

Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение  
высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
П о л и т е х н и ч е с к и й   и н с т и т у т  
Т е п л о в ы е   э л е к т р и ч е с к и е   с т а н ц и и

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой  
\_\_\_\_\_ Е.А. Бойко  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2020г.

## **БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

### **13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»**

Проект ТЭЦ 495 МВт в г. Екатеринбург

Руководитель	_____	<u>профессор, д.т.н. С.А. Михайленко</u>
	подпись, дата	
Выпускник	_____	<u>К.И. Тарасенко</u>
	подпись, дата	
Технический контроль	_____	<u>С.А. Михайленко</u>
	подпись, дата	
Нормоконтролер	_____	<u>П.В. Шишмарев</u>
	подпись, дата	

Красноярск 2020

Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение  
высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

П о л и т е х н и ч е с к и й   и н с т и т у т  
Т е п л о в ы е   э л е к т р и ч е с к и е   с т а н ц и и

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_ Е.А. Бойко

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 г.

**ЗАДАНИЕ**  
**НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ**  
**в форме \_\_\_\_\_ бакалаврской работы \_\_\_\_\_**

Студенту Тарасенко Константину Ивановичу

(фамилия, имя, отчество студента)

Группа ЗФЭ 17-12БВ Направление (специальность)

13.03.01

(код)

Теплоэнергетика и теплотехника

(наименование)

Тема выпускной квалификационной работы Проект ТЭЦ 495 МВт в г.Екатеринбург

Утверждена приказом по университету № 1159/с от 04 февраля 2020 года

Руководитель ВКР С.А. Михайленко, профессор кафедры «ТЭС» ПИСФУ

(инициалы, фамилия, должность и место работы)

Исходные данные для ВКР электрическая нагрузка 495 МВт, тепловая нагрузка 1279 МВт, топливо природный газ, место строительства г. Екатеринбург

Перечень разделов ВКР оценка эффективности строительства ТЭЦ, расчетная часть, общая часть, охрана окружающей среды

Перечень графического материала

Лист 1. Генеральный план

Лист 2. Поперечный разрез главного корпуса

Лист 3. Принципиальная тепловая схема (турбина Т-120/130-130/15)

Лист 4. Принципиальная тепловая схема (турбину ПТ-135/165-130/15)

Руководитель ВКР

\_\_\_\_\_   
подпись

С.А. Михайленко

Задание принял к исполнению

\_\_\_\_\_   
подпись

К.И. Тарасенко

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 г.

## РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект ТЭЦ 495 МВт» содержит 69 страниц текстового документа, 15 использованных источников, 4 листа графического материала.

**ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ, ТЕПЛОВАЯ СХЕМА, ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ, ОБОРУДОВАНИЕ, ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО, ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ.**

Место строительства - г. Екатеринбург.

Цели строительства:

- вывод из эксплуатации неэффективного, устаревшего оборудования;
- ввод современных, экономичных и экологичных мощностей;
- улучшение экологической ситуации в Екатеринбурге;
- повышение надежности теплоснабжения Екатеринбурга;
- обеспечение производственным паром нужд перспективных промышленных предприятий.

В результате расчетов и анализа определен наиболее оптимальный вариант оборудования для строительства и произведена экономическая оценка проекта. Произведен расчет принципиальной тепловой схемы и технико-экономических показателей. Выбрано вспомогательное оборудование в пределах тепловой схемы. Спроектировано топливное хозяйство и техническое водоснабжение. Также рассмотрены вопросы воздействия на окружающую среду.

Полученные результаты расчётов показали техническую и экономическую привлекательность рассматриваемого проекта строительства.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1 Экономическая часть .....	5
1.1 Экономическое обоснование состава основного оборудования с позиции макроэкономики.....	5
1.2 Расчёт капитальных вложений .....	7
1.3 Экономическое обоснование состава основного оборудования с позиции микроэкономики .....	8
1.4 Оценка экономической эффективности капитальных вложений .....	11
2 Расчетная часть.....	14
2.1 Конструирование тепловой схемы турбины Т-120/130-130-12,8 и подготовка данных к расчету.....	14
2.2 Расчет принципиальной тепловой схемы турбины Т-120/130-130 на номинальный режим .....	18
2.3 Расчёт технико-экономических показателей работы станции .....	34
2.4 Конструирование тепловой схемы турбины ПТ-135/165-130/15.....	38
2.5 Выбор оборудования в пределах тепловой схемы .....	43
3 Общая часть .....	47
3.1 Генеральный план .....	47
3.2 Компонировка главного корпуса.....	48
3.3 Топливное хозяйство .....	50
3.4 Техническое водоснабжение.....	60
4 Охрана окружающей среды .....	63
4.1 Общая характеристика.....	63
4.2 Расчет выбросов и выбор дымовой трубы.....	65
Заключение .....	68
Список использованных источников .....	69

## ВВЕДЕНИЕ

Екатеринбург – крупный промышленный центр Урала (оптико-механическая промышленность, приборостроение и тяжелое машиностроение, металлургия, легкая и пищевая промышленность, военно-промышленный комплекс). Основными источниками города, а также его ближайших городов Среднеуральск и Верхняя Пышма, Березовский, тепловой и электрической энергией являются:

- Ново-Свердловская ТЭЦ установленная мощность 557 МВт;
- Свердловская ТЭЦ установленная мощность 24 МВт;
- Академическая ТЭЦ установленная мощность 222 МВт;
- ТЭЦ ВИЗа установленная мощность 70 МВт;
- ТЭЦ РТИ установленная мощность 12 МВт;
- ТЭЦ 19 установленная мощность 10 МВт;
- ТЭЦ ТМЗ установленная мощность 24 МВт.

Суммарная установленная электрическая мощность энергосистемы г. Екатеринбурга составила 919 МВт, установленная тепловая мощность составляет 3256 Гкал/час. Средний возраст станций после ввода в эксплуатацию (кроме Академической ТЭЦ) составил 65 лет. Основной вид топлива – газ.

Предприятия энергетики г. Екатеринбурга оказывают существенное воздействие на окружающую среду [14]. Решение проблем негативного воздействия электроэнергетики на окружающую среду в городе актуально. Основными направлениями уменьшения экологической нагрузки предприятий энергетики на окружающую среду остаются снижение объема вредных выбросов в атмосферу и снижение объема размещаемых отходов. Улучшение экологических показателей будет достигаться при выполнении вывода из эксплуатации станций, станций промышленных предприятий и котельных с менее экономичным генерирующим оборудованием, выработавшим свой ресурс. Прямой эффект снижения выбросов связан со строительством оборудования более экологичного и эффективного с точки зрения КПД. Существует также косвенный эффект, который по масштабам может быть больше прямого. Он связан с тем, что современное экономичное и экологичное оборудование получает преимущества при конкурентном отборе на оптовом рынке электроэнергии и мощности и вытесняет менее экономичное генерирующее оборудование. Потенциал такого замещения составляет 26,5 тыс. тонн, или 6,3 процента от выбросов предприятий энергетики в Свердловской области [14].

Объекты генерации развиваются в основном вблизи крупнейших областных экономических и в частности промышленных центров, где наблюдается устойчивый спрос на электрическую и тепловую энергию: города Екатеринбург, Первоуральск, Нижний Тагил, Каменск-Уральский [14]. Уровень развития промышленного производства является одним из основных критериев, позволяющих оценить вероятность перспективного развития объектов

генерации в городских округах и иных муниципальных образованиях. Еще один сценарий связан с закрытием устаревшего производства (станций промышленных предприятий и муниципальных котельных) и строительством новых электростанций.

Настоящий проект предусматривает строительство новой ТЭЦ с установленной электрической мощностью 495 МВт и установленной тепловой мощностью – 1100 Гкал/ч., взамен выбывающего устаревшего оборудования энергетических предприятий г. Екатеринбурга и ближайших городов – спутников. Так как Екатеринбург обеспечен поставками природного газа, то предлагается построить ТЭЦ, работающую на газу. Предусмотрен промышленный отбор пара 276 т/ч для нужд перспективных промышленных предприятий города (завод РТИ, целлюлозно – бумажный комбинат, пищевая промышленность, тяжелое машиностроение, металлургия, военно-промышленный комплекс). Основными потребителями пара являются металлургические заводы и оборонные предприятия города. На их долю приходится 80% объема пара.

## 1 Экономическая часть

### 1.1 Экономическое обоснование состава основного оборудования с позиции макроэкономики

Техническое решение по составу основного оборудования принимается по результатам экономической оценки, исходя с позиции макроэкономики, обеспечивающей взаимоувязку отраслевых интересов топливно-энергетического комплекса и народного хозяйства в целом. Данный подход реализуется применением показателя приведенных затрат, который рассчитывается по каждому из конкурсных вариантов в соответствии с методическими рекомендациями, разработанными в СФУ. Расчет выполняется с помощью табличного процессора Excel [10].

При сравнении вариантов по минимуму приведенных затрат принимаются следующие условия:

1 Сравнимые варианты должны быть технически сопоставимы и взаимозаменяемы.

2 Варианты должны обеспечивать одинаковый энергетический эффект, они должны уравниваться по полезному отпуску энергии и мощности на основе использования системы замыкающих затрат и установок.

3 Все проектируемые мероприятия финансируются из одного источника.

Экономическое обоснование предполагает расчет потенциального народнохозяйственного эффекта в результате экономии приведенных затрат по рекомендуемому варианту состава основного оборудования ( $Z_{ТЭЦ}^p$ ) по сравнению с сопоставляемым вариантом ( $Z_{ТЭЦ}^c$ ).

Для определения состава основного оборудования в качестве предполагаемых вариантов принимаем три турбины Т-120/130-130/15 и турбину ПТ-135/165-130/15, шесть энергетических паровых котлов Е-500-13,8-560 ГМН (вариант 1) и две турбины ПТ-80/100-130/13 и три турбины Т-110/120-130/5, шесть энергетических паровых котлов Е-500-13,8-560 ГМН (вариант 2).

Рассчитаем экономический эффект на макроуровне. Исходные данные представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Исходные данные

Наименование показателя	Значение показателя
Место проектирования ТЭЦ	Свердловская область г. Екатеринбург
Вид топлива	Газ
Тепловые нагрузки потребителей, Гкал/час:	
а) в паре	148
б) в горячей воде	1100



Окончание таблицы 1.1

Наименование показателя	Значение показателя
Годовой коэффициент теплофикации по пару	0,9
Годовой коэффициент теплофикации по гор. воде	0,85
Число часов использования максимума тепловой нагрузки, час/год:	
а) в паре	5100
б) в горячей воде	3350
Электрическая нагрузка потребителей, МВт	495
Число часов использования максимума электрической нагрузки, час/год	6000
Число часов использования номинальной установленной мощности ТЭЦ, час/год	6000
Производительность энергетического котла, т/час	500
Коэффициент полезного действия котла, %	92
Число часов работы турбин, час/год	7200
Замыкающие затраты на топливо, руб/т.у.т	1600
Замыкающие затраты на э/энергию, руб/кВт×ч	1,85
Коэффициент удорожания капитальных вложений	118
Среднегодовой фонд оплаты труда одного работающего, руб./год	442679
Районный коэффициент	1,2
Отчисление в социальные фонды (в % к ФОТ), %	30,4

Приведенные затраты на ТЭЦ представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Приведенные затраты на ТЭЦ

№ варианта	Связь по электроэнергии, млн.кВт×ч		Затраты на перетоки электроэнергии, млн.руб.	Приведенные затраты по ТЭЦ, млн.руб.
	Полезный отпуск электроэнергии с ТЭЦ	Передача в систему и из системы		
1	2785	185	342,31	6731,89
2	2756	214	395,44	6955,85

Экономический эффект на макроуровне определяем по формуле:

$$\mathcal{E}_{\text{макр.}} = Z^c - Z^p, \quad (1.1)$$

где  $Z^p$  – приведенные затраты по первому варианту (млн руб.);

$Z^c$  – приведенные затраты по второму варианту (млн руб.).

$$\mathcal{E}_{\text{макр.}} = 6955,85 - 6731,89 = 223,95$$

Определяем расхождение между вторым и первым вариантами:

$$\frac{3^c - 3^p}{3^c} \cdot 100\% = \frac{6955,85 - 6731,89}{6955,85} \cdot 100\% = 3,22\%$$

так как расхождение по приведенным затратам 2-х вариантов не выходит из диапазона  $\pm 5\%$ , варианты с позиции макроэкономики можно считать равноэкономичными.

## 1.2 Расчёт капитальных вложений

Единовременные капитальные вложения  $K$ , млн руб., определяем по формуле [12]

$$K = (K_{m1} + \sum K_{m(\text{посл})} + K_{n1} + \sum K_{n(\text{посл})} + K_N) \cdot k_k \cdot K_{уд}, \quad (1.2)$$

где  $K_{T1}$ ,  $K_{T(\text{посл})}$  – капитальные вложения на узел головного и каждого последующего турбоагрегатов;

$K_{П1}$ ,  $K_{П(\text{посл})}$  – капитальные вложения на узел головного и каждого последующего котлоагрегата;

$K_N$  – общие капитальные вложения, зависящие от мощности станций;

$k_k$  – коэффициент, учитывающий изменения условий строительства от принятых при расчёте нормативных показателей [12];

$K_{уд}$  – коэффициент удорожания, принимаем 118;

Капитальные вложения, зависящие от мощности станции  $K_N$ , млн руб., определяем по выражению

$$K_N = K_{N1} + \Delta N \cdot \bar{K}_N, \quad (1.3)$$

где  $K_{N1}$  – капитальные вложения, зависящие от мощности, для ТЭЦ, мощность которой меньше проектируемой, но близкая к проектируемой;

$\Delta N$  – разница в мощности проектируемой ТЭЦ и справочной (меньшей) мощности, МВт;

$\bar{K}_N$  – удельные капитальные вложения на единицу мощности в соответствующем диапазоне мощностей, близких к проектируемой;

$$K_N = 9,3 + 60 \cdot 0,0122 = 10,03,$$

$$K = ((16,5 + 4 \cdot 8,25) + (12,86 + 6 \cdot 8) + 10,03) \cdot 1 \cdot 118 = 14252,04.$$

### 1.3 Экономическое обоснование состава основного оборудования

Расчет обосновывается на учете экономических интересов предприятий и учитывает изменение его основных хозрасчетных показателей.

Экономическое обоснование предполагает расчет потенциального внутрихозяйственного эффекта по предприятию в результате снижения себестоимости производства электро- и теплоэнергии по рекомендуемому варианту. Проектная себестоимость рассчитывается по каждому варианту.

Таблица 1.3 – Исходные данные к расчету себестоимости

Показатели состава оборудования	Условные обозначения	Рекомендуемый 3× Т-120+ ПТ-135	Сопоставляемый 2× ПТ-80+ 3×Т-110
Полезный отпуск электроэнергии с ТЭЦ, млн. кВт/ч	$\mathcal{E}_{\text{отп}}$	2785	2756
Годовое производство тепла на ТЭЦ, тыс.Гкал	$Q_{\text{год}}$	5093	5093
Годовой расход топлива по ТЭЦ, тыс. т.у.т.	$B_{\text{тэц}}$	1366,58	1420,56
Расход топлива на производство э/э, тыс. т.у.т.	$B_{\text{э}}$	562,37	615,07
На производство т/э	$B_{\text{т}}$	804,21	805,49
Эксплуатационные расходы, млн.руб.	$U$	2386,14	2455,02
Затраты на топливо, млн.руб	$U_{\text{т}}$	2196,42	2283,72
Расход на амортизацию, млн.руб.	$U_{\text{ам}}$	1174,56	1184,09
Затраты на оплату труда, млн.руб.	$U_{\text{з/п}}$	426,01	467,58
Затраты на текущий ремонт, млн.руб.	$U_{\text{тр}}$	234,91	236,82
Прочие затраты, млн.руб.	$U_{\text{пр}}$	550,65	566,54

Таблица 1.4 – Калькуляция себестоимости электрической и тепловой энергии (рекомендуемый вариант)

Стадия производства	Элементы затрат, млн.руб.					Всего затрат, млн. руб.	В том числе, млн.руб.	
	U <sub>т</sub>	U <sub>ам</sub>	U <sub>рем</sub>	U <sub>з/п</sub>	U <sub>пр</sub>		э/э	т/э
ТТЦ и КЦ	2196,42	587,28	149,10	117,46		3050,26	1255,23	1795,03
ТЦ и ЭЦ		528,55	149,10	105,71		783,37	783,37	
Общестанционные расходы		58,73	127,8	11,75	550,65	748,92	398,25	350,67
Всего по ТЭЦ	2196,42	1174,56	426,01	234,91	550,65	4582,56	2436,95	2145,71
Себестоимость единицы электроэнергии, руб./кВт·ч						0,88		
Единицы теплоэнергии, руб./Гкал						421,34		

а) Затраты по каждой стадии распределяем на два вида энергии по физическому методу, пропорционально расходу топлива, млн руб.:

$$Z_{\text{ТТЦ}}^{\text{э/э}} = Z_{\text{ТТЦ}} \cdot \frac{B_{\text{э/э}}}{B_{\text{ТЭЦ}}} \quad (1.2)$$

$$Z_{\text{ТТЦ}}^{\text{э/э}} = 3050,26 \cdot \frac{562,37}{1366,58} = 1255,23$$

$$Z_{\text{ТТЦ}}^{\text{т/э}} = Z_{\text{ТТЦ}} - Z_{\text{ТТЦ}}^{\text{э/э}} \quad (1.3)$$

$$Z_{\text{ТТЦ}}^{\text{т/э}} = 3050,26 - 1255,23 = 1795,03$$

б) Общестанционные расходы на два вида энергии распределяем пропорционально затратам по двум предыдущим стадиям, млн руб.:

$$Z_{\text{общ}}^{\text{э/э}} = Z_{\text{общ}} \cdot \frac{Z_{\text{ТТЦ}}^{\text{э/э}} + Z_{\text{маш.з}}^{\text{э/э}}}{Z_{\text{ТТЦ}} + Z_{\text{маш.з}}} \quad (1.4)$$

$$Z_{\text{общ}}^{\text{э/э}} = 748,92 \cdot \frac{1255,23 + 783,37}{3050,26 + 783,37} = 398,25$$

$$Z_{\text{общ}}^{\text{т/э}} = Z_{\text{общ}} - Z_{\text{общ}}^{\text{э/э}} \quad (1.5)$$

$$З_{\text{общ}}^{\text{т/э}} = 748,92 - 398,25 = 350,67$$

в) Расчет себестоимости единицы энергии с учетом результата по пункту 5 и отпуска энергии из таблицы исходных данных.

$$\frac{З_{\text{общ}}^{\text{э/э}}}{Э_{\text{от}}} = \frac{2436,85}{2784,96} = 0,88$$

$$\frac{З_{\text{общ}}^{\text{т/э}}}{Q_{\text{п.год}} + Q_{\text{гв.год}}} = \frac{2145,71 \cdot 10^3}{1408 + 3685} = 421,34$$

Таблица 1.5 – Калькуляция себестоимости электрической и тепловой энергии (сопоставляемый вариант)

Стадия производства	Элементы затрат, млн.руб.					Всего затрат, млн. руб.	В том числе, млн.руб.	
	U <sub>т</sub>	U <sub>ам</sub>	U <sub>рем</sub>	U <sub>з/п</sub>	U <sub>пр</sub>		э/э	т/э
ТТЦ и КЦ	2283,72	592,04	163,65	118,41		3157,82	1367,26	1790,56
Машинный зал, ЭЦ		532,84	163,65	106,57		803,06	803,06	
Общестанционные расходы		59,20	140,27	11,84	566,54	777,86	426,22	351,64
Всего по ТЭЦ	2283,72	1184,09	467,58	236,82	566,54	4738,74	2596,54	2142,20
Себестоимость единицы электроэнергии, руб./кВт·ч						0,94		
Единицы теплоэнергии, руб./Гкал						420,65		

а) Затраты по каждой стадии распределяем на два вида энергии по физическому методу, пропорционально расходу топлива, млн руб.:

$$З_{\text{тц}}^{\text{э/э}} = 3157,82 \cdot \frac{615,07}{615,07 + 805,49} = 1367,26$$

$$З_{\text{тц}}^{\text{т/э}} = 3157,82 - 1367,26 = 1790,56$$

б) Общестанционные расходы на два вида энергии распределяем пропорционально затратам по двум предыдущим стадиям, млн руб.:

$$Z_{\text{общ}}^{\text{э/э}} = 777,86 \cdot \frac{1367,26 + 803,06}{3157,82 + 803,06} = 426,22$$

$$Z_{\text{общ}}^{\text{т/э}} = 777,86 - 426,22 = 351,64$$

в) Расчет себестоимости единицы энергии с учетом результата по пункту 5 и отпуска энергии из таблицы исходных данных.

$$\frac{Z_{\text{общ}}^{\text{э/э}}}{\mathcal{E}_{\text{опт}}} = \frac{2596,54}{2756,25} = 0,94$$

$$\frac{Z_{\text{общ}}^{\text{т/э}}}{Q_{\text{п.год}} + Q_{\text{гв.год}}} = \frac{2142,2 \cdot 10^3}{3685 + 1408} = 420,65$$

Расчеты показывают, в качестве основного оборудования выбираем рекомендуемый вариант (3 × Т-120+ ПТ-135).

