

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

Политехнический институт

Институт

Тепловые электрические станции

Кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

_____ Е.А. Бойко
подпись инициалы, фамилия
« ____ » _____ 2020г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

Код – наименование направления

Проект реконструкции Абаканской ТЭЦ

Тема

Руководитель	_____	Доцент, к.т.н.	Л.Н. Подборский
	Подпись, дата	Должность, ученая степень	Инициалы, фамилия
Выпускник	_____		О.Ю.Нестеров
	Подпись, дата		Инициалы, фамилия
Тех. Контроль	_____		Е.А. Бойко
	Подпись, дата		Инициалы, фамилия
Нормоконтролер	_____		П.В. Шишмарев
	Подпись, дата		Инициалы, фамилия

Красноярск 2020

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

Политехнический институт

Институт

Тепловые электрические станции

Кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

<hr/>	<hr/>
подпись	Е.А. Бойко инициалы, фамилия
« ____ »	_____ 2020г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы

Студенту Нестерову Олегу Юрьевичу

фамилия, имя, отчество студента

Группа ЗФЭ15-01Б

номер

Направление 13.03.01

код

Теплоэнергетика и теплотехника

Наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект реконструкции
Абаканской ТЭЦ

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

Руководитель ВКР

Подборский Л. Н., кандидат технических наук,

доцент кафедры ТЭС ПИ СФУ

фамилия, инициалы, ученое звание, должность и место работы

Исходные данные для ВКР Объект реконструкции Абаканской ТЭЦ.

Турбина ПТ-60/130-13

Перечень разделов ВКР Вводная часть. Экономическая часть.

Расчетная часть. Индивидуальное задание.

Перечень графического материала

Лист 1. Принципиальная тепловая схема Т-120/130-130

Лист 2. Компоновка турбины и фундамента

Лист 3. План расположения турбоагрегата Т-120/130-130

Лист 4. Схема генератора ТВФ-63-2

Руководитель ВКР

подпись

Л. Н. Подборский

инициалы, фамилия

Задание принял к исполнению

Нестеров О.Ю.

подпись, инициалы и фамилия студента

« _____ » июня 2020 г.

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме “Реконструкция Абаканской ТЭЦ” содержит 66 страниц текстового документа 8 использованных источников, 4 листа графического материала.

ТУРБИНА ПТ-60/75-130/13/1.2, ТУРБИНА Т-120/130-130,
ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ОСНОВНОГО
ОБОРУДОВАНИЯ, РАСЧЕТ ТЕПЛОЙ СХЕМЫ.

Объектом реконструкции является Абаканская ТЭЦ. Рассмотрен вариант реконструкции станции.

Цель реконструкции:

-увеличение электрической мощности

-увеличение тепловой мощности

-замена турбины ПТ-60/75-130/13/1.2, выработавшей парковый ресурс, турбиной Т-120/130-130.

В процессе работы производится расчеты тепловой схемы турбины, расчет сетевой подогревательной установки, определение параметров по элементам схемы, определение расхода пара на турбину, расчет вспомогательного оборудования. Полученные результаты показывают, что проект реконструкции станции актуален и выгоден с точки зрения окупаемости и энергоэффективности.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Экономическая часть	8
1.1 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией.	8
1.2 Расчёт затрат на топливо	8
1.3 Расходы на оплату труда.....	10
1.4 Амортизационные отчисления	11
1.5 Расходы по ремонтному обслуживанию	11
1.6 Прочие расходы.....	11
1.7 Расчёт себестоимости единицы электрической энергии.....	12
1.8 Оценка экономической эффективности капитальных вложений	13
2. Техничко-экономическое обоснование реконструкции Абаканской ТЭЦ	17
2.1 Характеристика Абаканской ТЭЦ. Тепловые и электрические нагрузки	17
2.2 Краткая характеристика города Черногорска. Проблемы тепловых сетей города Черногорска.....	18
2.3 Анализ технического состояния турбины ПТ-60-130/13 и актуализация её реконструкции.....	19
3. Расчет тепловой схемы турбины Т-120/130-130.	21
3.1 Подготовка данных к расчету.	21
3.2 Расчет установки по подогреву сетевой воды.	25
3.3 Построение процесса расширения пара.....	29
3.4 Определение параметров по элементам схемы.	33
3.5 Определение предварительного расхода пара на турбину	34
3.6 Баланс пара и конденсата	35
3.7 Расчёт расширителей непрерывной продувки	37

