг/с}$

Принимаем недогрев воды до температуры насыщения греющего пара равным 2°C . Тогда температура конденсата на выходе из подогревателя $t_{\text{вых}} = t_n - v = 60,1 - 2 = 58,1^\circ\text{C}$ и энтальпия $i_{\text{вых}} = 243,21 \text{ кДж/кг}$

Расход греющего пара в подогреватель из уравнения теплового баланса

$$D_n = \frac{G_k \cdot (i_{\text{вых}} - i_{\text{вх}})}{(i_n - i_n) \cdot \eta} = \frac{63,9 \cdot (243,21 - 142,4)}{(2415 - 251,57) \cdot 0,98} = 3,038 \text{ кг/с}$$

Количество теплоты, передаваемое греющим паром в подогреватель

$$Q = D_n \cdot (i_n - i_n) \cdot \eta = 3,038 \cdot (2415 - 251,57) \cdot 0,98 = 5,915 \cdot 10^6 \text{ Вт}$$

Требуемая поверхность теплообмена может быть определена из уравнения теплопередачи.

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}$$

Значение температурного напора при принятых исходных данных равно

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\bar{6}} - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\bar{6}}}{\Delta t_M}\right)} = \frac{(t_H - t'_{c.п.}) - (t_H - t''_{c.п.})}{\ln\left(\frac{t_H - t'_{c.п.}}{t_H - t''_{c.п.}}\right)} = \frac{(60,1 - 34) - (60,1 - 58,1)}{\ln\left(\frac{26,1}{2}\right)} = 9,377^\circ\text{C}$$

Коэффициент теплопередачи для подогревателей с U – образными латунными трубами обычно равен $k = 2,5 - 3,0 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. (Данные с Л.3.). Примем в первом приближении $k=2,7 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. Требуемая поверхность в этом случае составит

$$F = \frac{5,915 \cdot 10^6}{2,7 \cdot 10^3 \cdot 9,37} = 233 \text{ м}^2$$

С учётом принятой поверхности предварительно принимаются основные размеры подогревателя. Подогреватель выполняется с одной трубной доской и U – образными латунными трубками диаметром $16 \times 1 \text{ мм}$ (Л-68 d_H/d_B $16 \times 14 \text{ мм}$). Приняв шахматное расположение труб ($S_1 = 22 \text{ мм}$, $S_2 = 19 \text{ мм}$) с коэффициентом заполнения трубной доски

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{0,866 \cdot t^2 \cdot N}{\pi \cdot D_{\text{тр}}^2 / 4}$$

Где N - общее число труб в подогревателе

$D_{\text{тр}}$ – диаметр трубы.

t – шаг труб.

$t = 1,3 \cdot d_{\text{вн}} = 1,3 \cdot 14 = 18,2$ – при вальцевом соединении труб

$$N = \frac{F}{\pi \cdot D_{\text{тр}}^2 \cdot l} = \frac{233}{3,14 \cdot (0,014)^2 \cdot 1,09} = 536$$

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{0,866 \cdot 0,0182^2 \cdot 636 \cdot 4}{3,14 \cdot (0,014)^2} = 0,48$$

И зная скорость движения воды в трубах $w=0.8$ м/с (рекомендуемая для ПНД), можно определить число параллельных труб по ходу воды:

$$n = \frac{4 \cdot G_k \cdot v_k}{w_B \cdot \pi \cdot d_{BH}^2} = \frac{4 \cdot 63,9 \cdot 0,001016}{0,8 \cdot 3,14 \cdot 0,014 \cdot 0,014} = 528 \text{ шт}$$

При четырехходовом движении воды общее количество трубных концов, развальцованных в трубной доске равно, $z = 4 \cdot n = 4 \cdot 528 = 2114$ шт.

Площадь трубной доски, занятая трубами

$$F_{тр} = z \cdot \frac{\pi \cdot d_H^2}{4} \cdot \frac{1}{0,48} = 2114 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,016 \cdot 0,016}{4} \cdot \frac{1}{0,48} = 0,88 \text{ м}^2$$

Средняя длина труб

$$l = \frac{F}{2 \cdot n \cdot \pi \cdot d_H} = \frac{233}{2 \cdot 2114 \cdot 3,14 \cdot 0,016} = 1,0969 \text{ м}$$

Для определения коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке труб необходимо сначала установить режим движения плёнки конденсата.