Экономический эффект на микроуровне.

$$\mathcal{E}_{\text{хоз}} = (c / c_{\text{э/э}}^{\text{кон}} - c / c_{\text{э/э}}^{\text{рек}}) \mathcal{E}_{\text{опт}} + (c / c_{\text{т/э}}^{\text{кон}} - c / c_{\text{т/э}}^{\text{рек}}) Q_{\text{год}} \quad (1.6)$$

$$\mathcal{E}_{\text{хоз}} = (0,94 - 0,88) \cdot 2784,96 + (420,65 - 421,34) \cdot 5093 \cdot 10^{-3} = 183,23$$

Рекомендуемый вариант является предпочтительным по себестоимости производства тепловой энергии и на уровне предприятия годовой экономический эффект составил 183,23 млн руб./год.

#### 1.4 Оценка экономической эффективности капитальных вложений

Срок окупаемости – это период, измеряемый в месяцах, кварталах, годах, начиная с которого первоначальные затраты покрываются суммарными результатами. Другими словами, это интервал времени, в течение которого общий объем капитальных затрат остается большим суммы амортизационных отчислений и прироста прибыли [10].

Для оценки эффективности рассчитываются показатели, устанавливающие соотношения финансовых затрат и результатов, необходимые для реализации инвестиций.

Чистый дисконтированный доход, млн руб:

$$\text{ЧДД} = \sum_{n=0}^t \left( \left[ \left( (T_{\text{э/э}} - U_{\text{опт}}^{\text{э}}) \cdot W_{\text{опт}} + (T_{\text{т/э}} - U_{\text{опт}}^{\text{т}}) \cdot Q_{\text{опт}} \right) \cdot (1 - H_{\text{нр}}) + U_a \right] \cdot \frac{1}{(1+r)^n} \right) - K, \quad (1.7)$$

где  $K$  – стоимость строительства станции, млн руб.;

$U_{отп}^T$  – себестоимость тепловой энергии, руб/Гкал;

$U_{отп}^э$  – себестоимость отпущенной энергии, руб./кВт ч.;

$W_{отп}$  – годовой отпуск энергии с шин станции, МВт;

$Q_{отп}$  – годовой отпуск тепловой энергии, МВт;

$H_{пр}$  – ставка налога на прибыль, 20%;

$n$  – текущий год;

$t$  – горизонт расчёта;

$r$  – норма дисконта, 10%;

$T_{т/э}$  – тариф на отпущенный Гкал тепловой энергии руб./Гкал.

$T_{э/э}$  – тариф на отпущенный кВт·ч с учётом планируемой рентабельности, руб./ кВт·ч.

$$T_{m/э} = (1 + P) \cdot U_{отп}^m = (1 + 0,75) \cdot 421,34 = 737,34, \quad (1.8)$$

$$T_{э/э} = (1 + P) \cdot U_{отп}^э = (1 + 0,4) \cdot 0,88 = 1,23, \quad (1.9)$$

Выручка от реализации тепловой и электрической энергии от ТЭЦ составит, млн руб.,

$$ВРП = T_{э/э} \cdot W_{отп} + T_{т/э} \cdot Q_{отп} = 1,23 \cdot 2784,96 + 737,34 \cdot 5093 \cdot 10^{-3} = 7180,48 \quad (1.10)$$

Доход от основной деятельности, млн руб.,

$$D_{осн} = ВРП - C_{полн} \quad (1.11)$$

где  $C_{полн}$  – полная себестоимость производства и отпуска электроэнергии с ТЭЦ, млн руб.;

$$C_{полн} = U_{отп}^э \cdot W_{отп} + U_{отп}^m \cdot Q_{отп} = 0,88 \cdot 2784,96 + 421,34 \cdot 5093 \cdot 10^{-3} = 4582,56, \quad (1.12)$$

$$D_{осн} = 7180,48 - 4582,56 = 2597,92$$

Налог на прибыль по ставке 20% составит, млн руб.,

$$H_{пр} = 0,2 \cdot D_{осн} = 0,2 \cdot 2597,92 = 519,58, \quad (1.13)$$

Чистая прибыль, млн руб.,

$$ЧП = D_{осн} - H_{пр} = 2597,92 - 519,58 = 2078,34, \quad (1.14)$$

Таблица 1.6 – Показатели экономической эффективности

Показатели	Расчетный период															
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1) Денежный поток по инвестиционной деятельности – кап. вложения (К)	-15058,51															
2) Денежный поток по основной деятельности:		2597,92	2597,92	2597,92	2597,92	2597,92	2597,92	2597,92	2597,92	2597,92	2597,92	2597,92	2597,92	2597,92	2597,92	2597,92
3) Налог на прибыль		519,58	519,58	519,58	519,58	519,58	519,58	519,58	519,58	519,58	519,58	519,58	519,58	519,58	519,58	519,58
4) Чистая прибыль		2078,34	2078,34	2078,34	2078,34	2078,34	2078,34	2078,34	2078,34	2078,34	2078,34	2078,34	2078,34	2078,34	2078,34	2078,34
5) Амортизационные отчисления		1174,56	1174,56	1174,56	1174,56	1174,56	1174,56	1174,56	1174,56	1174,56	1174,56	1174,56	1174,56	1174,56	1174,56	1174,56
6) Чистый денежный поток		3252,90	3252,90	3252,90	3252,90	3252,90	3252,90	3252,90	3252,90	3252,90	3252,90	3252,90	3252,90	3252,90	3252,90	3252,90
7) Чистый денежный поток нарастающим итогом	-15058,51	-11805,61	-8552,70	-5299,80	-2046,90	1206,01	4458,91	7711,82	10964,72	14217,62	17470,53	20723,43	23976,34	27229,24	30482,14	33735,05
8) Коэффициент дисконтирования $\frac{1}{(1+r)^n}$	1	0,909	0,826	0,751	0,683	0,620	0,564	0,513	0,466	0,424	0,385	0,350	0,319	0,290	0,263	0,239
9) Чистый дисконтированный доход	-15058,51	2956,89	2686,89	2442,93	2221,73	2020,05	1834,64	1668,74	1515,85	1379,23	1252,37	1138,52	1037,68	943,34	855,51	777,44
10) ЧДД нарастающим итогом	-15058,51	-12101,62	-9414,72	-6971,79	-4750,06	-2730,01	-895,37	773,37	2289,23	3668,46	4920,82	6059,34	7097,02	8040,36	8895,87	9673,32



Срок окупаемости станции с тремя турбинами Т-120/130-130/15 и турбиной ПТ-135/165-130/15, шестью энергетическими паровыми котлами Е-500-13,8-560 ГМН на восьмом году эксплуатации станции.

## 2 Расчетная часть

### 2.1 Конструирование тепловой схемы турбины Т-120/130-130-12,8 и подготовка данных к расчету

#### 2.1.1 Характеристика турбины Т-120/130-130-12,8

Принципиальная тепловая схема станции с турбиной Т-120/130-130-12,8 представляет собой модификацию турбины Т-110/120-130-5М и предназначена для строящихся и расширяемых ТЭЦ городов, представлена на рисунке 2.1. Турбина может работать на режимах теплового графика (с противодавлением) с охлаждением встроенных пучков конденсаторов подпиточной, так и сетевой водой.

Турбина имеет одновенечную регулируемую ступень, что повышает экономичность турбины на режимах близких к расчетным. В турбине предусмотрено два теплофикационных отбора на подогрев сетевой воды. Необходимое давление пара в регулируемых отборах выполняется регулирующими диафрагмами, установленными в каждом потоке ЦНД. Турбина выполнена одновальной в трех цилиндрах – ЦВД, ЦСД и ЦНД. Лопаточный аппарат турбины рассчитан и настроен на работу при частоте тока в сети 50 Гц, соответствует частоте вращения ротора  $50 \text{ с}^{-1}$ .

Число ступеней: ЦВД – 9, ЦСД – 14, ЦНД –  $2 \times 2$ . Лопатка последней ступени выполнена умеренной длины (550 мм), в связи работы в области значительной влажности из-за отсутствия промежуточного перегрева пара, это обеспечивает ее надежность против эрозийного износа.

По заводским данным для турбины Т-120/130-130-12,8.

Таблица 2.1 – Основные параметры Т-120/130-130-12,8

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Электрическая мощность номинальная, МВт	$W_{\text{э}}$	120
Начальное давление острого пара, МПа	$P_0$	12,8
Начальная температура острого пара, °С	$t_0$	555
Конечное давление, кПа	$P_{\text{к}}$	5,3
Число отборов пара на регенерацию		8
Температура питательной воды, °С	$t_{\text{пв}}$	232

Давление пара в отборах:

$$P_{\text{от1}} (\text{ПВД} - 1) = 3,32 \text{ МПа};$$

$P_{от2}$  (ПВД – 2) = 2,28 МПа;  
 $P_{от3}$  (ПВД – 3) = 1,22 МПа;  
 $P_{от4}$  (деаэратор) = 1,22 МПа;  
 $P_{от5}$  (ПНД – 4) = 0,57 МПа;  
 $P_{от6}$  (ПНД – 5) = 0,294 МПа;  
 $P_{от7}$  (ПНД – 6) = 0,172 МПа;  
 $P_{от8}$  (ПНД – 7) = 0,085 МПа;

Расчетные значения внутреннего относительного КПД по отсекам:

$$\eta_{oi}^{ПВД} = 83,0; \quad \eta_{oi}^{ПВД} = 92,0; \quad \eta_{oi}^{ПВД} = 88,7;$$

КПД дросселирования по отсекам:  $\eta_{др}^{ПВД} = 0,95; \quad \eta_{др}^{ПВД} = 0,95; \quad \eta_{др}^{ПВД} = 0,92;$

Электромеханический КПД:  $\eta_{ЭМ} = 0,97$

Расход на собственные нужды машинного отделения  $\alpha_{CH}^{M3} = 1,2\%$

Расход на собственные нужды в котельном отделении  $\alpha_{CH}^{KO} = 1,2\%$

Внутростанционные потери конденсата  $\alpha_{VT} = 1,1\%$

Нагрев воды в сальниковом и эжекторном подогревателях  $\Delta t_{эж} + \Delta t_{сп} = 6^\circ\text{C}$

КПД теплообменников поверхностного типа  $\eta_{mo} = 0,98$

Недогрев воды в подогревателях высокого давления  $\theta_{пвд} = 2^\circ\text{C}$

Недогрев воды в подогревателях низкого давления  $\theta_{пнд} = 4^\circ\text{C}$

Потеря давления пара в трубопроводах до регенеративных подогревателей 5%

Температурный график сети для г. Екатеринбург 145/70 °C

Температура химически очищенной воды  $t_{хов} = 30^\circ\text{C}$

Температура воды, сливаемой из подогревателя ХОВ в техническую канализацию  $t_{сл} = 60^\circ\text{C}$

## 2.1.2 Характеристика тепловой схемы

Принципиальная тепловая схема с турбиной Т-120/130-130 представлена на рисунке 2.1 [15]. Пар из двух теплофикационных регулируемых отборов подаётся на две сетевые подогревательные установки, включённые последовательно.

Система регенерации состоит из четырёх подогревателей низкого давления, деаэратора и трёх подогревателей высокого давления. Слив дренажа из подогревателей высокого давления – каскадный в деаэратор.

На проектируемой ТЭЦ схема с поперечными связями, пар со всех котлоагрегатов поступает в общую магистраль острого пара, а затем к турбоагрегатам представлена на рисунке 2.2.

Для уменьшения потерь тепла продувочная вода направляется в двухступенчатый расширитель непрерывной продувки, а затем – в

регенеративный подогреватель химически очищенной воды из химводоочистки (ХВО) и сбрасывается в канализацию. Из сепаратора первой ступени (РНП №1) выпар направляется в деаэратор, из сепаратора второй ступени (РНП № 2) – в подогреватель низкого давления № 6.

Пар с уплотнений поступает в сальниковый подогреватель (ОУ), а из основных эжекторов конденсатора – в охладитель эжекторного пара (ОЭ), что способствует дополнительному подогреву основного конденсата.

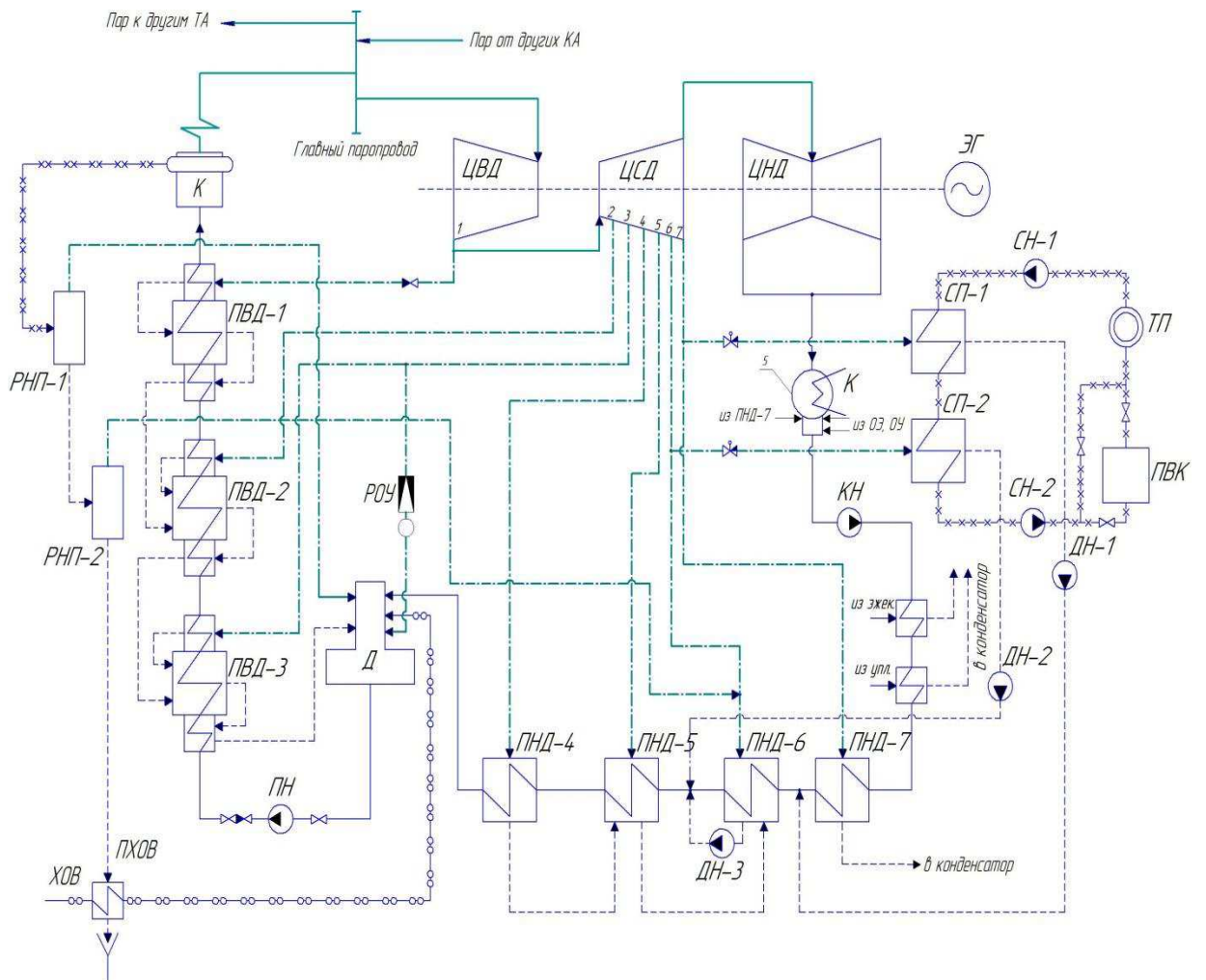


Рисунок 2.1 – Принципиальная тепловая схема турбины Т-120/130-130

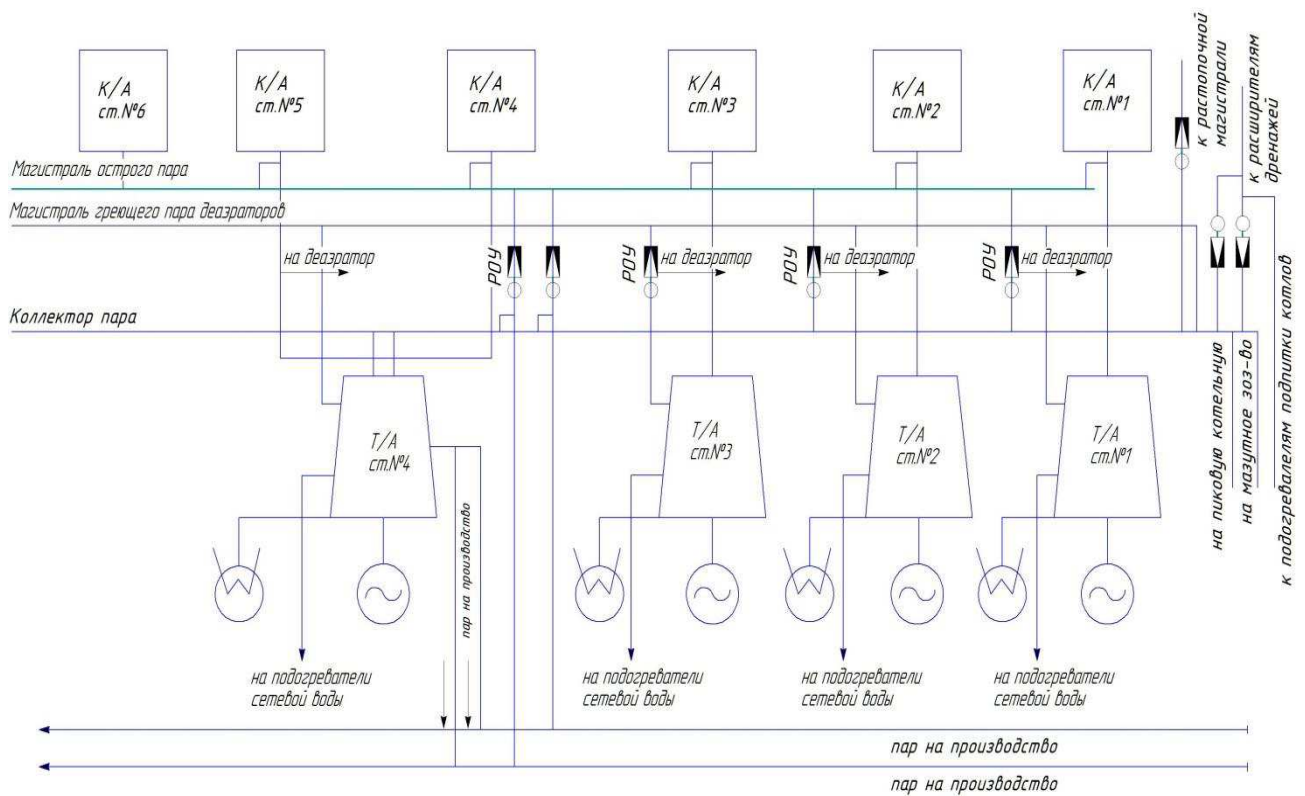


Рисунок 2.2 – Принципиальная тепловая схема ТЭЦ с поперечными связями

## 2.2 Расчет принципиальной тепловой схемы турбины Т-120/130-130 на номинальный режим

### 2.2.1 Расчет установки по подогреву сетевой воды

Схема подогрева сетевой воды выполнена на рисунке 2.2.

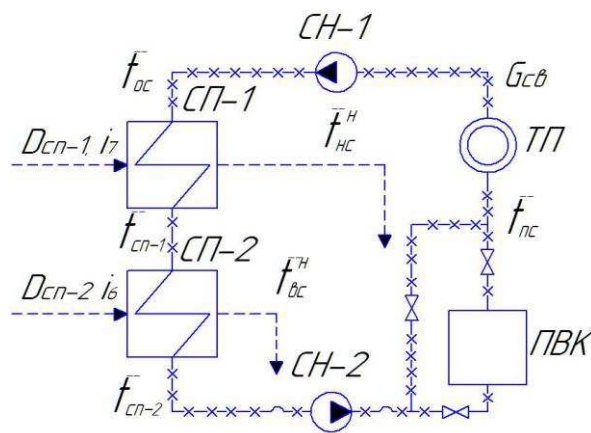


Рисунок 2.2 – Схема подогрева сетевой воды

Расход сетевой воды  $G_{св}$ , кг/с, определяем по формуле,

$$G_{св} = \frac{Q_{от}^{max}}{C_g \cdot \Delta t}, \quad (2.1)$$

где  $C_g$  – теплоемкость воды, 4,186 кДж/кг·град;

$$G_{св} = \frac{300000}{4,186 \cdot (145 - 70)} = 955,6$$

Тепловую нагрузку пикового водогрейного котла, МВт, определяем по формуле

$$Q_{пвк} = Q_{от}^{max} - Q_{отб}^{мыр}, \quad (2.2)$$

$$Q_{пвк} = 300 - 150 = 150.$$

Коэффициент теплофикации

$$\alpha_{ТЭЦ} = \frac{Q_{отб}^{мыр}}{Q_{от}^{max}}, \quad (2.3)$$

$$\alpha_{ТЭЦ} = \frac{150}{300} = 0,5.$$

Энтальпию обратной сетевой воды  $\bar{t}_{oc}$ , кДж/кг, определяем по формуле

$$\bar{t}_{oc} = t_{oc} \cdot C_g, \quad (2.4)$$

$$\bar{t}_{oc} = 70 \cdot 4,186 = 293,02.$$

Энтальпию сетевой воды после верхнего сетевого подогревателя  $\bar{t}_{сн-2}$ , кДж/кг, определяем по формуле

$$\bar{t}_{сн-2} = \bar{t}_{oc} + \frac{Q_{отб}^{мыр}}{G_{св}}, \quad (2.5)$$

$$\bar{t}_{сн-2} = 293,02 + \frac{150000}{955,6} = 450,0.$$

Температуру сетевой воды после верхнего сетевого подогревателя  $t_{сн-2}$ , °С, определяем по формуле

$$t_{сн-2} = \frac{\bar{t}_{сн-2}}{C_g}, \quad (2.6)$$

$$t_{cn-2} = \frac{450,0}{4,186} = 108.$$

Принимаем недогрев сетевой воды в верхнем сетевом подогревателе  $\vartheta = 4^\circ\text{C}$  [3], температура насыщения конденсирующего пара верхнего сетевого подогревателя  $t_{\partial}^{cn-2}$  составляет  $112^\circ\text{C}$ . Давление пара в корпусе верхнего сетевого подогревателя  $P'_{cn-2}$  составляет  $0,153$  МПа [2].