3.8	Расчёт подогревателей высокого давления.	40
3.9	Расчёт деаэрата.	43
3.10	Расчёт подогревателей низкого давления.	44
3.11	Расчёт технико-экономических показателей работы станции	48
4.	Выбор вспомогательного оборудования.	53
4.1	Выбор регенеративных подогревателей	53
4.2	Выбор конденсатных насосов	54
4.3	Выбор сетевых подогревателей.	54
4.4	Выбор сетевых насосов	55
4.5	Система технического водоснабжения	56
5.	Индивидуальное задание.	60
5.1	Проблема системы охлаждения генераторов Абаканской ТЭЦ и её решение.	60
5.2	Устройство и работа турбогенераторов Абаканской ТЭЦ	61
5.3	Проблемы системы охлаждения генераторов Абаканской ТЭЦ и её решение.	62
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ.	65
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.	66

ВВЕДЕНИЕ

Энергетика – сектор экономики, охватывающий сложную совокупность процессов преобразования и передачи энергии от источников (природных энергетических ресурсов) до приемников энергии и представляет собой сложный объект, исследование которого является первостепенной задачей.

От правильного выбора всех элементов оборудования, который производят в процессе разработки тепловой схемы электростанции, зависит надежность и экономичность ее работы.

Абаканская ТЭЦ является флагманом тепловой энергетики Республики Хакасии и основным поставщиком тепла для Абакана. Она обеспечивает теплом более 95% потребителей в столице Хакасии, закрывает потребность в электроэнергии двух самых крупных городов республики – Абакана и Черногорска, а кроме того, снабжает ряд предприятий города промышленным паром.

С 2014 года Абаканская ТЭЦ является Единой теплоснабжающей организацией столицы Хакасии.

Установленная электрическая мощность ТЭЦ составляет 406 МВт. В составе станции — четыре турбогенератора мощностью 60, 100, 110 и 136 МВт. В 2017 году выработка электрической энергии составила 2554,5 млн кВт.ч.

Топливом для котлов Абаканской ТЭЦ служит бурый уголь Ирша-Бородинского месторождения Канско-Ачинского угольного бассейна. В качестве растопочного топлива котлов типа БКЗ-420-140, Е-500-13,8-560-БТ и основного топлива котла ГМ-50-14 пиковой котельной используется топочный мазут марки М-100.

Внедрение выработки электрической энергии на станции позволит повысить экономичность, а также будет способствовать повышению эффективности станции в целом.

В выпускной квалификационной работе рассматривается возможность установки турбины Т-120-130/130 на Абаканскую ТЭЦ.

Таблица 1-состав турбинного оборудования Абаканской ТЭЦ

Ст. №	Тип (марка) турбин	Завод Изготовитель	Год ввода	Установленная мощность	Тепловая мощность	Расход пара, т/ч	Парковый ресурс (норма часов)	Наработка часов	Год последнего кап.ремонта
1	-60-130/13-1,2	ЛМЗ	1982	60	131	390	220 000	229 800	2016
2	-110/120-130-4	ЛМЗ	1985	100	175	480	220 000	210 755	2015
3	-110/120-130-5	ЛМЗ	1989	110	175	480	220 000	175 133	2018
4	-136-12,8	ЛМЗ	2014	136	75	490	220 000	35 869	2020