Значение числа Рейнольдса для плёнки конденсата на нижней кромке поверхности

$$Re = \frac{Q \cdot H}{r \cdot \rho' \cdot v}$$

Все значения находим при давлении насыщения греющего пара

$r=2357.4$ кДж/кг – теплота парообразования;

$\rho' = 1/v = 1/1.0172 \cdot 10^{-3} = 983$ кг/м³ – плотность жидкости;

$v = 0,474$ м²/с – кинематическая вязкость;

$$Re = \frac{Q \cdot H}{r \cdot \rho' \cdot v} = \frac{5.915 \cdot 10^6 \cdot 2.574}{2357.4 \cdot 983 \cdot 0.474} = 13.87$$

Т.к. $Re < Re_{кр} = 100$, то средний коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенкам труб

$$\lambda = 0,651 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$$

$$\alpha_1 = 1,01 \cdot \lambda \cdot \left(\frac{g}{v^2}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot Re^{-\frac{1}{3}} = 1.01 \cdot 0.651 \cdot \left(\frac{9.81}{(4.74 \cdot 10^{-7})^2}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot (13.87)^{-\frac{1}{3}} \\ = 16694.52 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$$

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

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}}}{2} = \frac{34 + 58,1}{2} = 46,05^{\circ}\text{C}$$

Число Рейнольдса в этом случае

$$Re_{\text{ж}} = \frac{w_{\text{в}} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{ж}}} = \frac{0,8 \cdot 0,014}{5,912 \cdot 10^{-7}} = 18744,5$$

$Re_{\text{ж}} > Re_{\text{кр}}$, т. е. режим движения конденсата турбулентный. При $t_{\text{ж}} \approx t_{\text{ст}} \approx 46,05^{\circ}\text{C}$, $Pr_{\text{ст}} \approx Pr_{\text{ж}} \approx 3,8451$, а $\epsilon_{\text{в}} = 1$ для Л-68, тогда

$$\overline{Nu}_{\text{ж}} = 0,023 \cdot Re_{\text{ж}}^{0,8} Pr_{\text{ж}}^{0,43} = 0,023 \cdot (18944,5)^{0,8} \cdot (3,8451)^{0,43} = 108,448$$

Средний коэффициент теплоотдачи от стенки труб к конденсату

$$\lambda_{\text{ж}} = 0,636 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$$

$$\overline{\alpha}_2 = \frac{\overline{Nu}_{\text{ж}} \cdot \lambda_{\text{ж}}}{d_{\text{вн}}} = \frac{108,448 \cdot 0,636}{0,014} = 4926,66 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

Коэффициент теплопередачи

$$\delta_{\text{ст}} = 1 \text{ мм} = 0,001 \text{ м}$$

$$\lambda_{\text{ст}} = 106,32 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{16694,52} + \frac{0,001}{106,32} + \frac{1}{4926,66}} = 3676,47 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

Площадь поверхности теплообмена равна

$$F = \frac{5,915 \cdot 10^6}{3676,48 \cdot 9,37} = 171,7 \text{ м}^2$$

Таким образом, методом последовательного приближения можно получить требуемую площадь поверхности теплообмена. [12].

Расчет ПНД – 2

ПН-130-16-10

Характеристика подогревателя:

- поверхность нагрева – 130 м^2

- тепловой поток – 7,3 МВт
- максимальная температура пара – 400°C
- гидравлическое сопротивление – 0,09 МПа
- номинальный массовый расход воды – 63,9 кг/с (230 т/ч)

Исходные данные принять на основании теплового расчёта турбоустановки Т-110/120-130.

Исходные данные:

Давление греющего пара $P_n = 0,078$ Мпа

Температура греющего пара $t = -, x = 0,983$

Температура насыщения $t_n = 92,82^\circ\text{C}$

Энтальпия греющего пара $i_n = 2560$ кДж/кг

Давление нагреваемого конденсата $P_k = 1,02$ Мпа

Температура конденсата на входе в подогреватель $t_{\text{вх.к.}} = 55,09^\circ\text{C}$

Энтальпия конденсата $i_{\text{вх.к.}} = 230,5$ кДж/кг

Расход конденсата $G = 63,9$ кг/с

Принимаем недогрев воды до температуры насыщения греющего пара равным 2°C . Тогда температура конденсата на выходе из подогревателя $t_{\text{вых}} = t_n - \nu = 92,82 - 2 = 90,82^\circ\text{C}$ и энтальпия $i_{\text{вых}} = 380,42$ кДж/кг

Расход греющего пара в подогреватель из уравнения теплового баланса

$$D_n = \frac{G_k \cdot (i_{\text{вых}} - i_{\text{вх}})}{(i_n - i_n) \cdot \eta} = \frac{63,9 \cdot (380,42 - 230,5)}{(2560 - 388,84) \cdot 0,98} = 4,64 \text{ кг/с}$$

Количество теплоты, передаваемое греющим паром в подогреватель

$$Q = D_n \cdot (i_n - i_n) \cdot \eta = 4,64 \cdot (2560 - 388,84) \cdot 0,98 = 9,87 \cdot 10^6 \text{ Вт}$$

Требуемая поверхность теплообмена может быть определена из уравнения теплопередачи.