Давление пара в отборе турбины  $P_{cn-2}^{отб}$  с учетом потери давления в трубопроводе  $5\%$  составляет  $0,161$  МПа [2].

Температуру сетевой воды после нижнего сетевого подогревателя  $t_{cn-1}$ ,  $^\circ\text{C}$ , определяем по формуле

$$t_{cn-1} = t_{oc} + \frac{t_{cn-2} - t_{oc}}{2}, \quad (2.7)$$

$$t_{cn-1} = 70 + \frac{108 - 70}{2} = 89.$$

Принимаем недогрев сетевой воды в нижнем сетевом подогревателе  $\vartheta = 4^\circ\text{C}$  [3], температура насыщения конденсирующего пара нижнего сетевого подогревателя  $t_{\partial}^{cn-1}$  составляет  $93^\circ\text{C}$ . Давление пара в корпус нижнего сетевого подогревателя  $P'_{cn-1}$  составляет  $0,0786$  МПа [2].

Энтальпию сетевой воды после нижнего сетевого подогревателя, кДж/кг, определяем по формуле

$$\bar{t}_{cn-1} = t_{nc-1} \cdot C_e, \quad (2.8)$$

$$\bar{t}_{cn-1} = 89 \cdot 4,186 = 371,5.$$

Давление пара в отборе турбины  $P_{cn-1}^{отб}$  с учетом потери давления в трубопроводе  $5\%$  составляет  $0,0827$  МПа [2].

## 2.2.2 Построение процесса расширения пара

Из заводских характеристик турбины [15] принимаем:  
Начальные параметры пара перед стопорным клапаном:

Давление  
Температура

$P_0 = 12,8$  МПа  
 $t_0 = 555$   $^\circ\text{C}$

Находим на  $i$ - $s$  диаграмме (см. рисунок 2.3) точку  $A_0$ . С учётом дросселирования пара в регулирующих органах ЦВД давление пара на входе в проточную часть  $P_0'$ , МПа, определяем по формуле

$$P_0' = P_0 \cdot \eta_{др}^{ЦВД}, \quad (2.9)$$

$$P_0' = 12,8 \cdot 0,95 = 12,16.$$

Теоретический процесс расширения пара от давления  $P_0'$  на входе в проточную часть до давления  $P_1$ , соответствующего давлению за ЦВД, изображается линией  $A'B_0$ . При процессе расширения энтальпию пара в точке “В”  $i_B$ , кДж/кг, определяем по формуле

$$i_B = i_{A'} - (i_{A'} - i_{B_0}) \cdot \eta_{oi}^{ЦВД}, \quad (2.10)$$

где  $i_{B_0} = 3087,9$  кДж/кг – энтальпия пара в конце теоретического процесса расширения [4];

$i_{A'} = 3486,5$  кДж/кг – энтальпия острого пара [2];

$$i_B = 3486,5 - (3486,5 - 3087,9) \cdot 0,83 = 3155,7.$$

С учетом дросселирования пара в ЦСД, давление в точке “В”  $P_1'$ , МПа, определяем по формуле

$$P_1' = P_1 \cdot \eta_{op}^{ЦСД}, \quad (2.11)$$

где  $\eta_{op}^{ЦСД} = 0,95$  – потери от дросселирования в цилиндре среднего давления;

$$P_1' = 3,32 \cdot 0,95 = 3,15.$$

Энтальпию в точке “С”  $i_C$ , кДж/кг, определяем по формуле

$$i_C = i_{B'} - (i_{B'} - i_{C_0}) \cdot \eta_{oi}^{ЦСД}, \quad (2.12)$$

где  $i_{B'} = 3155,7$  кДж/кг – энтальпия пара перед ЦСД [2];

$i_{C_0} = 2438,1$  кДж/кг – теоретическая энтальпия пара за ЦСД [2];

$$i_C = 3155,7 - (3155,7 - 2438,1) \cdot 0,92 = 2495,5.$$

С учетом дросселирования пара в ЦНД, давление в точке “С”  $P_7'$ , МПа, определяем по формуле

$$P'_7 = P_7 \cdot \eta_{op}^{ЦНД}, \quad (2.13)$$

где  $\eta_{op}^{ЦНД} = 0,92$  – потери от дросселирования в цилиндре низкого давления;

$$P'_7 = 0,085 \cdot 0,92 = 0,078.$$

Энтальпию в точке “D”  $i_D$ , кДж/кг, определяем по формуле

$$i_K = i_{C''} - (i_{C''} - i_{D_0}) \cdot \eta_{oi}^{ЦНД}, \quad (2.14)$$

где  $i_{C''} = 2490,3$  кДж/кг – энтальпия пара перед цилиндром низкого давления [4];

$i_{D_0} = 2129,4$  кДж/кг – теоретическая энтальпия пара за цилиндром низкого давления при давлении в конденсаторе  $P_K = 0,0053$  МПа [2];

$$i_K = 2490,3 - (2490,3 - 2129,4) \cdot 0,887 = 2170,2.$$

Находим на  $i$ -s диаграмме энтальпию пара в отборах, используя значения давления в отборах турбины.

Процесс расширения пара в турбине представлен на рисунке 2.3.

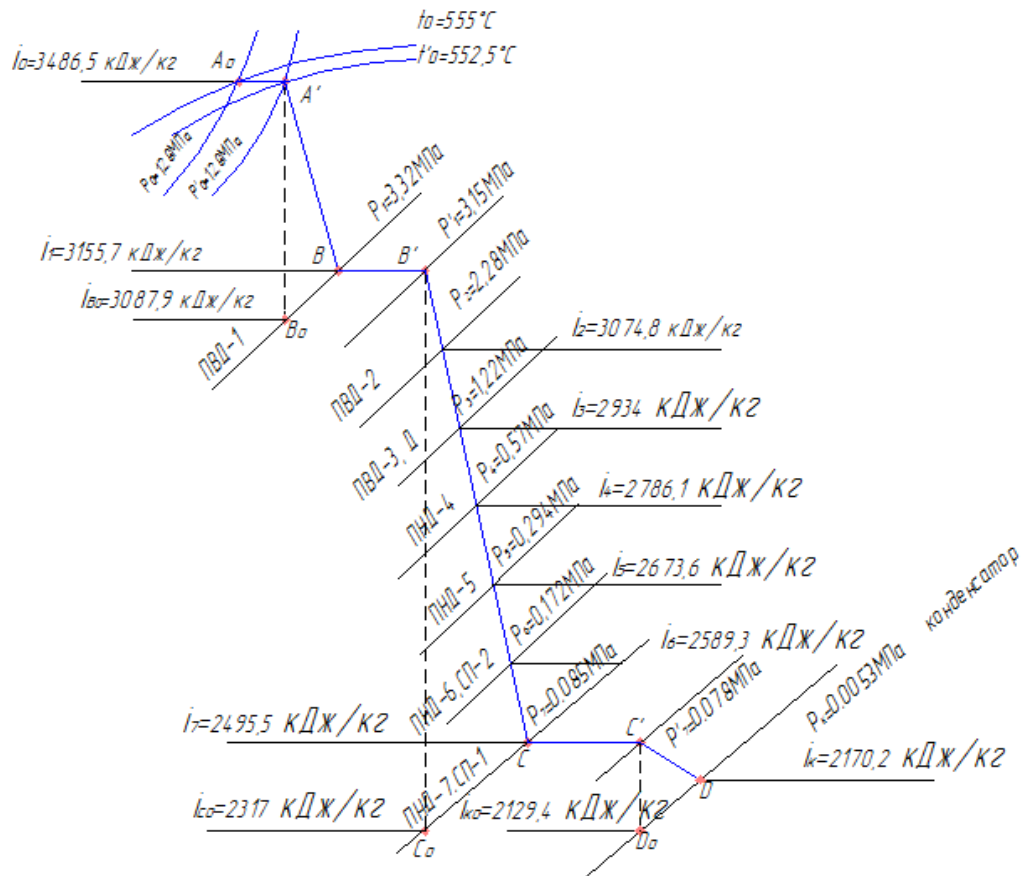


Рисунок 2.3 – Процесс расширения пара в турбине Т-120/130-130



### 2.2.3 Определение параметров по элементам схемы

Подогреватель высокого давления ПВД-1. Давление пара в отборе 3,32 МПа. Принимая потерю давления в паропроводе 5 % [4], давление пара у подогревателя  $P_{ПВД1}$ , Мпа, определяем по формуле

$$P_{ПВД1} = P_1 \cdot 0,95 = 3,32 \cdot 0,95 = 3,15. \quad (2.15)$$

Температуру питательной воды за подогревателем с учётом недогрева  $t_{нс}$ , °С, определяем по формуле

$$t_{нс} = t_n - \theta, \quad (2.16)$$

где  $\theta$  – недогрев в ПВД, °С [2];

$$t_{нс} = 236,6 - 2 = 234,6.$$

Энтальпию питательной воды  $\bar{t}_{нс}$ , кДж/кг, определяем по формуле

$$\bar{t}_{нс} = t_{нс} \cdot C_w, \quad (2.17)$$

$$\bar{t}_{нс} = 234,6 \cdot 4,186 = 982,04.$$

Использованный теплоперепад на турбине  $h$ , кДж/кг, определяем по формуле

$$h = i_0 - i_{отб}, \quad (2.18)$$

где  $i_{отб}$  – энтальпия греющего пара, кДж/кг [4];

$$h = 3486,5 - 3155,7 = 330,8,$$

Также определяем параметры по другим элементам схемы. Результаты заносим в таблицу 2.2.

Таблица 2.2 – Параметры элементов тепловой схемы

Наименование величины	ПВД1	ПВД2	ПВД3	Деаэ-ратор	ПНД4	ПНД5	СП2	ПНД6	СП1	ПНД7	Конден-сатор
Давление пара в отборе турбины, МПа	3,32	2,28	1,22	1,22	0,57	0,294	0,172	0,172	0,085	0,085	0,0053
Энтальпия греющего пара, кДж/кг	3155,7	3074,8	2934,1	2934,1	2786,1	2673,6	2589,3	2589,3	2490,3	2490,3	2170,2
Давление пара у подогревателя, МПа	3,154	2,166	1,159	0,6	0,541	0,279	0,153	0,153	0,079	0,079	0,0053
Температура конденсата (насыщения) греющего пара, °С	236,6	216,4	186,4	158,8	154,9	131,1	112	112	93	93	33,9

## Окончание таблицы 2.2

Наименование величины	ПВД1	ПВД2	ПВД3	Деаэ-ратор	ПНД4	ПНД5	СП2	ПНД6	СП1	ПНД7	Конден-сатор
Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг	1021,5	927,2	791,5	670,5	653,3	551,1	469,8	469,8	389,6	389,6	142,1
Температура воды за подогревателем, °С	234,6	214,4	184,4	158,8	150,9	127,1	108	108	89	89	–
Энтальпия воды за подогревателем, кДж/кг	982,04	897,6	771,9	664,8	631,5	532,1	452,09	452,09	372,6	372,6	–
Использованный теплоперепад, кДж/кг	330,8	411,7	552,4	552,4	700,4	812,8	897,2	897,2	996,2	996,2	1316,3

### 2.2.4 Расчёт установки по подогреву сетевой воды

Нагрузку верхнего сетевого подогревателя  $Q_{cn-2}$ , кВт, равную нагрузке нижнего сетевого подогревателя  $Q_{cn-1}$ , кВт, определяем по формуле

$$Q_{cn-2} = Q_{omб}^{mvp} / 2, \quad (2.19)$$

$$Q_{cn-2} = 150000 / 2 = 75000.$$

Расход пара на верхний сетевой подогреватель ПСГ-2  $D_{cn2}$ , кг/с, определяем по формуле

$$D_{cn-2} = \frac{Q_{cn-2}}{(i_6 - \bar{t}_{ec}^n) \cdot \eta_{то}}, \quad (2.20)$$

где  $\eta_{то}$  – КПД теплообменника [5];

$$D_{cn-2} = \frac{75000}{(2589,3 - 469,8) \cdot 0,98} = 36,1.$$

Расход пара на нижний сетевой подогреватель ПСГ-1  $D_{cn-1}$ , кг/с, определяем по формуле

$$D_{cn-1} = \frac{Q_{cn}}{(i_7 - \bar{t}_{nc}^n) \cdot \eta_{то}}, \quad (2.21)$$

$$D_{cn-1} = \frac{75000}{(2490,3 - 389,6) \cdot 0,98} = 36,43.$$

### 2.2.5 Определение предварительного расхода пара на турбину

Коэффициент недоиспользования мощности отопительного отбора для нижнего сетевого подогревателя  $y_{i1}$ , определяем по формуле

$$y_{i1} = \frac{i_{cn-1} - i_k}{i_0 - i_k}, \quad (2.22)$$

$$y_{i1} = \frac{2589,3 - 2170,2}{3486,5 - 2170,2} = 0,318.$$

Коэффициент недоиспользования мощности отопительного отбора для верхнего сетевого подогревателя  $y_{i2}$ , определяем по формуле

$$y_{i2} = \frac{i_{cn-2} - i_k}{i_0 - i_k}, \quad (2.23)$$

$$y_{i2} = \frac{2490,3 - 2170,2}{3486,5 - 2170,2} = 0,243.$$

Принимая коэффициент регенерации  $K_p$  равным 1,161 [5], расход пара на турбину  $D_m$ , кг/с, определяем по формуле

$$D_m = K_p \cdot \left( \frac{W_o}{H_i \cdot \eta_{эм}} + y_{m1} \cdot D_{m1} + y_{m2} \cdot D_{m2} \right), \quad (2.24)$$

где  $H_i$  – теплоперепад срабатываемый турбиной, кДж/кг;  
 $\eta_{эм}$  – электромеханический КПД;

$$D_m = 1,161 \cdot \left( \frac{120000}{1316,3 \cdot 0,97} + 0,318 \cdot 36,43 + 0,243 \cdot 36,1 \right) = 132,78.$$

### 2.2.6 Баланс пара и конденсата

Расход пара на эжектор  $D_{эж}$ , кг/с, принимаем 0,5 % от расхода пара на турбину и определяем по формуле

$$D_{эж} = 0,005 \cdot D_m, \quad (2.25)$$

$$D_{эж} = 0,005 \cdot 132,78 = 0,66.$$

Расход пара на уплотнение турбины  $D_{\text{упл}}$ , кг/с, определяем по формуле

$$D_{\text{упл}} = 0,01 \cdot D_m, \quad (2.26)$$

$$D_{\text{упл}} = 0,01 \cdot 132,78 = 1,33.$$

Утечки пара и конденсата  $D_{\text{ут}}$ , кг/с, определяем по формуле

$$D_{\text{ут}} = \frac{\alpha_{\text{ут}}}{100} \cdot D_m, \quad (2.27)$$

где  $\alpha_{\text{ут}}$  – доля потери конденсата [4];

$$D_{\text{ут}} = \frac{1,1}{100} \cdot 132,78 = 1,46.$$

Расход пара на собственные нужды  $D_{\text{сн}}$ , кг/с, определяем по формуле

$$D_{\text{сн}} = \frac{\alpha_{\text{сн}}^{\text{МЗ}} + \alpha_{\text{сн}}^{\text{КЦ}}}{100} \cdot D_m, \quad (2.28)$$

где  $\alpha_{\text{сн}}^{\text{МЗ}}$  – расход пара на собственные нужды машинного отделения [4];

$\alpha_{\text{сн}}^{\text{КЦ}}$  – расход пара на собственные нужды котельного цеха [4];

$$D_{\text{сн}} = \frac{1,2 + 1,2}{100} \cdot 132,78 = 3,19.$$

Расход перегретого пара  $D_{\text{пв}}$ , кг/с, определяем по формуле

$$D_{\text{пв}} = D_m + D_{\text{эжс}} + D_{\text{упл}} + D_{\text{ут}} + D_{\text{сн}}, \quad (2.29)$$

$$D_{\text{пв}} = 132,78 + 0,66 + 1,33 + 1,46 + 3,19 = 139,42.$$

Расход продувочной воды  $G_{\text{пр}}$ , кг/с, определяем по формуле

$$G_{\text{пр}} = \frac{\alpha_{\text{пр}}}{100} \cdot D_{\text{пв}}, \quad (2.30)$$

где  $\alpha_{\text{пр}}$  – коэффициент продувки котлоагрегата [4];

$$G_{\text{пр}} = \frac{1,5}{100} \cdot 139,42 = 2,09.$$

Расход питательной воды с учетом продувки  $G_{нв}$ , кг/с, определяем по формуле

$$G_{нв} = D_{нв} + G_{пр}, \quad (2.31)$$

$$G_{нв} = 139,42 + 2,09 = 141,51.$$

### 2.2.7 Расчёт сепараторов непрерывной продувки

Из уравнений материального и теплового баланса для первой ступени расширителя количество вторичного пара  $D_{c1}$ , кг/с, определяем по формуле

$$D_{c1} = \frac{G_{пр} \cdot (\bar{t}_{np} - \bar{t}'_{np})}{r_1}, \quad (2.32)$$

где  $\bar{t}_{np}$  – энтальпия воды в барабане котлоагрегата при  $P_0 = 15$  МПа, кДж/кг [2];

$\bar{t}'_{np}$  – энтальпия продувочной воды, сливаемой из первой ступени расширителя, кДж/кг [2];

$r_1$  – теплота парообразования при давлении  $P_0 = 0,6$  МПа, кДж/кг [4];

$$D_{c1} = \frac{2,09 \cdot (1610,15 - 670,5)}{2085,64} = 0,94.$$

Схема расширителей непрерывной продувки представлена на рисунке 2.4.

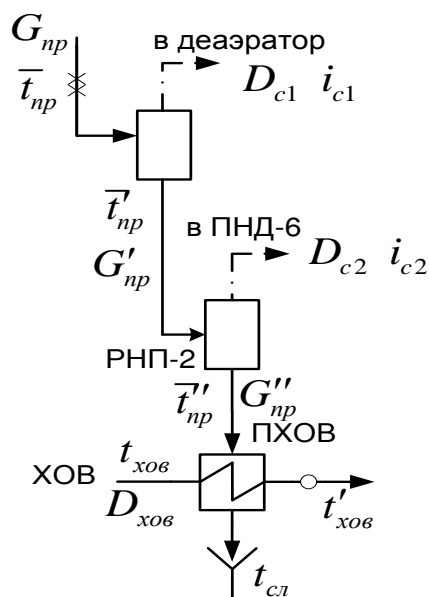


Рисунок 2.4 – Расчетная схема расширителей непрерывной продувки

Расход продувочной воды в расширитель второй ступени  $G'_{np}$ , кг/с, определяем по формуле

$$G'_{np} = G_{np} - D'_{em}, \quad (2.33)$$

$$G'_{np} = 2,09 - 0,94 = 1,15.$$

Из уравнений материального и теплового баланса для второй ступени расширителя количество вторичного пара  $D_{c2}$ , кг/с, определяем по формуле

$$D_{c2} = \frac{G'_{np} \cdot (\bar{t}'_{np} - \bar{t}''_{np})}{r_2}, \quad (2.34)$$

где  $\bar{t}'_{np}$  – энтальпия продувочной воды, поступающей из первой ступени, кДж/кг [5];

$\bar{t}''_{np}$  – энтальпия продувочной воды, сливаемой из второй ступени расширителя, кДж/кг [5];

$r_2$  – теплота парообразования при давлении  $P_6 = 0,153$  МПа, кДж/кг [4];

$$D_{c2} = \frac{1,15 \cdot (670,5 - 452,09)}{2224,41} = 0,11.$$

Количество воды, сливаемой в техническую канализацию  $G''_{np}$ , кг/с, определяем по формуле

$$G''_{np} = G'_{np} - D''_{em}, \quad (2.35)$$

$$G''_{np} = 1,15 - 0,11 = 1,04.$$

Количество химически очищенной воды, подаваемой в деаэратор  $D_{хов}$ , кг/с, определяем по формуле

$$D_{хов} = G''_{np} + D_{ym} + D_{сн}, \quad (2.36)$$

$$D_{хов} = 1,04 + 1,46 + 3,19 = 5,68.$$

Из уравнения подогревателя ПХОВ температуру химически очищенной воды на выходе из подогревателя  $t'_{хов}$ , °С, определяем по формуле

$$t'_{хов} = t_{хов} + \frac{G''_{np} \cdot (t''_{np} - t_{сл})}{D_{хов}}, \quad (2.37)$$

где  $t''_{np}$  – температура продувочной воды расширителя второй ступени, °С [4];

$t_{хов}$  – температура химически очищенной воды на входе в ПХОВ, °С [4];  
 $t_{сл}$  – температура продувочной воды, сливаемая в техническую канализацию после подогревателя химически очищенной воды, °С [4];

$$t'_{хов} = 30 + \frac{1,04 \cdot (112,3 - 60)}{5,68} = 39,48.$$

## 2.2.8 Расчёт подогревателей высокого давления

Схема включения ПВД представлена на рисунке 2.5.