Таблица 2-состав котельного оборудования Абаканской ТЭЦ

Ст. №	Тип(марка) Котла	Завод изготовитель	Год ввода	Парковый ресурс	Выработанный парковый ресурс	Год последнего Капитального ремонта	Производительность т/ч	Давление острого пара
1	БКЗ-420-140 ПТ-2	Сибэнергомаш	1982	300 000	218 126	2016	420	140
2	БКЗ-420-140 ПТ-2	Сибэнергомаш	1985	300 000	198 555	2017	420	140
3	БКЗ-420-140 ПТ-2	Сибэнергомаш	1989	300 000	158 668	2015	420	140
4	БКЗ-420-140 ПТ-2	Сибэнергомаш	2003	300 000	92 031	2018	420	140
5	Е-500-13,8-560-БТ	Сибэнергомаш	2014	300 000	34 887	2020	500	140

Турбина ПТ-60/75-130, производства ЛМЗ пущена в эксплуатацию в 1982 году. Парковый ресурс турбины 220000 часов. На 01.01.2020 наработка составила 229 800. Это говорит о том, что турбина уже находится на продлении.

За весь период эксплуатации на турбине ПТ-60/75-130 ЛМЗ Абаканской ТЭЦ имели место типовые повреждения, характерные для турбин разных типов и связанные с условиями работы тех или иных узлов и деталей и процессами происходящими в турбине. К таким повреждениям можно отнести:

- повреждения узлов регулирования;
- абразивный износ рабочих и направляющих лопаток
- ремонт с выборкой дефектов и заваркой
- трещины в корпусах ЦВД и СК.

Капитальные ремонты турбинного оборудования, особенно имеющего значительную наработку, не обеспечивают полноценного восстановления проектных характеристик. Вывод: турбина подлежит замене на другую.

Целью настоящего проекта является увеличение тепловой и электрической мощности Абаканской ТЭЦ путем полной замены турбины ПТ-60-130/13 на турбину Т-120-130/130

1. Экономическая часть

1.1 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией

В данном проекте рассчитана себестоимость электрической и тепловой энергии вырабатываемой на новом оборудовании мощностью 120 МВт, предложенном в моем проекте. В качестве основного оборудования используется турбина Т- 120-130/130.

Эксплуатационные расходы в проектных технико-экономических расчётах, группируются в укрупнённые статьи калькуляции, млн руб./год:

$$U_{\text{Э}} = U_{\text{Т}} + U_{\text{Зп}} + U_{\text{а}} + U_{\text{Тр}} + U_{\text{пр}}$$

где $U_{\text{Т}}$ – затраты на топливо;

$U_{\text{Зп}}$ – расходы на оплату труда;

$U_{\text{а}}$ – амортизация основных производственных средств;

$U_{\text{Тр}}$ – расходы на ремонт основных средств;

$U_{\text{пр}}$ – прочие расходы.

1.2 Расчёт затрат на топливо

Удельный расход условного топлива на производство электроэнергии посчитан в технической части проекта и составляет 0,26 кг у.т./(кВт·ч) или 0,26 т у.т./(МВт·ч).

Полный расход топлива на турбоустановку Т-120/130-130 складывается из его расхода на производство тепловой энергии в горячей воде и на производство электроэнергии, тыс. т у.т./год:

$$B_{\text{ТЭЦ}} = B_{\text{Г.В.}} + B_{\text{Э}}$$

где $B_{\text{Г.В.}}$ – расход топлива на производство тепловой энергии в горячей воде, тыс. т у.т.

$B_{\text{Э}}$ – расход топлива на выработку электрической энергии, тыс. т.у.т/год

Полный расход топлива на выработку электроэнергии, тыс. т у.т./год:

$$B_{\text{э}} = b_{\text{э}} * W_{\text{г.выр.}}$$

где $W_{\text{г.выр.}}$ – годовая выработка энергии, МВт·ч;

$$W_{\text{г.выр.}} = N_{\text{у}} * T_{\text{уст}}$$

где $N_{\text{у}}$ – установленная мощность турбоустановки, МВт;