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}$$

Значение температурного напора при принятых исходных данных равно

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)} = \frac{(t_{\text{н}} - t'_{\text{с.п}}) - (t_{\text{н}} - t''_{\text{с.п}})}{\ln\left(\frac{t_{\text{н}} - t'_{\text{с.п}}}{t_{\text{н}} - t''_{\text{с.п}}}\right)} = \frac{(92,82 - 55,09) - (92,82 - 90,82)}{\ln\left(\frac{37,72}{2}\right)}$$

$$= 12,19^{\circ}\text{C}$$

Коэффициент теплопередачи для подогревателей с U – образными латунными трубами обычно равен $k = 2,5 - 3,0 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$. Примем в первом приближении $k=2,7 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$. Требуемая поверхность в этом случае составит

$$F = \frac{9,87 \cdot 10^6}{2,7 \cdot 10^3 \cdot 12,19} = 299,88 \text{ м}^2$$

С учётом принятой поверхности предварительно принимаются основные размеры подогревателя. Подогреватель выполняется с одной трубной доской и U – образными латунными трубками диаметром $16 \times 1 \text{ мм}$ (Л-68 $d_{\text{н}}/d_{\text{в}}$ $16 \times 14 \text{ мм}$). Приняв шахматное расположение труб ($S_1 = 22 \text{ мм}$, $S_2 = 19 \text{ мм}$) с коэффициентом заполнения трубной доски

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{0,866 \cdot t^2 \cdot N}{\pi \cdot D_{\text{тр}}^2 / 4}$$

Где N - общее число труб в подогревателе

$D_{\text{тр}}$ – диаметр трубы.

t – шаг труб.

$t = 1,3 \cdot d_{\text{вн}} = 1,3 \cdot 14 = 18,2$ – при вальцевом соединении труб

$$N = \frac{F}{\pi \cdot D_{\text{тр}}^2 \cdot l} = \frac{299,88}{3,14 \cdot (0,014)^2 \cdot 1,38} = 549$$

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{0,866 \cdot 0,0182^2 \cdot 549 \cdot 4}{3,14 \cdot (0,014)^2} = 0,48$$

И зная скорость движения воды в трубах $w=0,8 \text{ м/с}$ (рекомендуемая для ПНД), можно определить число параллельных труб по ходу воды:

$$n = \frac{4 \cdot G_k \cdot v_k}{w_{\text{в}} \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2} = \frac{4 \cdot 63,9 \cdot 0,001038}{0,8 \cdot 3,14 \cdot 0,014 \cdot 0,014} = 541 \text{ шт}$$

При четырехходовом движении воды общее количество трубных концов, развальцованных в трубной доске равно, $z = 4 \cdot n = 4 \cdot 541 = 2165 \text{ шт}$.

Площадь трубной доски, занятая трубами

$$F_{\text{тр}} = z \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{н}}^2}{4} \cdot \frac{1}{0,48} = 2165 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,016 \cdot 0,016}{4} \cdot \frac{1}{0,48} = 0,906 \text{ м}^2$$

Средняя длина труб

$$l = \frac{F}{2 \cdot n \cdot \pi \cdot d_{\text{н}}} = \frac{299,88}{2 \cdot 2165 \cdot 3,14 \cdot 0,016} = 1,38 \text{ м}$$

Для определения коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке труб необходимо сначала установить режим движения плёнки конденсата.

Значение числа Рейнольдса для плёнки конденсата на нижней кромке поверхности

$$Re = \frac{Q \cdot H}{r \cdot \rho' \cdot \nu}$$

Все значения находим при давлении насыщения греющего пара

$r = 2275,3 \text{ кДж/кг}$ – теплота парообразования;

$\rho' = 1/\nu = 1/1,038 \cdot 10^{-3} = 963,39 \text{ кг/м}^3$ – плотность жидкости;

$\nu = 0,316 \text{ м}^2/\text{с}$ – кинематическая вязкость;

$$Re = \frac{Q \cdot H}{r \cdot \rho' \cdot \nu} = \frac{9,87 \cdot 10^6 \cdot 2,574}{2275,3 \cdot 963,39 \cdot 0,316} = 36,67$$

Т.к. $Re < Re_{\text{кр}} = 100$, то средний коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенкам труб

$$\lambda = 0,674 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$$

$$\alpha_1 = 1,01 \cdot \lambda \cdot \left(\frac{g}{\nu^2}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot Re^{-\frac{1}{3}} = 1,01 \cdot 0,674 \cdot \left(\frac{9,81}{(3,1611 \cdot 10^{-7})^2}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot (36,67)^{-\frac{1}{3}} \\ = 9370 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$$