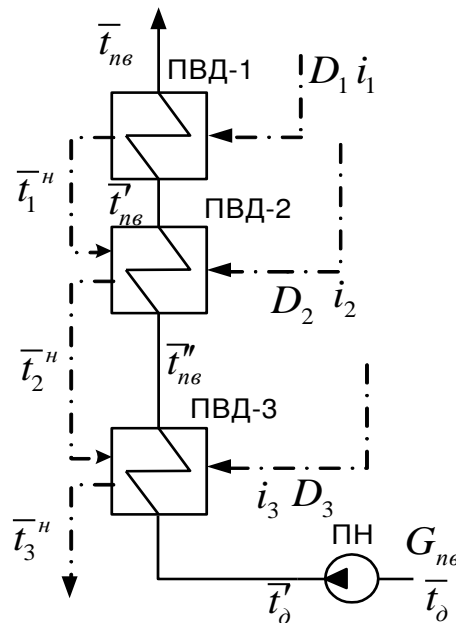


Рисунок 2.5 – Схема включения ПВД

Уравнение теплового баланса для ПВД-1

$$D_1 \cdot (i_1 - \bar{t}_1'') \cdot \eta_{то} = G_{нв} \cdot (\bar{t}_{нв} - \bar{t}'_{нв}). \quad (2.38)$$

Расход пара на ПВД-1  $D_1$ , кг/с, определяем по формуле

$$D_1 = \frac{G_{нв} \cdot (\bar{t}_{нв} - \bar{t}'_{нв})}{(i_1 - \bar{t}_1'') \cdot \eta_{то}}, \quad (2.39)$$

$$D_1 = \frac{141,5 \cdot (982,04 - 897,7)}{(3155,7 - 1021,5) \cdot 0,98} = 5,71.$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-2

$$(D_2 \cdot (i_2 - \bar{t}_2'') + D_1 \cdot (\bar{t}_1'' - \bar{t}_2'')) \cdot \eta_{то} = G_{нв} \cdot (\bar{t}'_{нв} - \bar{t}''_{нв}). \quad (2.40)$$

Расход пара на ПВД-2  $D_2$ , кг/с, определяем по формуле

$$D_2 = \frac{G_{нс} \cdot (\bar{t}'_{нс} - \bar{t}''_{нс}) - D_1 \cdot (\bar{t}_1'' - \bar{t}_2'') \cdot \eta_{то}}{(\bar{i}_2 - \bar{t}_2'') \cdot \eta_{то}}, \quad (2.41)$$

$$D_2 = \frac{141,5 \cdot (897,6 - 771,9) - 5,71 \cdot (1021,5 - 927,2) \cdot 0,98}{(3074,8 - 927,2) \cdot 0,98} = 7,88.$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-3

$$(D_3 \cdot (\bar{i}_3 - \bar{t}_3'') + (D_1 + D_2) \cdot (\bar{t}_2'' - \bar{t}_3'')) \cdot \eta_{то} = G_{нс} \cdot (\bar{t}''_{нс} - \bar{t}'_0). \quad (2.42)$$

Перепад энтальпий на питательном насосе  $\Delta \bar{t}_{nn}$ , кДж/кг, определяем по формуле

$$\Delta \bar{t}_{nn} = \frac{\Delta P \cdot \nu \cdot 10^3}{\eta_n}, \quad (2.43)$$

где  $\nu$  – удельный объем воды, м<sup>3</sup>/кг [2];

$\eta_n$  – КПД питательного насоса [4];

$\Delta P$  – перепад давления на питательном насосе, МПа, определяем по формуле

$$\Delta P = P_n - P_0, \quad (2.44)$$

где  $P_0$  – давление на всасе, МПа (давление в деаэраторе);

$P_n$  – давление на напоре, МПа, определяем по формуле [4];

$$P_n = P_0 \cdot 1,4, \quad (2.45)$$

$$P_n = 13 \cdot 1,4 = 18,2,$$

$$\Delta P = 18,2 - 0,6 = 17,6,$$

$$\Delta \bar{t}_{nn} = \frac{17,6 \cdot 0,0018 \cdot 10^3}{0,75} = 42,4.$$

Энтальпию питательной воды на входе в ПВД-3 с учетом нагрева ее в ПН  $\bar{t}'_0$ , кДж/кг, определяем по формуле



$$\bar{t}'_0 = \bar{t}_0 + \Delta\bar{t}_{nn}. \quad (2.46)$$

$$\bar{t}'_0 = 670,5 + 42,4 = 712,74.$$

Расход пара на ПВД-3  $D_3$ , кг/с, определяем по формуле

$$D_3 = \frac{G_{ns} \cdot (\bar{t}'_{ns} - \bar{t}'_0) - (D_1 + D_2) \cdot (\bar{t}_2^H - \bar{t}_3^H) \cdot \eta_{то}}{(i_3 - \bar{t}_3^H) \cdot \eta_{то}}, \quad (2.47)$$

$$D_3 = \frac{141,5 \cdot (771,9 - 712,74) - (5,71 + 7,88) \cdot (927,2 - 791,5) \cdot 0,98}{(2934,1 - 791,5) \cdot 0,98} = 3,0.$$

### 2.2.9 Расчёт деаэратора

Схема потоков воды и пара деаэратора представлена на рисунке 2.6.

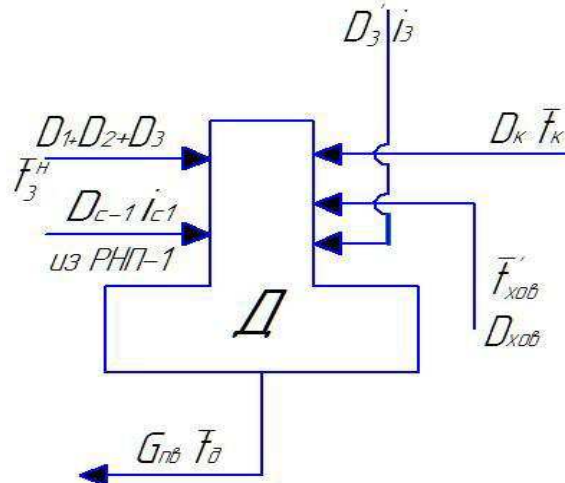


Рисунок 2.6 – Схема включения деаэратора

Уравнения материального и теплового балансов для деаэратора имеют вид

$$\begin{cases} D'_3 + D_{c1} + (D_1 + D_2 + D_3) + D_k + D_{xob} = G_{ns} \\ D'_3 \cdot i_3 + D_{c1} \cdot i_{c1} + (D_1 + D_2 + D_3) \cdot \bar{t}_3^H + D_k \cdot \bar{t}_k + D_{xob} \cdot \bar{t}'_{xob} = G_{ns} \cdot \bar{t}'_0 \end{cases} \quad (2.48)$$

Подставляя известные значения расходов, кг/с, и энтальпий, кДж/кг, получаем систему

$$\begin{cases} D'_3 + 0,94 + (5,71 + 7,88 + 3,0) + D_k + 5,68 = 141,5 \\ D'_3 \cdot 2934,1 + 0,94 \cdot 2786,1 + (5,71 + 7,88 + 3,0) \cdot 791,5 + D_k \cdot 631,5 + 5,68 \cdot 167,37 = 141,5 \cdot 670,5 \end{cases}$$

Из решения системы уравнений получаем, что расход пара на деаэратор  $D'_3$  равняется 1,51 кг/с, а расход основного конденсата  $D_k$  составляет 116,77 кг/с.

### 2.2.10 Расчёт подогревателей низкого давления

Уравнение теплового и материального баланса для ПНД-4 имеет вид

$$D_4 \cdot (i_4 - \bar{t}_4^H) \cdot \eta_{то} = D_k \cdot (\bar{t}_k - \bar{t}'_k). \quad (2.49)$$

Схема включения ПНД-4 изображена на рисунке 2.7.

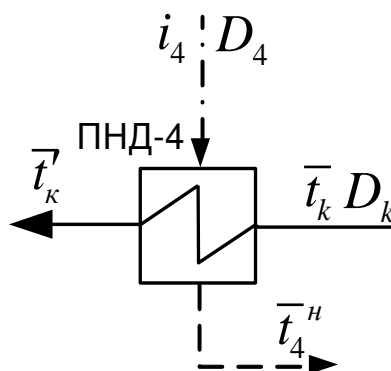


Рисунок 2.7 – Схема включения ПНД-4

Расход пара на ПНД-4  $D_4$ , кг/с, определяем по формуле

$$D_4 = \frac{D_k \cdot (\bar{t}_k - \bar{t}'_k)}{(i_4 - \bar{t}_4^H) \cdot \eta_{то}}, \quad (2.50)$$

$$D_4 = \frac{116,77 \cdot (631,5 - 532,1)}{(2786,1 - 653,3) \cdot 0,98} = 5,55.$$

Схема включения ПНД-5,6,7 изображена на рисунке 2.8.

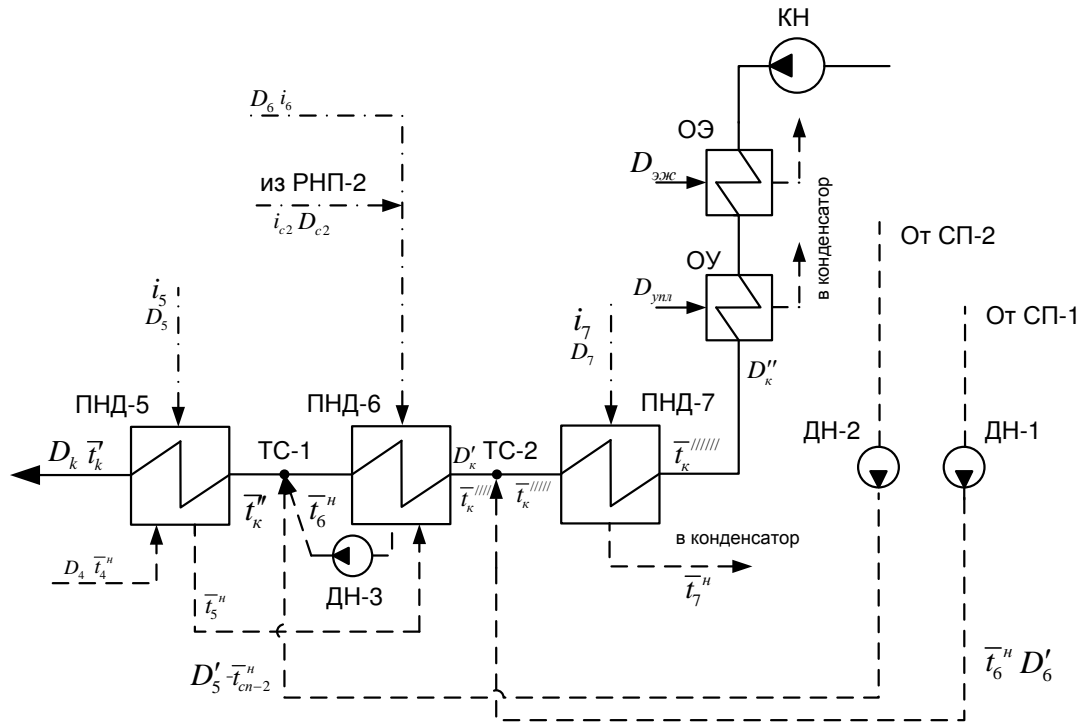


Рисунок 2.8 – Схема включения подогревателей низкого давления

Уравнение теплового и материального баланса для ПНД-5, ПНД-6, ПНД-7, ТС-1 и ТС-2

$$\begin{cases}
 D_5 \cdot (i_5 - \bar{t}_5'') \cdot \eta + D_4 \cdot (\bar{t}_4'' - \bar{t}_5'') \cdot \eta = D_k \cdot (\bar{t}_k' - \bar{t}_k'') \\
 D_k = D'_k + D_4 + D_5 + D_{c2} + D_6 + D'_5 \\
 D_k \cdot \bar{t}_k'' = (D_4 + D_5 + D_6 + D_{c2}) \cdot \bar{t}_6'' + D'_k \cdot \bar{t}_k''' + D'_5 \cdot \bar{t}_{cn-2}'' \\
 D_6 \cdot (i_6 - \bar{t}_6'') \cdot \eta + D_{c2} \cdot (i_{c2} - \bar{t}_6'') \cdot \eta + (D_4 + D_5) \cdot (\bar{t}_5'' - \bar{t}_6'') \cdot \eta = D'_k \cdot (\bar{t}_k''' - \bar{t}_k''''') \\
 D'_k = D'_6 + D''_k \\
 D'_k \cdot \bar{t}_k''''' = D'_6 \cdot \bar{t}_7'' + D''_k \cdot \bar{t}_k'''''' \\
 D_7 \cdot (i_7 - \bar{t}_7'') \cdot \eta = D''_k \cdot (\bar{t}_k'''''' - \bar{t}_k''''''')
 \end{cases} \quad (2.51)$$

В охладителе эжектора и охладителе уплотнений основной конденсат нагревается на 6°С [12]. Подставляя известные значения расходов, кг/с, и энтальпий, кДж/кг, получаем систему

$$\begin{cases} D_5 \cdot (2673,6 - 551,1) \cdot 0,98 + 5,55 \cdot (653,3 - 551,1) \cdot 0,98 = 116,77 \cdot (532,1 - \bar{t}_k'') \\ 116,77 = D'_k + 5,55 + D_5 + 0,11 + D_6 + 36,43 \\ 116,77 \cdot \bar{t}_k'' = (5,55 + D_5 + D_6 + 0,11) \cdot 469,8 + D'_k \cdot 452,09 + 36,43 \cdot 469,8 \\ D_6 \cdot (2589,3 - 469,8) \cdot 0,98 + 0,11 \cdot (2697,1 - 469,8) \cdot 0,98 + \\ + (5,55 + D_5) \cdot (551,1 - 469,8) \cdot 0,98 = D'_k \cdot (452,09 - \bar{t}_k''''') \\ D'_k = 36,1 + D''_k \\ D'_k \cdot \bar{t}_k'''' = 36,1 \cdot 389,6 + D''_k \cdot 372,6 \\ D_7 \cdot (2490,3 - 389,6) \cdot 0,98 = D''_k \cdot (372,6 - 165,37) \end{cases}$$

Из решения системы уравнений получаем, что расход пара на ПНД-5  $D_5$  составляет 4,3 кг/с, на ПНД-6  $D_6$  составляет 3,5 кг/с, а на ПНД-7  $D_7$  составляет 3,1 кг/с. Расход основного конденсата ПНД-6 после второй точки смешения  $D'_k$  равняется 66,87 кг/с, расход основного конденсата перед первой точкой смешения  $D''_k$  составил 30,77 кг/с. Энтальпия после первой точки смешения  $\bar{t}_k''$  равняется 450,74 кДж/кг, а после второй  $\bar{t}_k''''$  равняется 381,78 кДж/кг.

Расхода пара в конденсатор  $D_{к-р}$ , кг/с, определяем по формуле

$$D_{к-р} = D''_k - D_{эжс} - D_{унл} - D_7, \quad (2.52)$$

$$D_{к-р} = 30,77 - 0,66 - 1,33 - 3,1 = 25,68.$$

Уточнённый расход пара на турбину  $D'_m$ , кг/с, определяем по формуле

$$D'_m = D_1 + D_2 + D_3 + D_0 + D_4 + D_5 + D_6 + D_7 + D_{к-р} + D_{сн1} + D_{сн2}, \quad (2.53)$$

$$D'_m = 5,71 + 7,88 + 3,0 + 5,55 + 4,3 + 3,5 + 3,1 + 25,68 + 36,43 + 36,11 = 131,26.$$

Погрешность расчета по расходу пара  $\delta_n$ , %, определяем по формуле

$$\delta_n = \left| \frac{D_m - D'_m}{D_m} \right| \cdot 100\%, \quad (2.54)$$

$$\delta_n = \left| \frac{132,78 - 131,26}{132,78} \right| \cdot 100\% = 1,14\% < 2\%.$$

Погрешность расчета  $\delta_n$  составила 1,14 %, что допустимо [12]. Проверку по балансу мощности  $W_p$ , кВт, определяем по формуле

$$W_p = (D_1 \cdot (i_0 - i_1) + D_2 \cdot (i_0 - i_2) + (D_3 + D_d) \cdot (i_0 - i_3) + D_4 \cdot (i_0 - i_4) + D_5 \cdot (i_0 - i_5) + (D_6 + D_{cn2}) \cdot (i_0 - i_6) + (D_7 + D_{cn1}) \cdot (i_0 - i_7) + D_{\kappa-p} \cdot (i_0 - i_{\kappa})) \cdot \eta_{эм}, \quad (2.55)$$

$$W_p = (5,71 \cdot (3486,5 - 3155,7) + 7,88 \cdot (3486,5 - 3074,8) + (3,0 + 1,51) \cdot (3486,5 - 2934,1) + 5,55 \cdot (3486,5 - 2786,1) + 4,3 \cdot (3486,5 - 2673,6) + (3,5 + 36,43) \cdot (3486,5 - 2589,3) + (3,1 + 36,11) \cdot (3486,5 - 2490,3) + 25,68 \cdot (3486,5 - 2170,2)) \cdot 0,97 = 119984,8.$$

Погрешность расчета по электрической мощности  $\delta_3$ , %, определяем по формуле

$$\delta_3 = \left| \frac{W - W_p}{W} \right| \cdot 100\%, \quad (2.56)$$

$$\delta_3 = \left| \frac{120000 - 1119984,8}{120000} \right| \cdot 100\% = 0,013\% < 2\%.$$

Погрешность расчета  $\delta_3$  составила 0,013%, что допустимо [6].

### 2.3 Расчёт технико-экономических показателей работы станции

Расчет выполняется по методике определения технико-экономических показателей ТЭЦ [1].