$T_{\text{уст}}$ – число часов использования установленной мощности, ч

$$24 * 365 = 8760 \text{ ч/год.}$$

Коэффициент эффективности использования оборудования в год

$$K_{\text{э}} = 0,94 \div 0,96$$

$$8760 * 0,96 = 8410$$

$$W_{\text{г.выр.}} = \frac{120 * 8410}{1000} = 1009,2$$

$$B_{\text{э}} = b_{\text{э}} * W_{\text{г.выр.}}$$

$$B_{\text{э}} = 0,26 * 1009,2 = 262,397 \text{ тыс. у.т./год}$$

Полный расход топлива на выработку тепловой энергии, тыс. т у.т./год:

$$B_{\text{г.в.}} = b_{\text{т}} * Q_{\text{г.в}}$$

где $Q_{\text{г.в}}$ – годовое производство тепла на ТЭЦ по горячей воде, тыс. Гкал.

$$Q_{Г.В} = N_{Г.В} * T_{Г.В} * 10^{-3}$$

где $N_{Г.В}$ – тепловая нагрузка потребителей, Гкал/час,

$T_{Г.В}$ – число часов использования максимума тепловой нагрузки, час/год

$$Q_{Г.В} = 5760 * 137.6 * 10^{-3} = 792.576$$

$$b_T = \frac{31,023 * 4,186}{1000} = 0,13$$

$$B_{Г.В.} = 0,13 * 792,576 = 102,945$$

$$B_{ТЭЦ} = 102,945 + 262,397 = 365,342$$

Затраты на топливо, млн.руб./год:

$$U_T = Ц * B_{ТЭЦ} * 10^{-3}$$

где $Ц$ – цена условного топлива, руб./т у.т. по данным для Абаканской ТЭЦ

$$U_T = 1808 * 362,345 * 10^{-3} = 660,538$$

1.3 Расходы на оплату труда

Для приближённых расчётов заработной платы по станции $U_{зп}$, млн. руб./год, можно использовать формулу, млн. руб./год:

$$U_{зп} = N_y * n_y * \Phi_{зп} * 10^{-6}$$

где n_y – штатный коэффициент;

$\Phi_{зп}$ – средняя зарплата одного работника за год, руб./год;

$$U_{зп} = 120 * 1,1 * 10^{-6} * 45000 = 59,4$$

1.4 Амортизационные отчисления

Размер амортизационных отчислений U_a , млн. руб./год, определяется по следующей формуле:

$$U_a = K * H_a$$

где H_a – средняя норма амортизации станции в целом; Принимаем 6,7%;

K – капитальные вложения в приключенную турбину.

$$U_a = 3400 * 6,7 = 227,8$$

1.5 Расходы по ремонтному обслуживанию

Расходы по ремонту $U_{тр}$, млн. руб./год, определяем по следующей формуле:

$$U_{тр} = K * H_{тр}$$

где $H_{тр}$ – норма отчислений на ремонтное обслуживание от капитальных вложений в ТЭС;

$$U_{тр} = 3400 * 0,05 = 170$$

1.6 Прочие расходы

К прочим расходам относятся:

- общецеховые и обще станционные расходы;
- расходы по охране труда и технике безопасности;
- налоги и сборы;
- и др.

Величина $U_{пр}$, млн. руб./год, принимается 20% от суммарных затрат на амортизацию, ремонт и зарплату, с учётом страховых взносов во внебюджетные фонды:

$$U_{пр} = 0,2 * (U_a + U_{зп} * U_{тр}) + СОЦ$$

где СОЦ – страховые взносы во внебюджетные фонды, рассчитываемые по ставке 30% от расходов на оплату труда;

$$U_{\text{пр}} = 0,2 * (227,8 + 59,4 * 170) + 0,3 * 59,4 = 109,26$$

Эксплуатационные расходы $U_{\text{э}}$, млн. руб./год, определяются по следующей формуле:

$$U_{\text{э}} = U_{\text{т}} + U_{\text{зп}} + U_{\text{а}} + U_{\text{тр}} + U_{\text{пр}}$$