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

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}}}{2} = \frac{55,09 + 90,82}{2} = 72,95 \text{ °C}$$

Число Рейнольдса в этом случае

$$Re_{ж} = \frac{w_{в} \cdot d_{вн}}{v_{ж}} = \frac{0,8 * 0,014}{3,9762 * 10^{-7}} = 28167,6$$

$Re_{ж} > Re_{кр}$, т. е. режим движения конденсата турбулентный. При $t_{ж} \approx t_{ст} \approx 72,95^{\circ}\text{C}$, $Pr_{ст} \approx Pr_{ж} \approx 2,4569$, а $\epsilon_{в} = 1$ для Л-68, тогда

$$\overline{Nu}_{ж} = 0,023 \cdot Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} = 0,023 * (28167,6)^{0,8} * (2,4569)^{0,43} = 122,855$$

Средний коэффициент теплоотдачи от стенки труб к конденсату

$$\lambda_{ж} = 0,662 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$$

$$\alpha_2 = \frac{\overline{Nu}_{ж} \cdot \lambda_{ж}}{d_{вн}} = \frac{122,855 * 0,662}{0,014} = 5809,2 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

Коэффициент теплопередачи

$$\delta_{ст} = 1 \text{ мм} = 0,001 \text{ м}$$

$$\lambda_{ст} = 106,86 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{9370} + \frac{0,001}{106,86} + \frac{1}{5809,2}} = 3472,22 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

Площадь поверхности теплообмена равна

$$F = \frac{9,87 * 10^6}{3472,22 * 12,19} = 233,188 \text{ м}^2$$

Таким образом, методом последовательного приближения можно получить требуемую площадь поверхности теплообмена. [12].

Расчет ПНД – 3

ПН-200-16-7

Характеристика подогревателя:

- поверхность нагрева – 200 м²
- тепловой поток – 10,2 МВт
- максимальная температура пара – 240^oC
- гидравлическое сопротивление – 0,07 МПа
- номинальный массовый расход воды – 97,2 кг/с (350 т/ч)

Исходные данные принять на основании теплового расчёта турбоустановки Т-110/120-130.

Исходные данные:

Давление греющего пара $P_{\text{п}} = 0,294$ Мпа

Температура греющего пара $t = 130^{\circ}\text{C}$

Температура насыщения $t_{\text{н}} = 130,2^{\circ}\text{C}$

Энтальпия греющего пара $i_{\text{п}} = 2720$ кДж/кг

Давление нагреваемого конденсата $P_{\text{к}} = 1,02$ Мпа

Температура конденсата на входе в подогреватель $t_{\text{вх.к.}} = 87,82^{\circ}\text{C}$

Энтальпия конденсата $i_{\text{вх.к.}} = 367,8$ кДж/кг

Расход конденсата $G = 97,2$ кг/с

Принимаем недогрев воды до температуры насыщения греющего пара равным 2°C . Тогда температура конденсата на выходе из подогревателя $t_{\text{вых}} = t_{\text{н}} - \nu = 130,2 - 2 = 128,2^{\circ}\text{C}$ и энтальпия $i_{\text{вых}} = 538,7$ кДж/кг

Расход греющего пара в подогреватель из уравнения теплового баланса

$$D_n = \frac{G_{\text{к}} \cdot (i_{\text{вых}} - i_{\text{вх}})}{(i_{\text{п}} - i_{\text{н}}) \cdot \eta} = \frac{97,2 \cdot (538,7 - 367,8)}{(2720 - 547,24) \cdot 0,98} = 7,8013 \text{ кг/с}$$

Количество теплоты, передаваемое греющим паром в подогреватель

$$Q = D_n \cdot (i_{\text{п}} - i_{\text{н}}) \cdot \eta = 7,8013 \cdot (2720 - 547,24) \cdot 0,98 = 16,611 \cdot 10^6 \text{ Вт}$$

Требуемая поверхность теплообмена может быть определена из уравнения теплопередачи.