Расход тепла на турбоустановку  $Q_{my}$ , кВт, определяем по формуле

$$Q_{my} = D_m \cdot (i_0 - \bar{t}_{нс}) + D_{c1} \cdot (i_{c1} - \bar{t}_{нс}) + D_{c2} \cdot (i_{c2} - \bar{t}_{нс}) - D_{хов} \cdot (\bar{t}_{нс} - \bar{t}_{хов}), \quad (2.57)$$

$$Q_{my} = 132,78 \cdot (3486,5 - 982,04) + 0,94 \cdot (2756,1 - 982,04) + 0,11 \cdot (2697,1 - 982,04) - 5,68 \cdot (982,04 - 165,37) = 326028,05.$$

Затраченную теплоту на сетевые подогреватели  $Q_m$ , кВт, определяем по формуле

$$Q_m = D_{cn1} \cdot (i_7 - \bar{t}_{нс}^H) + D_{cn2} \cdot (i_6 - \bar{t}_{нс}^H), \quad (2.58)$$

$$Q_m = 36,43 \cdot (2490,3 - 389,6) + 36,11 \cdot (2589,3 - 469,8) = 153061,22.$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии  $Q_{my}^э$ , кВт, определяем по формуле

$$Q_{my}^э = Q_{my} - Q_m, \quad (2.59)$$

$$Q_{my}^9 = 32628,05 - 153061,22 = 172966,82.$$

Тепловую нагрузку котлоагрегата  $Q_{ne}$ , кВт, определяем по формуле

$$Q_{ne} = D_{ne} \cdot (i_{ne} - \bar{t}_{нс}) + D_{np} \cdot (\bar{t}_{np} - \bar{t}_{нс}), \quad (2.60)$$

где  $i_{ne}$  – энтальпия перегретого пара, кДж/кг [4];

$$Q_{ne} = 139,41 \cdot (3489,5 - 982,04) + 2,09 \cdot (1610,15 - 982,04) = 350893,01.$$

Полный расход натурального топлива  $B$ , кг/с, определяем по формуле

$$B = \frac{Q_{ne}}{Q_n^p \cdot \eta_{nz}}, \quad (2.61)$$

где  $Q_n^p$  – низшая теплота сгорания натурального топлива, кДж/кг [6];

$\eta_{nz}$  – КПД котлоагрегата [7];

$$B = \frac{350893,01}{35800 \cdot 0,936} = 10,47.$$

Принимая мощность собственных нужд станции  $e_{сн}$  равным 8% [1], отпущенную мощность  $W_{omn}$ , кВт, определяем по формуле

$$W_{omn} = W_3 - e_{сн} \cdot W_3, \quad (2.62)$$

$$W_{omn} = 120000 - 0,08 \cdot 120000 = 110400.$$

Мощность собственных нужд, затраченная только на производство электроэнергии  $W_{33}^{сн}$ , кВт, определяем по формуле

$$W_{33}^{сн} = e_{33}^{сн} \cdot W_3, \quad (2.63)$$

где  $e_{33}^{сн} = 0,05$  – доля электроэнергии, затраченная на производство энергии на собственные нужды [1];

$$W_{33}^{сн} = 0,05 \cdot 120000 = 6000.$$

Коэффициент ценности тепла верхнего теплофикационного отбора  $\xi_{ec}$  определяем по формуле

$$\xi_{ec} = \frac{i_6 - i_{\kappa}}{i_0 - i_{\kappa}} \cdot \left( 1 + K \cdot \left( \frac{i_0 - i_6}{i_0 - i_{\kappa}} \right) \right), \quad (2.64)$$

где  $K$  – коэффициент, зависящий от давления пара перед турбоагрегатом [1];

$$\xi_{ec} = \frac{2589,3 - 2170,2}{3486,5 - 2170,2} \cdot \left( 1 + 0,4 \cdot \left( \frac{3486,5 - 2589,3}{3486,5 - 2170,2} \right) \right) = 0,405.$$

Коэффициент ценности тепла нижнего теплофикационного отбора  $\xi_{nc}$  определяем по формуле

$$\xi_{nc} = \frac{i_7 - i_{\kappa}}{i_0 - i_{\kappa}} \cdot \left( 1 + K \cdot \left( \frac{i_0 - i_7}{i_0 - i_{\kappa}} \right) \right), \quad (2.65)$$

$$\xi_{nc} = \frac{2490,3 - 2170,2}{3486,5 - 2170,2} \cdot \left( 1 + 0,4 \cdot \left( \frac{3486,5 - 2490,3}{3486,5 - 2170,2} \right) \right) = 0,317.$$

Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии за счет отборов пара  $\Delta Q_{отб}^{\circ}$ , кВт, определяем по формуле

$$\Delta Q_{отб}^{\circ} = D_{cn1} \cdot (i_7 - \bar{t}_{nc}^H) \cdot (1 - \xi_{nc}) + D_{cn2} \cdot (i_6 - \bar{t}_{ec}^H) \cdot (1 - \xi_{ec}), \quad (2.66)$$

$$\Delta Q_{отб}^{\circ} = 36,43 \cdot (2490,3 - 389,6) \cdot (1 - 0,317) + 36,11 \cdot (2589,3 - 469,8) \cdot (1 - 0,405) = 97798,52.$$

Расход тепла на собственные нужды турбоагрегата  $Q_{my}^{ch}$ , кВт, определяем по формуле [11]

$$Q_{my}^{ch} = 0,05 \cdot Q_{my}, \quad (2.67)$$

$$Q_{my}^{ch} = 326028,05 \cdot 0,05 = 16301,4.$$

Коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлоагрегатами на производство электроэнергии  $K_3$ , определяем по формуле

$$K_3 = \frac{Q_{my}^{\circ} + \Delta Q_{отб}^{\circ} + Q_{my}^{ch}}{Q_{my}^{\circ} + \Delta Q_{отб}^{\circ} + Q_{my}^{ch} + Q_m}, \quad (2.68)$$

$$K_3 = \frac{172966,8 + 97798,52 + 16301,4}{172966,8 + 97798,52 + 16301,4 + 153061,2} = 0,652.$$

Расход натурального топлива на выработку электроэнергии  $B_э$ , кг/с, определяем по формуле

$$B_э = B \cdot K_э \cdot \frac{W_{омн}}{W_э - W_{эс}^{сн}}, \quad (2.69)$$

$$B_э = 10,47 \cdot 0,652 \cdot \frac{110400}{120000 - 6000} = 6,61.$$

Расход натурального топлива пикового водогрейного котла  $B_{пвк}$ , кг/с, определяем по формуле

$$B_{пвк} = \frac{Q_{пвк} \cdot 10^3}{Q_n^p \cdot \eta_{пвк}}, \quad (2.70)$$

$$B_{пвк} = \frac{150 \cdot 10^3}{35800 \cdot 0,91} = 4,6.$$

Расход натурального топлива на выработку тепла  $B_T$ , кг/с, определяем по формуле

$$B_m = B - B_э + B_{пвк}, \quad (2.71)$$

$$B_m = 10,47 - 6,61 + 4,6 = 8,46.$$

Удельный расход натурального топлива на выработку электроэнергии  $b_э$ , кг/(кВт·ч), определяем по формуле

$$b_э = \frac{3600 \cdot B_э}{W_{омн}}, \quad (2.72)$$

$$b_э = \frac{3600 \cdot 6,61}{110400} = 0,216.$$

Удельный расход натурального топлива на выработку тепла без учета ПВК  $b_T$ , кг/ГДж, определяем по формуле

$$b_m = \frac{B_m - B_{пвк}}{Q_{отб}^{мур}} \cdot 10^6, \quad (2.73)$$

$$b_m = \frac{8,46 - 4,6}{150000} \cdot 10^6 = 25,72.$$



Удельный расход натурального топлива на выработку тепла в пересчете из кг/ГДж в т.н.т./Гкал составляет 0,108 т.н.т./Гкал. При расчете на условное топливо удельный расход на выработку электроэнергии составляет 0,265 кг/(кВт·ч), на выработку тепла составляет 31,161 кг/ГДж (0,13 т.у.т./Гкал).

## **2.4 Конструирование тепловой схемы турбины ПТ-135/165-130/15**

### **2.4.1 Характеристика турбины ПТ-135/165-130/15**

Турбина ПТ-135/165-130/15 УТЗ состоит из двух цилиндров – ЦВД и ЦНД [15]. Из паропровода острый пар поступает к двум стопорным клапанам, от которых направляется к четырем регулирующим клапанам сопловой системы парораспределения, установленным на корпусе ЦВД. Подвод пара производится в центральную часть ЦВД. ЦВД турбины выполнен двустенным и противоточным и полностью унифицирован с ЦВД турбины Р-100-130/15 ТМЗ. В левом потоке, направленном в сторону переднего подшипника, расположены одновенечная регулирующая ступень и шесть ступеней давления, в правом потоке расположено шесть ступеней давления. Производственный отбор пара осуществляется из выходного патрубка ЦВД.

Из перепускных труб пар поступает к четырем регулирующим клапанам ЧСД на входе в ЦНД. Пройдя одновенечную регулирующую и шесть нерегулируемых ступеней ЧСД, пар поступает в камеру, из которой производится первый отопительный отбор. Расход в отопительный отбор регулируется поворотной диафрагмой с дроссельным парораспределением. Далее пар расширяется в двух ступенях, за которыми осуществляется второй отопительный отбор; расход в него определяется открытием второй регулирующей диафрагмы, установленной перед ЧНД.

Каждый из роторов валопровода лежит в двух опорных подшипниках. Задний подшипник ЦВД - комбинированный опорно-упорный, с симметричными упорными колодками. Отдельные роторы соединены жесткими муфтами; полумуфты роторов турбины выполнены заодно с валами. Ротор ЦНД - комбинированный: диски первых шести ступеней откованы заодно с валом, остальные диски - насадные. Для уменьшения осевого усилия на валу в части переднего концевое уплотнения ЦНД выполнен ступенчатый разгрузочный диск больших размеров.

ЦНД турбины выполнен одностенным с одним выхлопом в конденсатор. Передняя и средняя части корпуса ЦНД - литые, задняя - сварная. Все диафрагмы установлены в обоймах, пространство между которыми использовано для размещения патрубков отбора. Из-за отсутствия промежуточного перегрева пара и с учетом работы в области значительной влажности лопатка последней ступени выполнена умеренной длины (830 мм), что обеспечивает ее надежность против эрозионного износа.

Фикспункт турбины расположен на передних опорах выхлопного патрубка турбины. Агрегат расширяется в сторону переднего подшипника. Для

сокращения времени прогрева и улучшения условий пуска турбины предусмотрен паровой обогрев фланцев и шпилек ЦВД. Для уменьшения протечек пара в турбине применены бесконтактные лабиринтовые уплотнения. Турбина снабжена валоповоротным устройством, вращающим валопровод турбоагрегата с частотой  $0,067 \text{ с}^{-1}$ . Лопаточный аппарат турбины выполнен и настроен на работу при частоте тока в сети 50 Гц, что соответствует частоте вращения ротора  $50 \text{ с}^{-1}$ . Допускается длительная работа турбины при частоте тока в сети от 49 до 50,5 Гц [15].

Заводские данные для турбины ПТ-135-130/15 из [15]:

Электрическая мощность:  $W_э = 135 \text{ МВт}$ ;

Номинальная величина производственного отбора:  $D_{np} = 320 \text{ т/час}$ ;

Тепловая мощность отопительных отборов:  $Q_{от}^{баз} = 90 \text{ МВт}$ ;

Начальные параметры пара:

1) Давление  $P_0 = 12,75 \text{ МПа}$ ;

2) Температура  $t_0 = 555 \text{ °C}$ ;

Давление в конденсаторе турбины  $P_k = 0,0034 \text{ МПа}$ ;

Число отборов пара на регенерацию – 7;

Давление в отборах:

$P_{от1} = 3,335 \text{ МПа}$ ;

$P_{от2} = 2,236 \text{ МПа}$ ;

$P_{от3} = 1,49 \text{ МПа}$ ;

$P_{от4} = 0,5 \text{ МПа}$ ;

$P_{от5} = 0,24 \text{ МПа}$ ;

$P_{от6} = 0,086 \text{ МПа}$ ;

$P_{от7} = 0,019 \text{ МПа}$ ;

Внутренний относительный КПД по отсекам турбины:

$$\eta_{oi}^{ЦВД} = 83 \%, \eta_{oi}^{ЦНД} = 80 \%$$

КПД дросселирования по отсекам:

$$\eta_{др}^{ЦВД} = 96 \%, \eta_{др}^{ЦНД} = 96 \%$$

Электромеханический КПД  $\eta_{эм} = 0,98$ ;

Расход продувочной воды  $\alpha_{прод} = 1,5\%$ ;

Расход пара на собственные нужды машинного отделения  $\alpha_{сн}^{МЗ} = 1,2 \%$ ;

Расход пара на собственные нужды котельного цеха  $\alpha_{сн}^{КЦ} = 1,2 \%$ ;

Внутростанционные потери конденсата  $\alpha_{yt} = 1,1 \%$ ;

Температура химически очищенной воды  $t_{хов} = 30 \text{ °C}$ ;

Нагрев воды в сальниковом и эжекторном подогревателях  $\Delta t_{эж} + \Delta t_{сп} = 6 \text{ °C}$ ;

КПД подогревателей поверхностного типа  $\eta_{то} = 98 \%$ ;

Недогрев воды до температуры насыщения в ПВД  $\mathcal{G}_{пвд} = 2 \text{ °C}$ ;

Недогрев воды до температуры насыщения в ПНД  $\mathcal{G}_{пнд} = 4 \text{ °C}$ ;

Температура обратного конденсата  $t_{ок} = 40 \text{ °C}$ ;

Температурный график тепловой сети для г. Красноярска: 145/70°C;  
 Нагрев воды в сальниковом и эжекторном подогревателях:  $\Delta t_{эж} + \Delta t_{сн} = 6\text{ }^\circ\text{C}$ .

## 2.4.2 Краткая характеристика принципиальной тепловой схемы

Принципиальная тепловая схема с турбиной ПТ-135/165-130/15 изображена на рисунке 2.9.

Система регенерации состоит из четырёх подогревателей низкого давления, деаэрата и трёх подогревателей высокого давления. Слив конденсата из подогревателей высокого давления (ПВД) – каскадный в деаэратор. Слив конденсата из подогревателей низкого давления (ПНД) – каскадный в ПНД № 6 и из него дренажным насосом (ДН) в линию основного конденсата. В схеме используется котлоагрегат барабанного типа, непрерывная продувка котла направляется в двухступенчатый расширитель. Для уменьшения тепловых потерь с продувочной водой используется поверхностный подогреватель химически очищенной воды (ПХОВ) из химводоочистки (ХВО). Из расширителя первой ступени выпар направляется в деаэратор, из расширителя второй ступени в ПНД №6.

Пар из уплотнений поступает в сальниковый подогреватель (ОУ), а из основных эжекторов конденсатора – в охладитель эжекторного пара (ОЭ). Конденсат от ОУ, ОЭ и ПНД-7 каскадно сливается в конденсатор.

Восполнение потерь конденсата химочищенной водой осуществляется в деаэрационную установку.

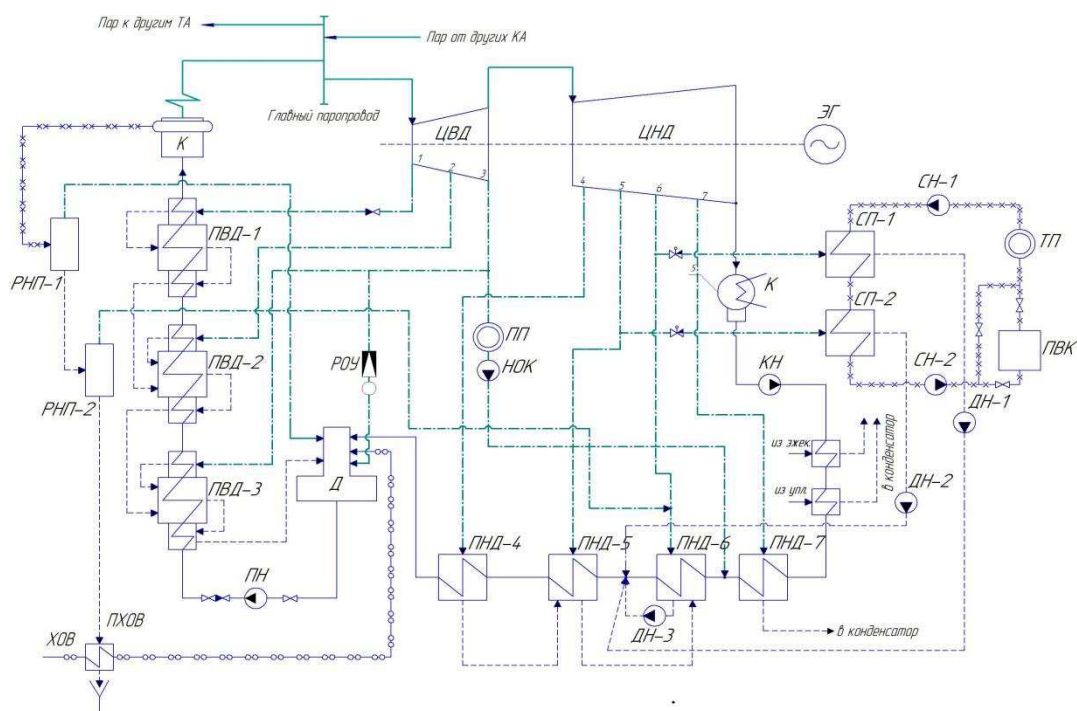


Рисунок 2.9 – Принципиальная тепловая схема турбины ПТ-135/165-130/15

### 2.4.3 Построение процесса расширения пара на *i-s* диаграмме

Находим на *i-s* диаграмме (см. рисунок 2.10) точку  $A_0$ . С учётом дросселирования пара в регулирующих органах ЦВД давление пара на входе в проточную часть составляет, МПа

$$P'_0 = P_0 \cdot \eta_{др}^{ЦВД}, \quad (2.74)$$

$$P'_0 = 12,75 \cdot 0,96 = 12,24.$$

Теоретический процесс расширения пара от давления  $P'_0$  до давления  $P_1$ , соответствующего давлению за ЦВД, изображается линией  $A'B_0$ . При действительном процессе расширения энтальпию пара в точке “В” можно определить, кДж/кг

$$i_B = i_{A'} - (i_{A'} - i_{B_0}) \cdot \eta_{oi}^{ЦВД}, \quad (2.75)$$

где  $i_{B_0} = 2885,92$  кДж/кг – энтальпия пара в конце теоретического процесса расширения /4/;

$i_{A'} = 3485,02$  кДж/кг – энтальпия острого пара [2];

$\eta_{oi}^{ЦВД} = 0,83$  – внутренний относительный коэффициент полезного действия цилиндра высокого давления.

$$i_B = 3484,5 - (3484,5 - 2885,92) \cdot 0,83 = 2987,76.$$

Потеря давления от дросселирования пара в цилиндре низкого давления, точка “В”, МПа

$$P'_3 = P_3 \cdot \eta_{op}^{ЦНД}, \quad (2.76)$$

где  $\eta_{op}^{ЦНД} = 0,98$  – потери от дросселирования в цилиндре низкого давления;

$$P'_3 = 1,49 \cdot 0,98 = 1,46.$$

Энтальпия в точке “С”, кДж/кг

$$i_C = i_{B'} - (i_{B'} - i_{C_0}) \cdot \eta_{oi}^{ЦНД}, \quad (2.77)$$

где  $i_{B'} = 2987,76$  кДж/кг – энтальпия пара перед цилиндром низкого давления [2];

$i_{c_0} = 2016,4$  кДж/кг – теоретическая энтальпия пара за цилиндром низкого давления при давлении в конденсаторе  $P_k = 0,0034$  МПа [2];

$\eta_{oi}^{ЦНД} = 0,8$  – внутренний относительный коэффициент полезного действия цилиндра низкого давления;

$$i_c = 2987,76 - (2987,76 - 2016,4) \cdot 0,8 = 2210,67.$$

Используя значения давления в отборах, находим на  $i$ - $s$  диаграмме энтальпию пара в отборах.

Процесс расширения пара в турбине представлен на рисунке 2.10.

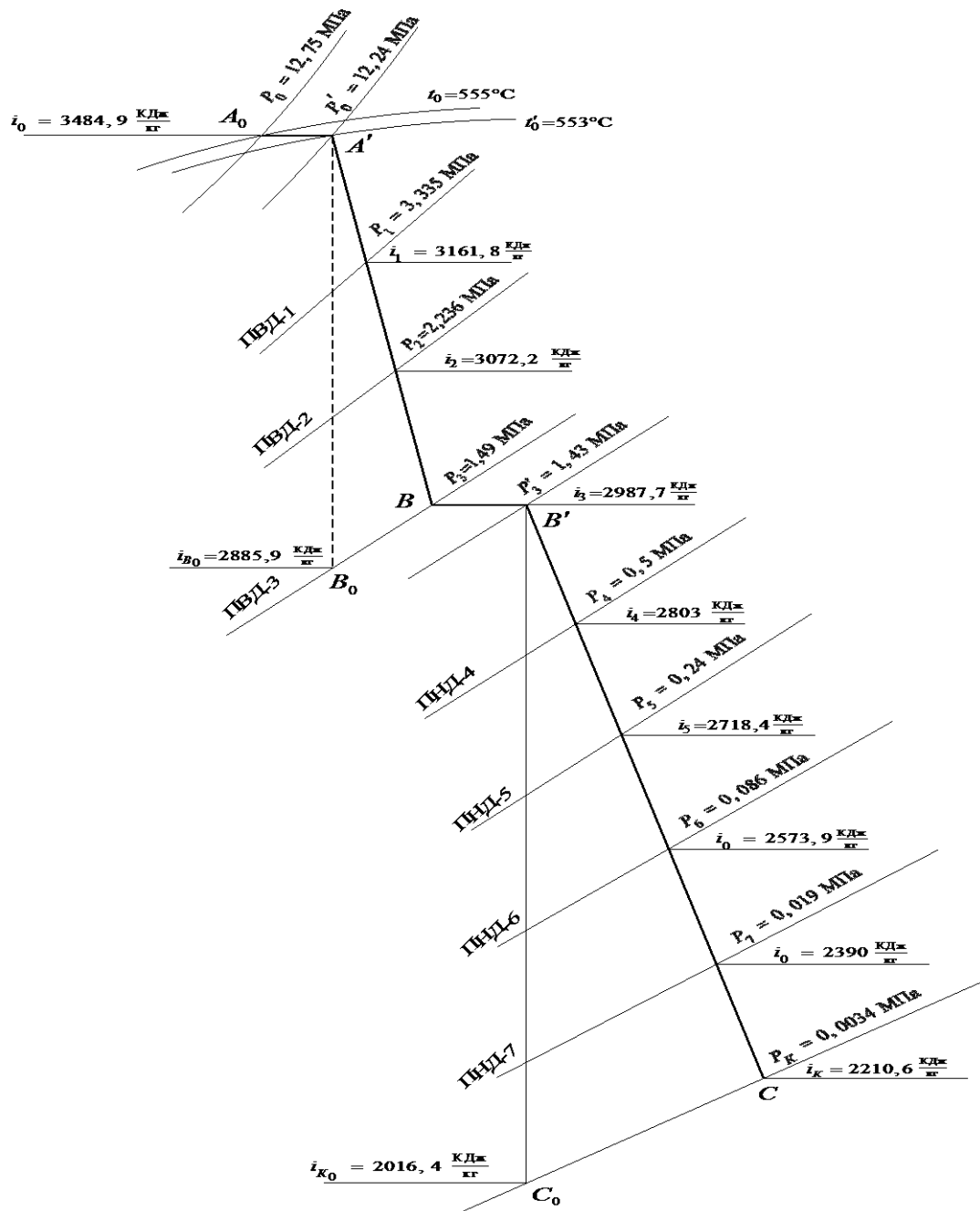


Рисунок 2.10 – Процесс расширения пара в турбине ПТ-135-130

## 2.5 Выбор оборудования в пределах тепловой схемы

### 2.5.1 Котлоагрегат

По начальным параметрам пара и расходу на турбину, а также виду топлива, на каждую турбину выбираем котлоагрегат типа Е-500-13,8-560 ГМН предназначенный для работы на природном газе и высокосернистом мазуте [6].

Котел однобарабанный, однокорпусный с естественной циркуляцией, на высокие параметры пара, имеет П-образную открытую или закрытую компоновку.