$$U_{\text{э}} = 660,538 + 59,4 + 227,8 + 170 + 109,26 = 1226,998$$

1.7 Расчёт себестоимости единицы электрической энергии

Годовой отпуск энергии с шин станции $W_{\text{г.отп.}}$, МВт·ч, определяется по следующей формуле:

$$W_{\text{г.отп.}} = W_{\text{г.выр.}} * (1 - a_{\text{сн}}) * 10^3$$

где $a_{\text{сн}}$ – мощность собственных нужд блока, %;

$$W_{\text{г.отп.}} = 1009,2 * (1 - 0,06) * 10^3 = 948648$$

Себестоимость отпущенной электрической энергии, руб./(МВт·ч), определяются по следующей формуле:

$$U_{\text{отп}}^{\text{э}} = \frac{U_{\text{э}} * 10^6}{W_{\text{г.отп.}}}$$

$$U_{\text{отп}}^{\text{э}} = \frac{1226,998 * 10^6}{948648} = 1293,417$$

Себестоимость выработанной электроэнергии, руб./(МВт ч):

$$U_{\text{выр}}^{\text{э}} = \frac{U_{\text{э}} * 10^6}{W_{\text{г.выр.}}}$$

$$U_{\text{выр}}^{\text{э}} = \frac{1226,995 * 10^6}{1009,2} = 1215,81$$

Себестоимость отпуска тепловой энергии, руб./Гкал:

$$U_{\text{отп}}^{\text{т}} = \frac{U_{\text{т}} * 10^6}{Q_{\text{г.в.}}}$$

$$U_{\text{отп}}^{\text{т}} = \frac{660,538 * 10^6}{792,576 * 1000} = 833,406$$

1.8 Оценка экономической эффективности капитальных вложений

Экономическая оценка мероприятий по реконструкции Абаканской ТЭЦ предполагает расчёт коммерческой эффективности инвестиций, направляемых на данные цели, которая определяется на основе анализа расчётных показателей предприятий. Для оценки эффективности рассчитываются показатели, устанавливающие соотношения финансовых затрат и результатов, обусловленных реализацией инвестиций.

Чистый дисконтированный доход NPV , млн.руб., определяется по следующей формуле:

$$NPV = \sum_{n=0}^n [D_{\text{э/э}} + \text{Э}_{\text{топл}} + U_{\text{ам}}] * \frac{1}{(1+r)^n} - K$$

где $D_{\text{э/э}}$ – прибыль от продажи электроэнергии, млн.руб./год;

$\text{Э}_{\text{топл}}$ – экономия по топливу за счет уменьшения УРУТ млн.руб./год;

$U_{\text{ам}}$ – амортизационные отчисления, млн.руб./год;

K – капитальные вложения, млн.руб;

r – ставка дисконтирования

n – текущий год.

Прибыль от продажи электроэнергии $D_{э/э}$, млн.руб./год, определяется по формуле:

$$D_{э/э} = 0.8 * (T_{ср} - U_{отп}^э) * W_{г.отп.} * 10^{-6}$$

где $U_{отп}^э$ – себестоимость отпущенной электрической энергии, руб./(кВт·ч);

$W_{г.отп.}$ – годовой отпуск электрической энергии, МВт·ч;

$T_{ср}$ – средняя тарифная ставка на электрическую энергию, руб./(кВт·ч).

$$T_{ср} = \frac{12 * C_{м} * N_{у} + C_{э} * W_{г.отп.}}{W_{г.отп.}}$$

где $C_{м}$ – цена на электрическую мощность, руб/МВт (в месяц), по данным ЭО АТЭС-1 составляет 878271,33 руб/МВт (в месяц);

$C_{э}$ – цена на электрическую энергию, руб/МВт·ч, по данным АТЭС составляет 851,12 руб/МВт·ч;

$$T_{ср} = \frac{12 * 878271,33 * 120 + 851,12 * 948648}{948648} = 2184.291$$

$$D_{э/э} = 0.8 * (2184,291 - 1293,417) * 948648 * 10^{-6} = 676.100$$

Прибыль от продажи тепловой электроэнергии, млн.руб./год:

$$D_{т/э} = 0,8 * (C_{т} - U_{отп}^т) * Q_{г.в.}$$

где $C_{т}$ – тариф на тепловую энергию на рынке составляет 1151,47руб./Гкал;

$$D_{т/э} = 0,8 * (1151,47 - 833,406) * 792,576 = 201,67$$

Срок окупаемости – период, необходимый для возмещения средств, инвестированных в проект. При равномерности чистого денежного потока срок окупаемости инвестиций определяется по чистому доходу как отношение первоначальных инвестиций к среднегодовому чистому доходу.