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}$$

Значение температурного напора при принятых исходных данных равно

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\text{Ln} \left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} \right)} = \frac{(t_{\text{н}} - t'_{\text{с.п.}}) - (t_{\text{н}} - t''_{\text{с.п.}})}{\text{Ln} \left(\frac{t_{\text{н}} - t'_{\text{с.п.}}}{t_{\text{н}} - t''_{\text{с.п.}}} \right)} = \frac{(130,2 - 87,82) - (130,2 - 128,2)}{\text{Ln} \left(\frac{42,38}{2} \right)} = 13,22^{\circ}\text{C}$$

Коэффициент теплопередачи для подогревателей с U – образными латунными трубами обычно равен $k = 2,5 - 3,0 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$. Примем в первом приближении $k=2,7 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$. Требуемая поверхность в этом случае составит

$$F = \frac{16,611 \cdot 10^6}{2,7 \cdot 10^3 \cdot 13,22} = 465 \text{ м}^2$$

С учётом принятой поверхности предварительно принимаются основные размеры подогревателя. Подогреватель выполняется с одной трубной доской и U – образными латунными трубками диаметром $16 \times 1 \text{ мм}$ (Л-68 $d_{\text{н}}/d_{\text{в}}$ $16 \times 14 \text{ мм}$). Приняв шахматное расположение труб ($S_1 = 22 \text{ мм}$, $S_2 = 19 \text{ мм}$) с коэффициентом заполнения трубной доски

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{0,866 \cdot t^2 \cdot N}{\pi \cdot D_{\text{тр}}^2 / 4}$$

Где N - общее число труб в подогревателе

$D_{\text{тр}}$ – диаметр трубы.

t – шаг труб.

$t = 1,3 \cdot d_{\text{вн}} = 1,3 \cdot 14 = 18,2$ – при вальцевом соединении труб

$$N = \frac{F}{\pi \cdot D_{\text{тр}}^2 \cdot l} = \frac{465}{3,14 \cdot (0,014)^2 \cdot 1,42} = 602$$

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{0,866 \cdot 0,0182^2 \cdot 602 \cdot 4}{3,14 \cdot (0,14)^2} = 0,48$$

И зная скорость движения воды в трубах $w=0,8 \text{ м/с}$ (рекомендуемая для ПНД), можно определить число параллельных труб по ходу воды:

$$n = \frac{4 \cdot G_k \cdot v_k}{w_{\text{в}} \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2} = \frac{4 \cdot 97,2 \cdot 0,001038}{0,8 \cdot 3,14 \cdot 0,014 \cdot 0,014} = 816 \text{ шт}$$

При четырехходовом движении воды общее количество трубных концов, развальцованных в трубной доске равно, $z = 4 \cdot n = 4 \cdot 816 = 3265 \text{ шт}$.

Площадь трубной доски, занятая трубами

$$F_{\text{тр}} = z \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{н}}^2}{4} \cdot \frac{1}{0,48} = 3265 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,016 \cdot 0,016}{4} \cdot \frac{1}{0,48} = 1,37 \text{ м}^2$$

Средняя длина труб

$$l = \frac{F}{2 \cdot n \cdot \pi \cdot d_H} = \frac{465}{2 * 3265 * 3,14 * 0,016} = 1,42 \text{ м}$$

Для определения коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке труб необходимо сначала установить режим движения плёнки конденсата.

Значение числа Рейнольдса для плёнки конденсата на нижней кромке поверхности

$$Re = \frac{Q \cdot H}{r \cdot \rho' \cdot \nu}$$

Все значения находим при давлении насыщения греющего пара

$r=2165,4 \text{ кДж/кг}$ – теплота парообразования;

$\rho' = 1/\nu = 1/1.0725 * 10^{-3} = 932,4 \text{ кг/м}^3$ – плотность жидкости;

$\nu = 0,223 \text{ м}^2/\text{с}$ – кинематическая вязкость;

$H=4.820 \text{ м}$ – высота теплообменной поверхности труб.

$$Re = \frac{Q \cdot H}{r \cdot \rho' \cdot \nu} = \frac{16,611 * 10^6 * 4,820}{2165,4 * 932,4 * 0.223} = 377,83$$

Т.к. $Re > Re_{кр} = 100$, то средний коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенкам труб

$$\lambda = 0,685 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$$

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \lambda \cdot \left(\frac{g}{\nu^2}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{0,16 \cdot Pr^{1/3} \cdot Re}{Re - 100 + 63.2 \cdot Pr^{1/3}} \\ &= 0.685 * \left(\frac{9.81}{(0.223 * 10^{-6})^2}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{0.16 * 1.2969^{1/3} * 177.83}{177.83 - 100 + 63.2 * 1.2969^{1/3}} \\ &= 8420 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

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

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}}}{2} = \frac{87.82 + 128.2}{2} = 108.01 \text{ °C}$$

Число Рейнольдса в этом случае

$$Re_{ж} = \frac{w_{в} \cdot d_{вн}}{v_{ж}} = \frac{0,8 * 0,014}{2,7268 * 10^{-7}} = 41073$$