Котел рассчитан на работу под наддувом с низким коэффициентом избытка воздуха. Топочная камера открытого типа, призматическая, в сечении представляет собой прямоугольник размерами по осям труб 7,68×13,52 м.

Стены топки экранированы цельносварными панелями из гладких труб Ø60х6 мм и вваренной полосы.

Под топочной камеры является началом фронтального экрана и имеет наклон 15° к горизонтали в сторону задней стенки.

Для улучшения аэродинамических свойств в верхней части топки трубами заднего экрана образован выступ в сторону топки.

Топка оборудована восемью вихревыми газомазутными горелками, расположенными в два яруса на задней стене. Расстояние между ярусами составляет 2,6 м.

Горелки вихревые двухпоточные, предназначены для отдельного сжигания газа и мазута, имеют электрогазовые запальники.

Стены и под переходного газохода, потолок топочной камеры и опускной газоход экранированы цельносварными мембранными панелями из плавниковых труб.

В средней части (по высоте) топки расположены панели радиационного пароперегревателя.

Ширмовый пароперегреватель вертикального типа расположен в верхней части топки на уровне выходного окна.

В районе выходного окна топочной камеры и переходном газоходе размещены четыре ступени вертикального конвективного пароперегревателя.

В конвективной шахте по ходу газов установлены два пакета водяного экономайзера, змеевики которого расположены перпендикулярно фронту котла. Мембранный экономайзер крепится на подвесных трубах в опускном газоходе.

Подогрев воздуха осуществляется регенеративным воздухоподогревателем, вынесенным за пределы котла и размещенным за опускной шахтой.

Продольный разрез котла Е-500-13,8-560 ГМН изображен на рисунке 2.11.

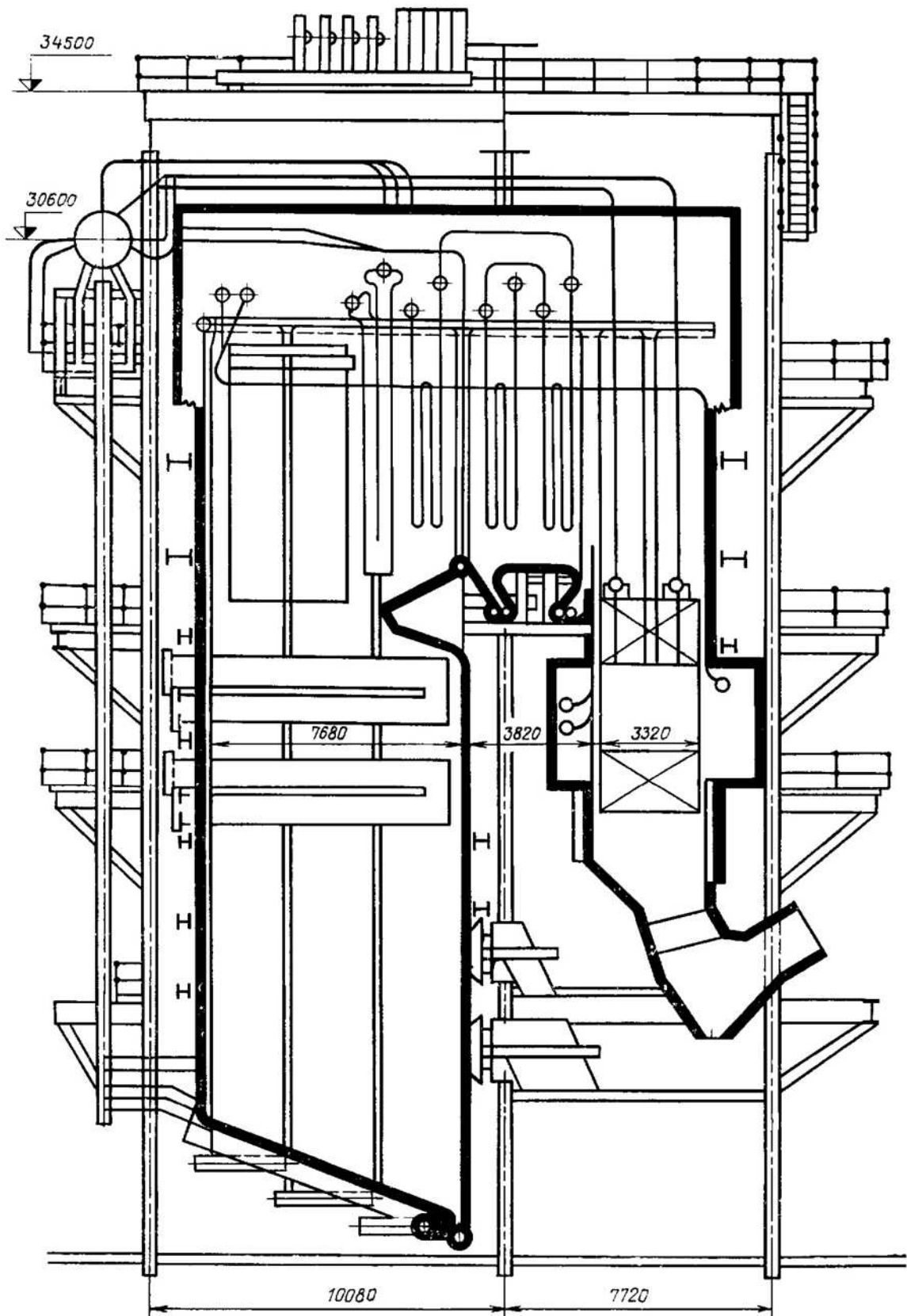


Рисунок 2.11 – Продольный разрез котла Е-500-13,8-560 ГМН

## 2.5.2 Регенеративные подогреватели

По заводским и полученных в ходе расчета данным выбираем подогреватель высокого давления. Характеристики ПВД должны удовлетворять расчеты.

Подогреватели высокого давления [5]:

– ПВД-1 типоразмера ПВ-425-230-37, где 425 – площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>, 230 максимальное давление в трубной системе, бар, 37 максимальное давление в корпусе, бар;

– ПВД-2 типоразмера ПВ-425-230-55;

– ПВД-3 типоразмера ПВ-425-230-13.

Подогреватели низкого давления [10]:

– ПНД-4 типоразмера ПН-250-16-7-IV;

– ПНД-3 типоразмера ПН-250-16-7-IV;

– ПНД-2 типоразмера ПН-250-16-7-IV;

– ПНД-1 типоразмера ПН-250-16-7-III.

## 2.5.3 Деаэратор

По найденному расходу питательной воды  $G_{не}$ , т/ч, выбираем деаэратор смешивающего типа ДП-500 повышенного давления с колонкой и характеристиками [5]:

– давление 0,6 МПа;

– производительность 500 т/ч.

Емкость деаэраторного бака для ТЭЦ должна обеспечивать суммарный запас питательной воды необходимый для 7 минут работы котлоагрегата [6], тогда выбираем бак ВД-65-1 с геометрической вместимостью 78 м<sup>3</sup>.

## 2.5.4 Сетевые подогреватели

По расчетному пропуску воды, давлению пара в корпусе и температура пара на входе и воды на выходе выбираем подогреватели сетевой воды [5].

Выбираем СП-1 типоразмера ПСГ-2300-2-8-I с характеристиками:

– давление пара 0,03 – 0,2 Мпа;

– давление воды 0,088 Мпа;

– номинальный расход сетевой воды 3500 т/ч.

Выбираем СП-2 типоразмера ПСГ-2300-2-8-II с характеристиками:

– давление пара 0,06 – 0,25 Мпа;

– давление воды 0,088 Мпа;

– номинальный расход сетевой воды 3500 т/ч.



### 2.5.5 Выбор питательных насосов

Напор питательного насоса принимаем на 40% больше, чем номинальное давление пара перед турбиной. Структура проектируемой ТЭЦ неблочная, то все ПЭНы работают в общий питательный коллектор. Производительность ПЭН выбираем с условием, что при аварийном отключении одного из насосов, оставшиеся могли обеспечить номинальную производительность всех котлоагрегатов. Поэтому производительность ПН  $Q_{пн}$ , м<sup>3</sup>/ч, определяем по формуле

$$Q_{пн} = G_{пг} \cdot 3,6, \quad (2.74)$$

$$Q_{пн} = 141,5 \cdot 3,6 = 509,6.$$

Выбираем четыре питательных насоса типа ПЭ-580-185/200 с характеристиками [5]:

- подача 580 м<sup>3</sup>/ч;
- напор 2030 м;
- частота вращения 2904 об/мин;
- потребляемая мощность электродвигателя 3650 кВт.

### 2.5.6 Выбор конденсатных насосов

За расчетную производительность насосов примем расход конденсата в летний период  $D=357$  т/ч. Выбираем конденсатные насосы типа КсВ500-85 (два насоса по 100 % производительности на турбину – один из них резервный) с характеристиками [5]:

- подача 500 м<sup>3</sup>/ч;
- напор 85 м;
- частота вращения 1000 об/мин;
- потребляемая мощность электродвигателя 154 кВт.

### 2.5.7 Выбор циркуляционных насосов

По расходу циркуляционной воды на турбину в количестве 16000 м<sup>3</sup>/ч выбираем насос типа ОП2-110 с характеристиками [5]:

- производительность 11880-21960 м<sup>3</sup>/ч;
- напор 16,2-9,4 м;
- частота вращения 485 об/мин;
- потребляемая мощность электродвигателя 505-897 кВт.

## 2.5.8 Выбор сетевых насосов

Выбираем две ступени сетевых насосов: первая ступень (СН-1) устанавливается до сетевых подогревателей, вторая (СН-2) – перед ПВК. Сетевые насосы устанавливаются в количестве двух на турбину, рассчитывая их на 50% производительность, на складе предусматривается один резервный насос для всей ТЭЦ или один на каждый тип насосов.

Производительность сетевого насоса  $Q_{сн}$ , м<sup>3</sup>/ч, определяем по формуле

$$Q_{сн} = \frac{G_{св}}{2} \cdot 3,6, \quad (2.75)$$

$$Q_{сн} = \frac{895,8}{2} \cdot 3,6 = 1612,4.$$

Выбираем сетевые насосы первой ступени и второй ступени типа СЭ-2000-100 с характеристиками [5]:

- производительность 2000 м<sup>3</sup>/ч;
- напор 100 м;
- частота вращения 3000 об/мин;
- потребляемая мощность 640 кВт;
- КПД 85 %.

## 3 Общая часть

### 3.1 Генеральный план

Генеральный план - план размещения на выбранной производственной площадке электростанции, ее основных и вспомогательных сооружений. Генеральный план проектируемой станции включает следующие производственные и подсобные здания и сооружения: главный корпус, включающий в себя турбинное и котельное отделение, электрический щит управления, газовое хозяйство, распределительное устройство открытого типа, дымовую трубу, химводоочистку, систему технического водоснабжения, масляное хозяйство, служебные помещения, здания и сооружения подсобного назначения - мастерские, гаражи, пожарную охрану. Так же железнодорожные пути, автомобильные дороги, устройства водоснабжения, канализации. Все здания и сооружения размещаются в пределах основной ограды станции [5].

Основным требованием при проектировании ТЭС является компактное расположение сооружений на площадке, вследствие чего чему снижается стоимость строительства и протяженность коммуникаций.

При составлении генплана ТЭС необходимо руководствоваться принципом расположения сооружений и объектов в соответствии с

последовательностью технологического процесса. Со стороны турбинного отделения параллельно главному зданию размещается главное распределительное устройство. Градирни располагаются со стороны постоянной торцевой стороны по отношению к ОРУ и линиям электропередач во избежание капель влаги на изоляторах и перекрытия их электрическим током.

Генплан проектируемой ТЭЦ предусматривает возможность расширения станции, для чего со стороны главного здания и прочих основных сооружений со стороны временного торца нет объектов, препятствующих расширению. Между зданиями, сооружениями и установками в генплане предусмотрены необходимые пожарные разрывы и проезды [5].

К помещениям турбинного зала и котлоагрегата, к открытому распределительному устройству и повышающим трансформаторам, к приемноразгрузочному устройству топливоподачи, к складам масла и других материалов и оборудования обеспечен подвод железнодорожных путей и автомобильных дорог.

### **3.2 Компоновка главного корпуса**

Главным корпусом станции называют главное ее здание, в котором размещают основное и связанное с ним вспомогательное оборудование. В главный корпус подается топливо, подлежащее использованию, вода для охлаждения отработавшего пара турбоагрегатов и для других целей. Из главного корпуса отводится охлаждающая вода после конденсаторов, дымовые газы котлоагрегата, выводится конечная продукция - электрическая энергия. Под компоновкой главного корпуса станции понимают взаимное размещение оборудования и строительных конструкций. При выборе компоновки главного корпуса основной задачей является принцип размещения оборудования в соответствии с последовательностью технологического процесса. В состав главного корпуса входят два основных помещения (отделения): котельное и турбинное (машинный зал) и, кроме того, так называемое промежуточное помещение между котельным и турбинным помещениями для различного вспомогательного оборудования [5].

В котельном отделении энергетические котлоагрегаты установлены в бесподвальном помещении. На современных станциях принято однорядное размещение котлоагрегатов в здании.

Котлоагрегаты установлены на собственном каркасе и при этом установлено два мостовых крана, предназначенных для монтажа и эксплуатации оборудования. В котельном отделении на нескольких отметках предусмотрены ремонтные зоны для транспортировки и размещения при ремонте материалов, также предусмотрен тупиковый железнодорожный заезд, совмещенный с автомобильным въездом. Дымососы и дымовые трубы расположены на уровне земли, вблизи наружной стены помещения котлоагрегатов.

Турбинное отделение разделяется по высоте на два помещения: в верхнем установлены турбоагрегаты, в нижнем - конденсационном размещен фундамент турбоагрегата, конденсаторы и вспомогательное оборудование, регенеративные и сетевые подогреватели и другие теплообменники, питательные, конденсатные, дренажные и прочие насосы.

Между верхним и нижним помещением турбоагрегатов, конденсационным, сплошного перекрытия не выполняют, это позволяет обслуживать мостовым краном, не только турбоагрегаты, но и вспомогательное оборудование в конденсационном отделении.

Вокруг турбоагрегатов устраивают площадки обслуживания, соединяемые переходами с галереями, идущими вдоль колонн и стен машинного зала.

Турбоустановка скомпонована по «островному» принципу. Турбина и генератор установлены на своем фундаменте, не связанным с другими строительными конструкциями, чтобы вибрация турбоагрегата не передавалась на них. Для обслуживания вспомогательного оборудования предусмотрены промежуточные площадки на двух уровнях, между площадкой обслуживания турбины и полом конденсационного помещения. В турбинном зале принято поперечное размещение турбоагрегатов.

Конденсатор располагается под фундаментом вдоль оси. Регенеративные подогреватели установлены по бокам турбины. Сетевые подогреватели размещены с учетом удобной трассировки теплопроводов. В турбинном отделении выполнен подвал для прокладки в нем циркуляционных водоводов и других трубопроводов, для установки конденсационных насосов. Также установлены два мостовых электрических крана, с временного торца предусмотрен железнодорожный въезд, совмещенный с автомобильным въездом.

В промежуточном помещении находятся деаэраторы с баками и вспомогательное оборудование. Кроме того, в нем размещают РОУ и БРОУ, трубопроводы, электрическое распределительное устройство собственного расхода и тепловые щиты.

Подземная часть главного корпуса спроектирована в сборном и монолитном железобетоне: фундаменты здания выполняются сборными, а фундаменты под оборудование - сборными и сборно-монолитными. В машинном и деаэраторном отделениях по всей площади устраивается силовой пол в виде сплошной монолитной железобетонной плиты, на которую опираются стойки перекрытия конденсационного подвала и различное оборудование.

Котельное и турбинное оборудование размещено в разных помещениях по следующим причинам [5]:

- необходимостью обеспечения повышенной чистоты помещения турбогенераторов, нуждающихся в особом наблюдении за состоянием зазоров и вращающихся узлов;
- из-за стремления разделить взрывоопасное оборудование;

- из-за разной высоты котельного и турбинного оборудования, разных их габаритов и веса основных частей, что приводит к применению неодинаковых грузоподъемных механизмов.

### **3.3 Топливное хозяйство**

#### **3.3.1 Газовое хозяйство**

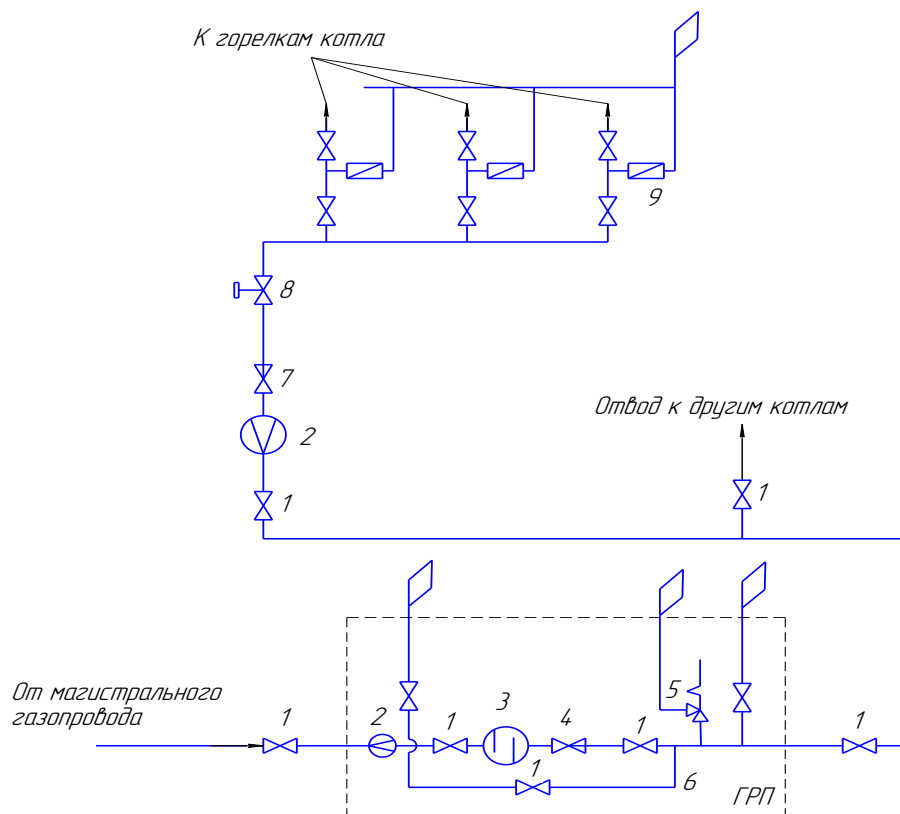
Наиболее простым является топливное хозяйство электростанций, работающих на газовом топливе. Однако на проектируемой станции, как правило, предусматривается возможность их работы не только на газе, но и на мазуте. Газ поступает на станцию от газопровода или газораспределительной станции (ГРС) с давлением 0,7-1,3 МПа (высокого давления) или 0,3— 0,5 МПа (среднего давления) по одной линии подземного трубопровода. Для снижения давления газа у форсунок котлоагрегата до 0,13-0,2 МПа предусматривается его дросселирование в газорегулирующем пункте (ГРП).

Дросселирование возможно в одну или две ступени в зависимости от общего перепада давления газа. Ввиду резкого шума при дросселировании газа ГРП размещается в отдельном (заглубленном в землю) здании на территории электростанции и оборудуется предохранительными противопожарными и противовзрывными устройствами.

Производительность ГРП на электростанциях, работающих на газовом топливе в качестве основного, рассчитывается на максимальный расход газа всеми рабочими котлами. Для конденсационных станций мощностью до 1200 МВт и ТЭЦ паропроизводительностью до 4000 т/ч сооружается один ГРП, а для электростанций большей мощности — два или более. В каждом ГРП предусматривается одна резервная установка, регулирующая давление газа.

ГРП размещают в отдельных зданиях на территории станции. К ГРП газ подводится по одному газопроводу (без резервного) от расположенной вне территории станции ГРС. Давление газа перед ГРП 0,6–1,1 МПа, а после ГРП требуемое его значение определяется потерями давления до самого удаленного от ГРП котлоагрегата и необходимым давлением газа перед горелками и составляет обычно 0,13–0,2 МПа.

Принципиальная схема газового хозяйства представлена на рисунке 3.1.



1 – запорная задвижка; 2 – расходомер; 3 – фильтр; 4 – регулятор давления; 5 – предохранительный клапан; 6 – байпасная линия; 7 – регулятор расхода газа; 8 – импульсный отсечный быстродействующий клапан; 9 – пробковый кран.

Рисунок 3.1 – Принципиальная схема газового хозяйства

На газопроводах перед и после ГРП применяют задвижки с электроприводом. Для предотвращения повышения давления за регулируемыми клапанами выше допустимого устанавливают предохранительный клапан.

На газопроводе к каждому котлу имеются: запорная задвижка, шайба расходомера, регулятор расхода газа, импульсный отсечной быстродействующий клапан, работающий автоматически в зависимости от падения давления воздуха у горелок до заданного значения, а также при остановке электродвигателя дутьевого вентилятора или дымососа. Регулятор расхода газа управляется исполнительным механизмом системы автоматики горения по двум импульсам: давлению пара в парогенераторе и перепаду давления на диафрагме паромера. Для продувки газопроводов имеются продувочные свечи с плотными запорными устройствами.

Наружный газопровод от ГРП до котельного отделения прокладывается на эстакаде. Температурные удлинения воспринимаются компенсаторами. Газопровод покрывается тепловой изоляцией.