$Re_{ж} > Re_{кр}$, т. е. режим движения конденсата турбулентный. При $t_{ж} \approx t_{ст} \approx 108,01^{\circ}\text{C}$, $Pr_{ст} \approx Pr_{ж} \approx 1,6131$, а $\epsilon_{в} = 1$ для Л-68, тогда

$$\overline{Nu}_{ж} = 0,023 \cdot Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} = 0,023 * (41073)^{0,8} * (1,6131)^{0,43} = 138,63$$

Средний коэффициент теплоотдачи от стенки труб к конденсату

$$\lambda_{ж} = 0,680 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$$

$$\overline{\alpha}_2 = \frac{\overline{Nu}_{ж} \cdot \lambda_{ж}}{d_{вн}} = \frac{138,63 * 0,680}{0,014} = 6733,69 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{}^{\circ}\text{C}$$

Коэффициент теплопередачи

$$\delta_{ст} = 1 \text{ мм} = 0,001 \text{ м}$$

$$\lambda_{ст} = 106 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{}^{\circ}\text{C}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{8420} + \frac{0,001}{106} + \frac{1}{6733,69}} = 3623,188 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{}^{\circ}\text{C}$$

Площадь поверхности теплообмена равна

$$F = \frac{16,611 * 10^6}{3623,188 * 13,22} = 346,79 \text{ м}^2$$

Таким образом, методом последовательного приближения можно получить требуемую площадь поверхности теплообмена. [12].

Расчет ПНД – 4

ПН-200-16-7

Характеристика подогревателя:

- поверхность нагрева – 200 м²
- тепловой поток – 10,2 МВт
- максимальная температура пара – 240^oC
- гидравлическое сопротивление – 0,07 МПа
- номинальный массовый расход воды – 97,2 кг/с (350 т/ч)

Исходные данные принять на основании теплового расчёта турбоустановки Т-110/120-130.

Исходные данные:

Давление греющего пара $P_{\text{п}} = 0,531$ Мпа

Температура греющего пара $t = 190^{\circ}\text{C}$

Температура насыщения $t_{\text{н}} = 154,12^{\circ}\text{C}$

Энтальпия греющего пара $i_{\text{п}} = 2825$ кДж/кг

Давление нагреваемого конденсата $P_{\text{к}} = 1,02$ Мпа

Температура конденсата на входе в подогреватель $t_{\text{вх.к.}} = 125,2^{\circ}\text{C}$

Энтальпия конденсата $i_{\text{вх.к.}} = 526,46$ кДж/кг

Расход конденсата $G = 97,2$ кг/с

Принимаем недогрев воды до температуры насыщения греющего пара равным 2°C . Тогда температура конденсата на выходе из подогревателя $t_{\text{вых}} = t_{\text{н}} - \nu = 154,12 - 2 = 152,12^{\circ}\text{C}$ и энтальпия $i_{\text{вых}} = 641,41$ кДж/кг

Расход греющего пара в подогреватель из уравнения теплового баланса

$$D_n = \frac{G_{\text{к}} \cdot (i_{\text{вых}} - i_{\text{вх}})}{(i_{\text{п}} - i_{\text{н}}) \cdot \eta} = \frac{97,2 \cdot (641,41 - 526,46)}{(2825 - 650,07) \cdot 0,98} = 5,26 \text{ кг/с}$$

Количество теплоты, передаваемое греющим паром в подогреватель

$$Q = D_n \cdot (i_{\text{п}} - i_{\text{н}}) \cdot \eta = 5,26 \cdot (2825 - 650,07) \cdot 0,98 = 11,211 \cdot 10^6 \text{ Вт}$$

Требуемая поверхность теплообмена может быть определена из уравнения теплопередачи.

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}$$

Значение температурного напора при принятых исходных данных равно

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)} = \frac{(t_{\text{н}} - t'_{\text{с.п}}) - (t_{\text{н}} - t''_{\text{с.п}})}{\ln\left(\frac{t_{\text{н}} - t'_{\text{с.п}}}{t_{\text{н}} - t''_{\text{с.п}}}\right)} = \frac{(154,12 - 125,2) - (154,12 - 152,12)}{\ln\left(\frac{28,92}{2}\right)} = 10,082^{\circ}\text{C}$$

Коэффициент теплопередачи для подогревателей с U – образными латунными трубами обычно равен $k = 2,5 - 3,0 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$. Примем в первом приближении $k=2,7 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$. Требуемая поверхность в этом случае составит

$$F = \frac{11,211 \cdot 10^6}{2,7 \cdot 10^3 \cdot 10,082} = 411 \text{ м}^2$$

С учётом принятой поверхности предварительно принимаются основные размеры подогревателя. Подогреватель выполняется с одной трубной доской и U – образными латунными трубками диаметром $16 \times 1 \text{ мм}$ (Л-68 $d_{\text{н}}/d_{\text{в}}$ $16 \times 14 \text{ мм}$). Приняв шахматное расположение труб ($S_1 = 22 \text{ мм}$, $S_2 = 19 \text{ мм}$) с коэффициентом заполнения трубной доски

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{0,866 \cdot t^2 \cdot N}{\pi \cdot D_{\text{тр}}^2 / 4}$$

Где N - общее число труб в подогревателе

$D_{\text{тр}}$ – диаметр трубы.

t – шаг труб.