Расход газа, поступающий на электростанцию, измеряется в м<sup>3</sup>/ч при нормальных условиях дроссельными устанавливаемыми на общей магистрали котельного отделения, а также на газопроводе к каждому парогенератору.

### 3.3.2 Мазутное хозяйство

Основными объектами мазутного хозяйства являются приемно-разгрузочное устройство, мазутохранилище (мазутный склад), насосная станция, мазутопроводы, арматура. Приемно-сливное устройство предназначено для приема мазута из железнодорожных цистерн, разогрева, и перекачивания мазута в резервуары-хранилища. Сооружения приемно-сливного устройства рассчитывают на прием грузоподъемностью 50, 60 и 120т. Для слива мазута необходим предварительный разогрев его в цистернах до температуры 60-70° С. Время подогрева и слива одной стоянки не должно быть больше 9-ти часов.

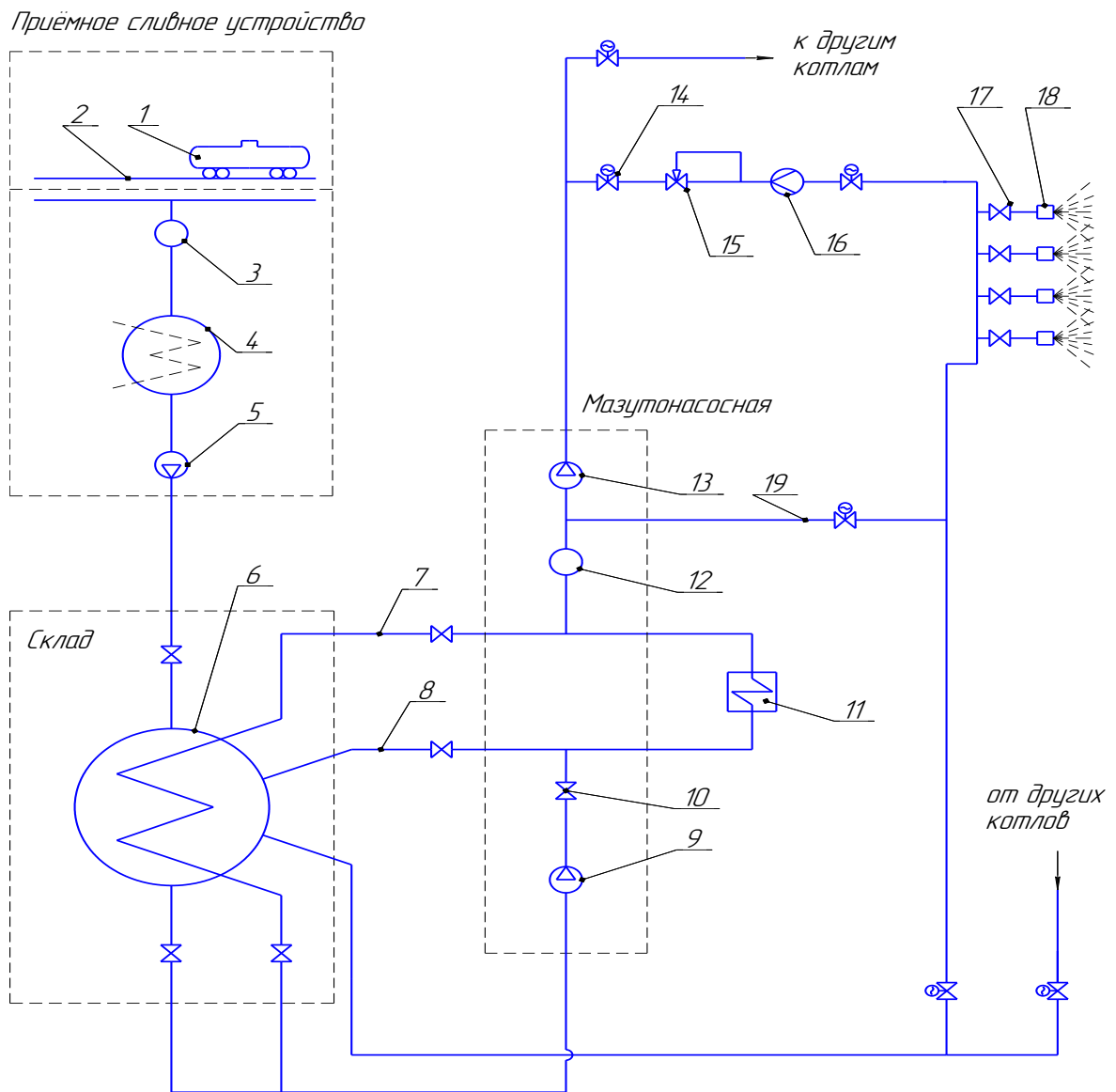
Мазут на ТЭЦ доставляется железнодорожным, водным или трубопроводным транспортом и сливается в приемный резервуар. В лотках перед резервуарами устанавливаются сетки с ячейками 10×10 мм, служащие для задержки посторонних предметов. Из приемных резервуаров мазут насосами перекачивается в основные резервуары-хранилища, служащие для создания запаса мазута.

Из резервуаров-хранилищ мазут самотеком или с помощью насосов подается в здание насосной станции, где устанавливаются насосы, теплообменники и фильтры тонкой очистки. В насосной станции мазут подогревается, очищается и под заданным давлением подается в котельную.

В технологической схеме предусматриваются линии рециркуляции мазута, за счет которых обеспечивается непрерывное движение его по трубам в трубопроводах. Это предупреждает его застывание при остановке котлоагрегатов.

Мазут на станции используется как аварийное топливо. Аварийное мазутохозяйство рассчитывается на подачу количества мазута, которое обеспечивает работу всех котлоагрегатов с номинальной нагрузкой в течении 5 суток. Мазутное хозяйство выполняется по одной схеме.

Принципиальная схема мазутного хозяйства представлена на рисунке 3.1.



1 - цистерна; 2 - сливное устройство; 3 - фильтр грубой очистки; 4 - приемный резервуар; 5 - перекачивающий насос; 6 - основной резервуар; 7, 8, 19 - линии рециркуляции мазута; 9 - насос первого подъема; 10 - обратный клапан; 11 - подогреватель мазута; 12 - фильтр тонкой очистки; 13 - насос второго подъема; 14 - запорная задвижка; 15 - регулятор расхода; 16 - расходомер; 17 - задвижка; 18 - форсунки котла.

Рисунок 3.1 – Принципиальная схема мазутного хозяйства

Для обеспечения надежности транспортировки мазут приходится подогревать на всем протяжении тракта его движения. Первичный подогрев до температуры 35-45 °С производится в приемно-разгрузочном устройстве при сливе из цистерн и движении по самотечным лоткам. В резервуарах мазут подогревается до 90° С. Окончательный подогрев до температуры 120-150° С, выбираемой по условиям распыливания, осуществляется в подогревателях, устанавливаемых в насосной станции.



Давление мазута в линии к котельной выбирается в зависимости от типа форсунок. Качественное распыливание механическими форсунками обеспечивается при давлении 3-4,5 МПа; паровыми - 0,5-1,0 МПа. Давление 3-4,5 МПа надежно обеспечивается только при работе двух последовательно включенных групп насосов. В первой давление повышается до 1-1,5 МПа, во второй - до заданного. Одноступенчатый подъем давления не надежен из-за возникновения явлений кавитации и срыва работы насосов.

Приемно-разгрузочное устройство представляет собой участок железнодорожного пути с желобом между рельсами, куда сливается мазут из цистерн. Желоб выполняется из железобетона с металлической облицовкой и уклоном дна 0,01 в сторону приемных резервуаров. По дну желоба прокладываются паровые трубы для разогрева мазута.

Для ускорения слива мазут в цистернах разогревается паром давлением 1 - 1,2 МПа, подаваемым в цистерну через верхнюю горловину. На некоторых ТЭЦ для этой цели используются разогревающие устройства, сооружаемые по типу размораживающих устройств.

По условиям удобства обслуживания длина сливных эстакад принимается не более 100 м.

Резервуары служат для приемки и хранения мазута. Они должны иметь прочную и одновременно простую конструкцию, позволяющую сооружать их современными промышленными методами; иметь плотные стенки, исключающие протечки мазута; обеспечивать надежную пожарную безопасность.

Резервуары выполняются металлическими или железобетонными. Исполнение может быть наземным, подземным или полуподземным. При наземном исполнении обеспечивается самотечная подача мазута в мазутонасосную станцию, при этом объем строительно-монтажных работ меньше, но более сложно обеспечение требований пожарной безопасности. Каждый наземный резервуар или группа резервуаров должны быть ограждены земляным валом. Обвалованное пространство рассчитывается на 50% объема хранящегося мазута. Между резервуарами предусматриваются пожарные разрывы и проезды. Все это приводит к тому, что необходимая площадь для размещения наземных резервуаров примерно в 2 раза больше площади подземных сооружений.

Подземные резервуары сложнее, и для выдачи из них мазута требуется устанавливать специальные насосы. Однако эти недостатки компенсируются простотой обеспечения требований пожарной безопасности и меньшей необходимой площадью для их размещения. В конкретных случаях выбор исполнения резервуаров принимается на основе сопоставления расчетных затрат для разных вариантов.

Мазут в резервуарах хранится при температуре 70-80°C. Для снижения потерь тепла в окружающую среду стенки наземных резервуаров покрываются для теплоизоляции матами из минеральной ваты с обшивкой снаружи жестью или нанесением слоя асбоцементной штукатурки.

Подземные резервуары сооружаются из железобетона. Стенки их перед засыпкой землей покрывают слоем гидроизоляции. Дополнительная теплоизоляция стенок не предусматривается.

Следует отметить, что даже при наличии теплоизоляции потери тепла резервуарами в окружающую среду довольно велики. В течение года потери составляют 600-900 МДж на 1 тонну мазута.

Снижение потерь достигается хранением мазута без подогрева. Этот метод опробован в последние годы на нескольких ТЭЦ и положительно зарекомендовал себя. При наличии на складе нескольких резервуаров часть из них не обогревается. Готовность к сливу мазута обеспечивается постоянным обогревом сливных устройств, а также постоянной готовностью включения основных подогревающих устройств.

В резервуарах мазут подогревается в паровых поверхностных теплообменниках и в результате рециркуляции горячего мазута. Поверхностные нагреватели выполняются в виде единичного змеевика или в виде секций прямых труб, объединенных по концам в коллекторы и устанавливаемых в нижней части резервуаров. В нагреватели подается пар давлением 0,5-0,6 МПа.

Паровые нагреватели являются обязательным оборудованием резервуаров, однако в условиях эксплуатации они включаются редко. Основным современным способом разогрева является циркуляционный, заключающийся в непрерывной или периодической замене остывшего мазута горячим, нагреваемым в теплообменниках мазутонасосной станции и подаваемым в резервуары по трубопроводам рециркуляции. Циркуляционный подогрев обеспечивает равномерный подогрев мазута во всем объеме и эффективное его перемешивание, препятствующее выпадению осадков.

Мазутонасосные станции сооружаются в виде отдельного одно- или двухэтажного строения с помещениями для насосов, вентиляционного оборудования, щита управления и распреустройства. Отдельное помещение выделяется в качестве бытового.

Из технологического оборудования в мазутонасосной станции устанавливаются насосы, фильтры, подогреватели и устройства для сбора и очистки загрязненных мазутом вод. Подогреватели мазута устанавливаются, как правило, снаружи здания мазутонасосной станции.

Для перекачки мазута применяются насосы специального исполнения. В мазутонасосной станции устанавливаются центробежные насосы с горизонтальным валом, а в резервуарах - осевые насосы погружного типа. И те и другие имеют электродвигатели с герметичным корпусом.

При поступлении мазута из резервуаров самотеком (при наземном расположении резервуаров) в мазутонасосной станции устанавливаются насосы первого и второго подъема. При подземных резервуарах в мазутонасосной станции устанавливаются только насосы второго подъема; насосы первого подъема размещаются непосредственно в резервуарах.

Количество насосов в каждой группе принимается не менее трех, считая один резервным.

При определении расчетной подачи насосов учитывается расход мазута на рециркуляцию в количестве 20-25% общего расхода.

Фильтры грубой очистки выполняются в виде сеток с ячейками 10×10 мм и устанавливаются перед насосами первого подъема. Тонкая очистка осуществляется в фильтрах корпусного типа через сетки с ячейками размером 1×1 мм.

Для подогрева мазута используются двухсекционные трубчатые теплообменники. По трубам движется мазут, а в межтрубное пространство подается пар давлением 1-1,2 МПа. Температура подогрева выбирается в зависимости от вязкости и типа форсунок, При распыливании механическими форсунками вязкость должна быть не выше 2° ВУ, а паровыми - 6° ВУ. Соответствующие зависимости вязкости от температуры для разных марок мазута приводятся в справочниках. Например, мазут марки М100 при распыливании механическими форсунками должен подогреваться до 130-140 °С.

В последнее время для подогрева мазута используются теплообменники типа «труба в трубе». Эти аппараты по габаритным размерам больше двух секционных, но отличаются большей надежностью и плотностью трубчатой системы, исключая загрязнение конденсата пара.

Общее количество теплообменников в мазутонасосной станции должно быть не менее трех; один из них устанавливается как резервный.

От насосной станции в котельную мазут подается по двум мазутопроводам, прокладываемым на эстакаде в совместной изоляции с паропроводами. Каждый из мазутопроводов рассчитывается на пропуск 75% общего расхода мазута.

Для мазутопроводов используются стальные бесшовные трубы.

Помещение мазутонасосной станции относится к категории взрывоопасных объектов. Поэтому вся электрическая арматура и электродвигатели выбираются во взрывобезопасном исполнении. На всасывающих и нагнетательных мазутопроводах в 10-15 м от здания насосной станции устанавливаются аварийные запорные клапаны. С этой же целью предусматривается приточно-вытяжная вентиляция с кратностью обмена воздуха 20-35.

Выбранная площадка мазутного хозяйства планируется с уклоном 0,003 для стока ливневых вод. На площадку подводится линия электропередачи, сооружается железнодорожная ветка и автомобильная дорога. Все объекты мазутного хозяйства оборудуются надежной грозозащитой.

### **3.3.3 Определение часового расхода топлива на ТЭС**

Источником газоснабжения города Екатеринбурга является природный газ, транспортируемый по магистральному газопроводу по магистральным газопроводам из Тюменской области и газопровода Бухара-Урал.

Обслуживание магистральных трубопроводов осуществляет ООО «Газпром трансгаз Екатеринбург».

Транспортировка и реализация природного газа конечным потребителям осуществляется по сетям ОАО «Екатеринбурггаз» от 7 газораспределительных станций.

В качестве топлива на ТЭС используется природный газ с характеристиками, указанными в таблице 3.1 [7].

Таблица 3.1 – Характеристика газообразного топлива

Состав газа по объёму, %									Теплота сгорания, $Q_n^p$ , кДж/м <sup>3</sup>
CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> S	
98,24	0,29	0,2	0,09	0,04	0,14	1	0	0	35800

Часовой расход топлива на ТЭС  $B_{общ}$ , т/ч, определяем по формуле

$$B_{общ} = n \cdot B_k, \quad (3.1)$$

где  $n$  – количество котлоагрегатов, шт;

$B_k$  – расход натурального топлива на котлоагрегат, т/ч;

$$B_{общ} = 6 \cdot 37,7 = 226,2.$$

### 3.3.4 Выбор числа и производительности тягодутьевых машин

Расчитываем объемы теоретического количества воздуха и продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1$  [7].

Теоретический объем воздуха  $V_0^0$ , м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>, при сжигании 1 м<sup>3</sup> газообразного топлива

$$V_0 = 0,0476 \cdot \left[ 0,5 \cdot (CO + H_2) + 1,5 \cdot H_2S + \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) \cdot C_m H_n - O_2 \right], \quad (3.2)$$

где  $CO$ ,  $H_2$ ,  $H_2S$ ,  $C_m H_n$ ,  $O_2$  – объемные содержания компонентов, %;

$$V_0 = 0,0476 \cdot \left[ 0,5 \cdot (0 + 0) + 1,5 \cdot 0 + \left( 1 + \frac{4}{4} \right) \cdot 98,24 + \left( 2 + \frac{6}{4} \right) \cdot 0,29 + \left( 3 + \frac{8}{4} \right) \cdot 0,2 + \left( 4 + \frac{10}{4} \right) \cdot 0,09 + \left( 5 + \frac{12}{4} \right) \cdot 0,04 - 0 \right] = 9,5.$$

Теоретический объем азота  $V_{N_2}^0$ ,  $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_{\epsilon}^0 + 0,01 \cdot N_2, \quad (3.3)$$

где  $V_{\epsilon}^0$  - теоретический объем воздуха,  $\text{м}^3/\text{м}^3$ ;

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 9,5 + 0,01 \cdot 1 = 7,5.$$

Теоретический объем трехатомных газов  $V_{RO_2}$ ,  $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot (CO + CO_2 + H_2S + \sum m \cdot C_m H_n), \quad (3.4)$$

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot (0,1 + 0 + 0 + 1 \cdot 98,24 + 2 \cdot 0,29 + 3 \cdot 0,2 + 4 \cdot 0,09 + 5 \cdot 0,04) = 1.$$

Теоретический объем водяных паров  $V_{H_2O}^0$ ,  $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot \left[ H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} \cdot C_m H_n + 0,124 \cdot d_2 \right] + 0,0161 \cdot V_{\epsilon}^0, \quad (3.5)$$

где  $d_2$  - влагосодержание газообразного топлива  $\text{г}/\text{м}^3$ ;

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot \left[ 0 + 0 + \frac{4}{2} \cdot 98,24 + \frac{6}{2} \cdot 0,29 + \frac{8}{2} \cdot 0,2 + \frac{10}{2} \cdot 0,09 + \frac{12}{2} \cdot 0,04 + 0,124 \cdot 10 \right] + 0,0161 \cdot 9,5 = 2,1.$$

Теоретический объем дымовых газов  $V_{\Gamma}^0$ ,  $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{\Gamma}^0 = V_{N_2}^0 + V_{RO_2} + V_{H_2O}^0, \quad (3.6)$$

$$V_{\Gamma}^0 = 1 + 7,5 + 2,1 = 10,6.$$

Производительность дутьевых вентиляторов  $V_{\delta\epsilon}$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$ , определяем по формуле

$$V_{\delta\epsilon} = B_{\text{расч}} \cdot \frac{100 - q_4}{100} \cdot V_{\epsilon}^0 \cdot (\alpha_{\Gamma} - \Delta\alpha_{\Gamma} - \Delta\alpha_{nl} + \Delta\alpha_{en}) \cdot \frac{t_{\text{хв}} + 273}{273}, \quad (3.7)$$

где  $\alpha_m$  - коэффициент избытка воздуха в топке, равен 1,2;

$\Delta\alpha_m$  – присос воздуха в топке, равен 0,06;

$\Delta\alpha_{nn}$  – присос воздуха в системе пылеприготовлении, принимаем 0,03;

$\Delta\alpha_{взп}$  – относительная утечка воздуха в ВЗП, принимаем 0,05;

$t_{хв}$  – температура холодного воздуха, °С;

$$V_{дв} = 10,475 \cdot \frac{100 - 0,5}{100} \cdot 9,5 \cdot (1,2 - 0,06 - 0,3 + 0,05) \cdot \frac{25 + 273}{273} = 96,1.$$

Принимаем суммарный перепад давления по воздушному тракту  $H_{ном} = 3$  кПа. Тогда расчетный напор дутьевого вентилятора  $H$ , кПа, определяем по формуле

$$H = 1,2 \cdot H_{ном}, \quad (3.8)$$

$$H = 1,2 \cdot 3 = 3,6.$$

Выбираем два дутьевых вентилятора типа ВДН-17 на котел с характеристиками [13]:

- КПД – 80%;

- частота вращения – 740/980 об/мин.

Объем уходящих газов  $V_2^{yx}$ , м<sup>3</sup>/кг, определяем по формуле

$$V_2^{yx} = V_2^0 + 1,0161 \cdot (\alpha_{yx} - 1) \cdot V_6^0, \quad (3.9)$$

$$V_2^{yx} = 10,6 + 1,0161 \cdot (1,3 - 1) \cdot 9,5 = 13,5.$$

Расчетную производительность дымососов  $V_{дс}$ , м<sup>3</sup>/с, определяем по формуле

$$V_{дс} = B_{расч} \cdot \frac{100 - q_4}{100} \cdot (V_2^{yx} + (\Delta\alpha_{зп} + \Delta\alpha_{сх}) \cdot V_6^0) \cdot \frac{t_d + 273}{273}, \quad (3.10)$$

$$V_{дс} = 10,475 \cdot \frac{100 - 0,5}{100} \cdot (13,5 + (0,1 + 0,08) \cdot 10) \cdot \frac{151 + 273}{273} = 247,1.$$

Принимаем суммарный перепад давления по газовому тракту  $H_{ном} = 3,75$  кПа. Тогда расчетный напор дымососа  $H$ , кПа, определяем по формуле

$$H = 1,2 \cdot H_{ном}, \quad (3.11)$$

$$H = 1,2 \cdot 3,75 = 4,5.$$

- Выбираем два дымососа типа ДН-24 на котел с характеристиками [13]:
- КПД – 82,5 %;
  - частота вращения – 590/740 об/мин.

### 3.3.5 Определение запаса резервного топлива на ТЭС

В качестве резервного топлива на ТЭЦ используется высокосернистый мазут. Характеристики мазута приведены в таблице 3.2 [7].