$t = 1,3 \cdot d_{\text{вн}} = 1,3 \cdot 14 = 18,2$ – при вальцевом соединении труб

$$N = \frac{F}{\pi \cdot D_{\text{тр}}^2 \cdot l} = \frac{411}{3,14 \cdot (0,014)^2 \cdot 1,35} = 614$$

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{0,866 \cdot 0,0182^2 \cdot 614 \cdot 4}{3,14 \cdot (0,14)^2} = 0,48$$

И зная скорость движения воды в трубах $w=0,8 \text{ м/с}$ (рекомендуемая для ПНД), можно определить число параллельных труб по ходу воды:

$$n = \frac{4 \cdot G_k \cdot v_k}{w_{\text{в}} \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2} = \frac{4 \cdot 97,2 \cdot 0,00103}{0,8 \cdot 3,14 \cdot 0,014 \cdot 0,014} = 758 \text{ шт}$$

При четырехходовом движении воды общее количество трубных концов, развальцованных в трубной доске равно, $z = 4 \cdot n = 4 \cdot 758 = 3033 \text{ шт}$.

Площадь трубной доски, занятая трубами

$$F_{\text{тр}} = z \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{н}}^2}{4} \cdot \frac{1}{0,48} = 3033 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,016 \cdot 0,016}{4} \cdot \frac{1}{0,48} = 1,27 \text{ м}^2$$

Средняя длина труб

$$l = \frac{F}{2 \cdot n \cdot \pi \cdot d_n} = \frac{411}{2 * 3033 * 3,14 * 0,016} = 1,35 \text{ м}$$

Для определения коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке труб необходимо сначала установить режим движения плёнки конденсата.

Значение числа Рейнольдса для плёнки конденсата на нижней кромке поверхности

$$Re = \frac{Q \cdot H}{r \cdot \rho' \cdot \nu}$$

Все значения находим при давлении насыщения греющего пара

$r=2100,7$ кДж/кг – теплота парообразования;

$\rho' = 1/\nu = 1/1.0951 * 10^{-3} = 913$ кг/м³ – плотность жидкости;

$\nu = 0,194$ м²/с – кинематическая вязкость;

$H=4.820$ м – высота теплообменной поверхности труб.

$$Re = \frac{Q \cdot H}{r \cdot \rho' \cdot \nu} = \frac{11,211 * 10^6 * 4,820}{2100,7 * 913 * 0.194} = 145$$

Т.к. $Re > Re_{кр} = 100$, то средний коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенкам труб

$$\lambda = 0,683 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$$

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \lambda \cdot \left(\frac{g}{\nu^2}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{0,16 \cdot Pr^{1/3} \cdot Re}{Re - 100 + 63.2 \cdot Pr^{1/3}} \\ &= 0.683 * \left(\frac{9.81}{(0.194 * 10^{-6})^2}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{0.16 * 1,121^{1/3} * 145}{145 - 100 + 63.2 * 1.121^{1/3}} \\ &= 9479,64 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C} \end{aligned}$$

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

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}}}{2} = \frac{125 + 150,12}{2} = 137,56 \text{ °C}$$

Число Рейнольдса в этом случае

$$Re_{ж} = \frac{w_{в} \cdot d_{вн}}{v_{ж}} = \frac{0,8 * 0,014}{2.1578 * 10^{-7}} = 51904,7$$

$Re_{ж} > Re_{кр}$, т. е. режим движения конденсата турбулентный. При $t_{ж} \approx t_{ст} \approx 137,56^{\circ}\text{C}$, $Pr_{ст} \approx Pr_{ж} \approx 1,2518$, а $\epsilon_{в} = 1$ для Л-68, тогда

$$\overline{Nu}_{ж} = 0,023 \cdot Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} = 0,023 * (51904,7)^{0,8} * (1,2518)^{0,43} = 147,904$$

Средний коэффициент теплоотдачи от стенки труб к конденсату

$$\lambda_{ж} = 0,685 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$$

$$\overline{\alpha}_2 = \frac{\overline{Nu}_{ж} \cdot \lambda_{ж}}{d_{вн}} = \frac{147,904 * 0,685}{0,014} = 7236,73 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{}^{\circ}\text{C}$$

Коэффициент теплопередачи

$$\delta_{ст} = 1 \text{ мм} = 0,001 \text{ м}$$

$$\lambda_{ст} = 106 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{}^{\circ}\text{C}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{9479,64} + \frac{0,001}{107} + \frac{1}{7236,73}} = 3968,25 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{}^{\circ}\text{C}$$

Площадь поверхности теплообмена равна

$$F = \frac{11,211 * 10^6}{3968,25 * 10,082} = 280,2 \text{ м}^2$$

Вывод: таким образом, методом последовательного приближения можно получить требуемую площадь поверхности теплообмена.

Заключение

В результате выполненной работы произведен тепловой расчет АТЭЦ-2, в котором рассчитали тепловые нагрузки по режимам. Произведен тепловой расчет и выбор основного оборудования. Выполнен тепловой расчет подогревателя низкого давления. Методом последовательного приближения определили площадь поверхности теплообмена, рассчитали коэффициент теплопередачи.

В экономической части определили себестоимость электрической и тепловой энергии, до расширения и после расширения Алматинской ТЭЦ – 2. Увеличили установленную мощность ТЭЦ на 90 МВт, путем установки дополнительной турбины. Так же вычислили высоту дымовой трубы, которая равна 129 м. И произвели расчет шума по турбинному цеху.

Список литературы

1. В.А. Спейшер, А.Д. Горбаненко Повышение эффективности использованного газа и мазута в энергетических установках.- М., 1991. 184 стр.
2. Производственная инструкция по обслуживанию турбоагрегатов №1,2,3 типа ПТ-80/100-130/13. Алматы 2007.
3. Производственная инструкция. Алматы 2007.
4. В.Я. Рыжкин. Тепловые электрические станции: Учебник для вузов / Под ред. В.Я. Гиршфельда. – 3 – е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.: ил.
5. Рихтер Л.А. Тепловые электрические станции и защита атмосферы. М., «Энергия», 1975.
6. Назмеев Ю.Г., Системы топливоподачи и пылеприготовления ТЭС: Справочное пособие / Ю.Г. Назмеев, Г.Р. Мингалеева. – М.:МЭИ,2005. – 480 с.
7. Производственная инструкция по обслуживанию турбоагрегата №4 типа Р – 50 – 130/13. Алматы 2007.
8. Производственная инструкция по пожарной безопасности турбинного цеха. Алматы, 2007.
9. Тепловой расчёт котельных агрегатов (Нормативный метод). Под ред. Н.В.Кузнецов и др., М., «Энергия», 1973.
10. Котельные установки. Учебное пособие для студентов неэнергетических специальностей вузов. Москва., «Энергия», 1977.
11. Производственная инструкция по электрической безопасности турбинного цеха. Алматы, 2007.
12. Л.А. Рихтер, Д.П. Элизаров, В.М. Лавыгин. Вспомогательное оборудование тепловых электростанции: Учебное пособие для вузов – М.: Энергоатомиздат. 1987. – 216 с., ил.
13. Интернет ресурс www.membrane.msk.ru/books

14. Интернет ресурс www.ales.kz.
15. Парамонов С.Г. Методические указания к выполнению курсовой работы для студентов специальности 5В071700 – Теплоэнергетика, специализации «Тепловые электрические станции», «Промышленная теплоэнергетика». – Алматы: АУЭС, 2013. – 17 с.
16. «Стационарные паровые турбины» А.Д. Трухний. – 2-ое изд. перераб. и дом. – М.: Энергоатомиздат, - 1990. – 640 с. (стр. 370).
17. Интернет ресурсы www.scbist.com
18. А.А.Цынаев, Д.Л.Жуховицкий. «Расчет элементов тепловой схемы котельной установки». Методические указания к курсовому и дипломному проектированию. – Ульяновск: УлГТУ, 2005. – 24 С.
19. СН РК 2.04-01-2009. Нормы теплотехнического проектирования гражданских и промышленных зданий (сооружений) с учетом энергосбережения
20. СНиП II-12-77. Защита от шума.- М, 1978
21. Мананбаева С.Е. “Безопасность жизнедеятельности. Защита от производственного шума” –Методические указания к выполнению расчетно-графической работы.- А,2009.
22. Султанбаева Б.М., Идрисова К.С., Туманова А.А. Инженерная экология. Методические указания для выполнения лабораторных работ для студентов специальности 0507718 – Теплоэнергетика. – Алматы: АИЭС, 2008. - 34с.
23. Методика расчета концентраций в атмосферном воздухе вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий. ОНД-86.:Госкомгидромет, 1987.- 93с.
24. www.wikipedia.org.
25. www.economic.samgtu.ru
26. www.pdomagos.ru Справочник энергетика.

27. <http://heat.sarzem.ru> Сайт Саратовский завод энергетического машиностроения.