Таблица 3.2 – Характеристики мазута

$W^p, \%$	$A^p, \%$	$S^p, \%$	$C^p, \%$	$H^p, \%$	$N^p, \%$	$O^p, \%$	$Q_n^p, \text{кДж/кг}$
1	0,06	2,55	85,04	10,64	0,71		39060

Часовой расход резервного топлива на ТЭЦ составит, т/ч

$$B_{\Sigma \text{маз}} = n \cdot B_{\text{маз}}, \quad (3.12)$$

где  $n=6$  – количество котлоагрегатов;

$B_{\text{маз}}$  - полный расход резервного топлива, кг/с

$$B_{\text{маз}} = \frac{Q_{ne}}{Q_n^p \cdot \eta_{nc}}, \quad (3.13)$$

где  $Q_n^p$  – низшая теплота сгорания резервного топлива, кДж/кг [7];

$\eta_{nc}$  – КПД котлоагрегата [8];

$$B_{\text{маз}} = \frac{350893,01}{39060 \cdot 0,936} = 9,6.$$

$$B_{\Sigma \text{маз}} = 6 \cdot 9,6 \cdot 3,6 = 207,3.$$

Емкость мазутохранилища рассчитываем на пятидневный расход при номинальной нагрузке всех котлов, т

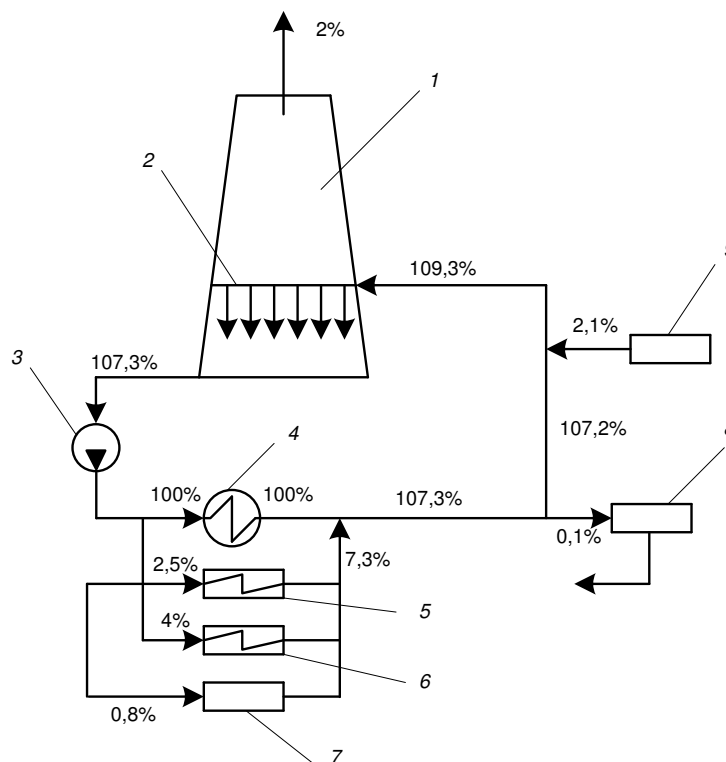
$$V = B_{\Sigma \text{маз}} \cdot 5 \cdot 24 = 207,3 \cdot 5 \cdot 24 = 24877,2.$$

Для хранения мазута устанавливаем пять специальных резервуаров объемом  $5000 \text{ м}^3$  каждый.

### 3.4 Техническое водоснабжение

Для ТЭЦ в качестве источника циркуляционной воды выбираем градирню пленочного типа. Она характеризуется высоким эффектом охлаждения при малых площадях и меньшей стоимостью сооружения.

Схема циркуляционного охлаждения с башенной градирней представлена на рисунке 3.2.



1 – вытяжная башня; 2 – оросительная система; 3 – ЦН; 4 – конденсатор; 5 – маслоохладитель; 6 – охладитель газа и воздуха; 7 – подшипники; 8 – ХВО; 9 – подпитка.

Рисунок 3.2 – Схема циркуляционного охлаждения с градирней

Сопоставление надёжности систем охлаждения показывает более высокую надёжность систем с башенными градирнями по сравнению с вентиляторными за счёт отсутствия в ней многочисленных вращающихся механизмов и электрических систем. Это обстоятельство определяет неэффективность использования вентиляторных градирен для систем охлаждения большой производительности [4].

В технологическом процессе станции вода является, рабочим телом термодинамического цикла, также она служит в качестве теплоносителя, при помощи которого огромные количества тепла перемещаются на станции от более нагретых тел к менее нагретым.

Воду расходуют в больших количествах для хозяйственных и бытовых нужд. Расход воды зависит от типа станции, рода сжигаемого топлива, типа и



мощности установленного оборудования, температуры охлаждающей воды, степень совершенства эксплуатации станции.

Общий расход воды указан в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Общий расход воды

Назначение воды	Относительный расход воды, %
Охлаждение газа и воздуха турбогенератора	4,5÷12,5
Охлаждение масла турбоагрегата и питательных насосов	1,5÷3,5
Охлаждение подшипников вспомогательных механизмов	0,7÷1,0
Гидротранспорт золы и шлака	2÷6
Восполнение потерь конденсата и питательной воды	0,5÷0,8
Хозяйственные нужды	0,03÷0,05
Восполнение потерь воды в системах оборотного водоснабжения	4÷7

В оросительное устройство градирни под давлением циркуляционных насосов поступает подогретая в конденсаторах турбин охлаждающая вода.

Градирни имеют систему водораспределения, где в качестве разбрызгивателей используются отражательные пластмассовые сопла с выходными отверстиями не менее 40 мм. Вода под давлением 15-18 кПа разбрызгивается над оросителем в виде дождя и стекает на его листы. Оросительное устройство собрано в отдельные блоки, состоящие из листов. Водяная пленка, стекающая по стенкам оросителя, охлаждается вследствие испарения и соприкосновения с воздухом, входящим в оросительное устройство через окна. Нагретый и насыщенный водяными парами воздух отводится вверх под действием естественной тяги через вытяжную башню.

Башня выполнена в виде многоугольника с металлическим наружным каркасом и обшивкой гофрированными листами из алюминий-магниевого сплава. Охлажденная вода стекает в водосборный бассейн, откуда при более низкой, чем на входе температуре забирается циркуляционными насосами для подачи снова в конденсаторы турбин.

Вода в градирнях охлаждается в результате испарения. Количество испаряемой влаги с учетом конвективного теплообмена составляет 1,5-2%. В результате испарения солесодержание циркуляционной воды возрастает; для поддержания концентрации солей в допустимых пределах осуществляют продувку циркуляционной системы или применяют химическую обработку добавочной воды. Для предотвращения обрастания оросителей водорослями циркуляционную воду хлорируют.

Вода, поступающая в газоохладители и маслоохладители турбин, сбрасывается в градирни. Загрязнения маслом воды не происходит из-за того, что давление охлаждающей воды больше давления масла.

Основные характеристики градирен следующие:

- гидравлическая нагрузка охлаждаемой воды  $G$ , т/ч,;

- тепловая нагрузка  $Q = Gc (t_2 - t_1)$ , кВт, где  $t_2$  и  $t_1$  - начальная и конечная температуры воды, °С;  $c$  - удельная теплоемкость воды, кДж/ (кг · °С);
- плотность орошения  $G/F$ , м<sup>3</sup>/(м<sup>3</sup> · ч), где  $F$  - площадь оросителя грядирни.

Расход охлаждающей воды  $D_{ов}$ , кг/с, при конденсационном режиме рассчитывается по формуле

$$D_{ов} = m \cdot D_k, \quad (3.29)$$

где  $m = 45 \div 100$  – кратность охлаждения, кг/кг, принимаем  $m = 60$ ;

$D'_k$  – максимальный расход пара в конденсатор при конденсационном режиме, кг/с;

$$D'_k = D_k + D_{вс} + D_{нс}, \quad (3.30)$$

$$D'_k = 27,93 + 36,43 + 36,11 = 100,47,$$

$$D_{ов} = 60 \cdot 100,47 = 6027,91.$$

Объёмный расход циркуляционной воды  $D_{ов}$ , м<sup>3</sup>/ч

$$D_{ов} = D_{ов}/\rho, \quad (3.31)$$

где  $\rho$  – плотность циркуляционной воды, кг/м<sup>3</sup>;

$$D_{ов} = 6027,91 \cdot 3600/1000 = 21700,48.$$

Расчётный расход охлаждающей воды  $D^p_{ов}$ , м<sup>3</sup>/ч

$$D^p_{ов} = 1,1 \div 1,2 D_{ов}, \quad (3.32)$$

$$D^p_{ов} = 1,15 \cdot 21700,48 = 24955,55.$$

Для наиболее распространенных капельно-пленочных грядирен  $t_2 - t_1 = 6 \div 12$ °С тепловая нагрузка  $Q$ , кВт

$$Q = D^p_{ов} \cdot C_B \cdot (t_2 - t_1), \quad (3.33)$$

$$Q = 24955,55 \cdot 4,186 \cdot 9 = 940175,4.$$

Поверхность орошения  $F_{оп}$ , м<sup>2</sup>, находится по формуле

$$F_{оп} = W_9 \cdot f_{y\theta}, \quad (3.34)$$

где  $W_э$  – электрическая мощность блока, кВт;  
 $f_{уд}$  – удельная поверхность орошения, м<sup>2</sup>/кВт;

$$F_{op} = 120000 \cdot 0,03 = 3600.$$

Устанавливаем на каждую турбину одну градирню типа БГ-3200-73 со следующими характеристиками [5]:

- Площадь орошения, м<sup>2</sup> – 3200;
- Гидравлическая нагрузка, тыс.м<sup>3</sup>/ч – 20,0 ÷ 26,0;
- Плотность орошения, м<sup>3</sup>/(м<sup>3</sup> · ч) – 6 ÷ 8;
- Высота подъёма воды, м – 10;
- Высота башни, м – 81;
- Внутренний диаметр верхней части, м – 70,2;
- Внутренний диаметр нижней части, м – 81.

Для выбранной градирни найдём плотность орошения  $q$ , м<sup>3</sup>/(м<sup>3</sup> · ч)

$$q = \frac{G_{эп}}{F_{op}}, \quad (3.35)$$

$$q = \frac{24955,55}{3600} = 6,93.$$

Найденная плотность орошения соответствует характеристикам выбранной градирни.

## **4 Охрана окружающей среды**

### **4.1 Общая характеристика**

Тепловые электрические станции оказывают сильное влияние на состояние водного и воздушного бассейнов в районе их расположения. Место расположения проектируемой ТЭЦ находится в г. Екатеринбурге. Поскольку проектируемая ТЭЦ работает по тепловому графику, наибольшее количество выбросов вредных веществ происходит в зимнее время.

К основным мероприятиям по обеспечению чистоты воздушного бассейна и санитарно-гигиеническим условиям г. Екатеринбурга и

прилегающих городов относится: устройство высокой дымовой трубы, создание санитарных зон между электростанцией и жилым массивом.

В период неблагоприятных метеорологических условий, способствующих накоплению вредных веществ в приземном слое атмосферы, концентрации примесей в воздухе могут резко возрасти. В зависимости от ожидаемого уровня загрязнения атмосферы составляются предупреждения трех ступеней, которым соответствуют три режима станции в период неблагоприятных метеоусловий.

Предупреждение первой степени составляет при ожидании концентрации в воздухе одного или нескольких контролируемых веществ выше ПДК. В данном режиме работы принятые мероприятия обеспечивают сокращение концентрации загрязняющих веществ без снижения нагрузки ТЭЦ, то есть учитывается мероприятия общего характера: усиление контроля за режимом горения; прекращения работ, связанных с выделением вредных веществ в атмосферу; проверка нагрузок на котлах в соответствии с режимными картами; прекращение испытаний котлов, связанных с изменением технологического процесса, приводящего к увеличению выбросов загрязняющих веществ в атмосферу.

Предупреждение второй степени составляется при ожидании концентрации в воздухе одного или нескольких контролируемых веществ свыше 3 ПДК. При втором режиме работы предусматривается сокращение концентрации на 20%. Эти мероприятия включают в себя все вышеперечисленные мероприятия. А также незначительное снижение нагрузки котлов.

При третьем режиме работы котла, ожидаются концентрации в воздухе одного или нескольких контролируемых веществ выше 5 ПДК, мероприятия должны обеспечить сокращение концентрации загрязняющих веществ в приземном на 40%. При этом режиме планируется снижение тепловых нагрузок.

Для защиты природных вод от загрязнения и рационального использования воды предусмотрены следующие технические решения, направленные на сокращение водопотребления и ликвидацию выбросов: обработка промышленных стоков, загрязненных нефтепродуктами; установка расширителей непрерывной продувки; повторное использование очищающих стоков в цикле ТЭЦ.

## **4.2 Выбор дымовой трубы и расчет выбросов**

Выбор высоты и количества дымовых труб выбираем таким образом, чтобы загрязнение приземного слоя воздуха выбросами из труб не превышало предельно-допустимых концентраций вредных примесей [9].

Выбросы оксидов азота  $M_{NO_2}$ , г/с, определяем по формуле

$$M_{NO_2} = V_{dc} \cdot n \cdot N_2, \quad (4.1)$$

где  $V_{dc}$  – производительность дымососов, м<sup>3</sup>/с;

$N_2$  – содержание азота, %;

$n$  – количество котлоагрегатов с учетом последующего расширения, шт;

$$M_{NO_2} = 247,1 \cdot 7 \cdot 0,01 = 17,3.$$

Выбросы оксидов серы  $M_{SO_2}$ , г/с, в пересчете на SO<sub>2</sub> выбрасываемых дымовыми газами в атмосферу

$$M_{SO_2} = 0. \quad (4.2)$$

Приведенную массу вредных примесей  $M$ , г/с, определяем по формуле

$$M = M_{SO_2} + M_{NO_2} \cdot \frac{ПДК_{SO_2}}{ПДК_{NO_2}}, \quad (4.3)$$

где ПДК<sub>SO<sub>2</sub></sub>, ПДК<sub>NO<sub>2</sub></sub> – предельно допустимая концентрация оксидов серы и оксидов азота, мг/м<sup>3</sup>;

$$M = 0 + 17,3 \cdot \frac{0,15}{0,085} = 30,52.$$

Суммарная масса вредных примесей пересчитывается на выбросы оксидов серы. Отношение среднесуточных ПДК в формуле являются коэффициентами, учитывающими вредность оксидов азота по сравнению с оксидами серы.

Максимальное значение приземной концентрации вредного вещества  $C_m$ , мг/м<sup>3</sup>, при выбросе газовой смеси из одиночного точечного источника с круглым устьем определяются при неблагоприятных метеорологических условиях на расстоянии  $x$ , м, от источника и определяется по формуле

$$C_m = \frac{A \cdot M \cdot F \cdot m}{H^2} \cdot \sqrt[3]{\frac{n}{V \cdot \Delta t}}, \quad (4.4)$$

где  $A$  – коэффициент, зависящий от температурной стратификации атмосферы,  $A = 160$ ;

$n$  – количество труб, шт, выбираем две дымовые трубы с высотой  $H = 180$  м;

$V$  – объем удаляемых дымовых газов, м<sup>3</sup>/с;

$\Delta t$  – разность температур, выходящих из трубы дымовых газов и воздуха;

$F$  – безразмерный коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ в атмосферном воздухе, для газообразных вредных веществ и мелкодисперсных аэрозолей (пыли)  $F = 1$ ;

$m$  – безразмерный коэффициент, выхода газовой смеси из устья источника выброса;

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1\sqrt{f} + 0,34\sqrt[3]{f}}, \quad (4.5)$$

где  $f$  – безразмерный коэффициент;

$$f = \frac{10^3 \cdot \omega_0 \cdot D}{H^2 \cdot \Delta t}, \quad (4.6)$$

где  $D = 7,2$  – диаметр устья трубы, м;

$\omega_0 = 15$  – средняя скорость выхода газовой смеси из устья источника выброса, м/с, [14];

$$f = \frac{10^3 \cdot 15 \cdot 7,2}{180^2 \cdot 150} = 0,022,$$

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{0,022} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{0,022}} = 1,28,$$

$$C_m = \frac{160 \cdot 30,52 \cdot 1 \cdot 1,28}{180^2} \cdot \sqrt[3]{\frac{2}{247,1 \cdot 7 \cdot 150}} = 0,0038.$$

Так как  $C_m < ПДК_{SO_2}$ , то выбранные дымовые трубы высотой 180 м удовлетворяют условиям.

Эффективную высоту выбросов дымовой трубы  $H_{эф}$ , м, определяем по формуле

$$H_{эф} = H + 1,9 \cdot \frac{D \cdot \omega_0}{v \cdot \varphi}, \quad (4.7)$$

где  $v$  – скорость ветра на высоте 10 м над уровнем земли, принимаем равной 5 м/с [12];

$\varphi$  – коэффициент, учитывающий возрастание скорости ветра с высотой трубы, принимаем равным 1,63;

$$H_{эф} = 180 + 1,9 \cdot \frac{7,2 \cdot 15}{5 \cdot 1,63} = 205,2.$$

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках данной работы рассмотрен вопрос строительства ТЭЦ мощностью 495 МВт в городе Екатеринбурге с целью замены выбывающего устаревшего оборудования энергетических предприятий города и обеспечения производственным паром для нужд перспективных промышленных предприятий (металлургические заводы и оборонные предприятия).

Произведена оценка эффективности строительства ТЭЦ и экономическое обоснование состава основного оборудования.

Произведен расчет принципиальной тепловой схемы и технико-экономических показателей работы проектируемой станции.

Рассчитано и выбрано вспомогательное оборудование станции.

Спроектирован генплан, топливное хозяйство и техническое водоснабжение.

Уделено внимание охране окружающей среды, рассчитана дымовая труба для рассеивания дымовых газов.

Все расчеты показали экономическую и техническую привлекательность проекта в выборе состава основного оборудования, а именно, три турбины Т-120/130-130/15, турбина ПТ-135/165-130/15 и шесть энергетических паровых котлов Е-500-13,8-560 ГМН.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Михайленко, С. А. Тепловые электрические станции: учебное пособие. 2-е изд. испр. / С. А. Михайленко, А. П. Цыганок. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. – 302 с.
- 2 Ривкин, С. Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара: Учеб. для вузов / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – М. : Энергия, 1980. – 424 с.
- 3 Симоненко, А. Н. Обоснование решения по составу оборудования ТЭЦ : Метод. указания для студентов спец. 0305 «Тепловые электрические станции» / Сост. А.Н. Симоненко. – Красноярск : КрПИ, 1986. – 17 с.
- 4 Рыжкин, В. Я. Тепловые электрические станции : Учебник для вузов / В. Я. Рыжкин – М. : «Энергоатомиздат», 1987. – 328 с.
- 5 Теплоэнергетика и теплотехника: Общие вопросы : Справочник / В.И. Абрамов [и др.]; отв. ред. Т. Х. Маргулова. – 2-е изд. перераб. – М. : Энергоатомиздат, 1989. - 608 с.
- 6 Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (конструкционные характеристики энергетических котельных агрегатов) / Е. А. Бойко, А. А. Шпиков. – Красноярск: КГТУ, 2003. - 230 с.
- 7 Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (тепловой расчет парового котла): Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. - Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. – 96 с.
- 8 Буров, В.Д. Тепловые электрические станции: Учебник для вузов / В.Д. Буров, Е.В. Дорохов, Д.П. Елизаров. – М.: Издательский дом МЭИ, 2009. - 466 с.
- 9 Жабо, В.В. Охрана окружающей среды на ТЭС и АЭС /В.В. Жабо. – М.: Энергоатомиздат, 1992. – 305 с.
- 10 Астраханцева, И. А. Экономическая оценка технических решений: Методические указания по дипломному проектированию для студентов специальности 1005 - «Тепловые электрические станции» / Сост. И. А. Астраханцева; КГТУ. - Красноярск, 1998. - 27 с.
- 11 ВНТП 81 Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций и тепловых сетей. – М.: Энергия, 1981. – 98 с.
- 12 Симоненко, А. Н. Обоснование решения по составу оборудования ТЭЦ: Метод. указания для студентов спец. 0305 «Тепловые электрические станции» / Сост. А.Н. Симоненко. – Красноярск : КрПИ, 1986. – 17 с.
- 13 Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (аэродинамический расчет котельных установок): Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 71 с.
- 14 Схема и программа развития электроэнергетики Свердловской области на период 2018-2022гг. Указ губернатора, 2017. Режим доступа <http://www.pravo.gov66.ru/media/pravo/419-УГ>.
- 15 Костюк, А.Г. Турбины ТЭС и АЭС. Учебник для вузов. – 2-е изд. перераб. и доп. / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний. – Москва: «МЭИ», 2001. – 448 с.



Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение  
высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
Политехнический институт  
Тепловые электрические станции

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

 Е.А. Бойко

«03» 07 2020г.

## БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

Проект ТЭЦ 495 МВт  
в г. Екатеринбург

Руководитель:

  
ПОДПИСЬ, ДАТА

профессор, д.т.н. С.А. Михайленко

Выпускник:

  
ПОДПИСЬ, ДАТА


К.Н. Тарасенко

Технический контролер:

  
ПОДПИСЬ, ДАТА

С.А. Михайленко

Нормоконтролер:

  
ПОДПИСЬ, ДАТА

П.В. Шчимарев

Красноярск 2020