Результаты расчёта срока окупаемости капитальных вложений в проект реконструкции Абаканской ТЭЦ сведём в таблицу

Таблица 3 – Оценка экономической эффективности капитальных вложений при замене турбины на Т-120/130-130

Показатели	Расчетный период (год)											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Денежный поток по инвестиционной деятельности – кап. вложения (К), млн. руб.	-3400,00	0	0	0	0	0	0	0				
Денежный поток по основной деятельности, млн. руб.	0	877,77	877,77	877,77	877,77	877,77	877,77	877,77	877,77	877,77	877,77	877,77
Амортизационные отчисления, млн. руб.	0	227,80	227,80	227,80	227,80	227,80	227,80	227,80	227,80	227,80	227,80	227,80
Прибыль от продажи эл/энергии, млн. руб.	0	676,100	676,100	676,100	676,100	676,100	676,100	676,100	676,100	676,100	676,100	676,100
Экономия по топливу за счет снижения УРУТ турбины Т-120/130-130, млн.руб./год.	0	201,67	201,67	201,67	201,67	201,67	201,67	201,67	201,67	201,67	201,67	201,67
Чистый денежный поток, млн. руб.	-3400,00	1105,57	1105,57	1105,57	1105,57	1105,57	1105,57	1105,57	1105,57	1105,57	1105,57	1105,57
Коэффициент дисконтирования $\frac{1}{(1 + 0,14)^n}$	1	0,877	0,769	0,675	0,592	0,519	0,456	0,4	0,351	0,308	0,27	0,237
Чистый дисконтированный доход, млн. руб.	-3400,00	969,80	850,70	746,23	654,59	574,20	503,68	441,83	387,57	339,97	298,22	261,60
ЧДД нарастающим итогом, млн. руб.	-3400,00	-2430,20	-1579,50	-833,27	-178,69	395,51	899,19	1341,02	1728,59	2068,56	2366,78	2628,38

Капитальные вложения в замене новой турбины Т-120/130-130 на Абаканской ТЭЦ окупаются на 5 год эксплуатации при тарифе 1500руб/мВт.ч. В целом проект реконструкции может быть рекомендован к практической реализации

2.Технико-экономическое обоснование реконструкции Абаканской ТЭЦ

2.1Характеристика Абаканской ТЭЦ. Тепловые и электрические нагрузки

Установленная электрическая мощность Абаканской ТЭЦ составляет 406 мегаватт, установленная тепловая мощность - 700 гигакалорий в час. В качестве основного топлива для энергетических котлов используются бурые угли Ирша-Бородинского разреза с оптимальными для станции теплотехническими и физико-химическими характеристиками.

На сегодня основное оборудование Абаканской ТЭЦ составляют четыре котла БКЗ-420 и один котел Е-500 с паропроизводительностью 420 и 500 тонн в час соответственно, а также четыре паровые турбины мощностью 60, 110/120 и 125/136 мегаватт, четыре турбогенератора.

Негативное воздействие на окружающую среду оборудования минимально. Прогрессивные технологии сжигания топлива и использование современных электрофильтров Alstom Power позволяют добиться максимального уровня очистки уходящих газов – до 99,7%. Доля Абаканской ТЭЦ в загрязнении воздуха в городе – не более 1,5% (с учетом нового энергоблока).

Сейчас, спустя три десятилетия, Абаканская ТЭЦ является крупнейшим предприятием тепловой энергетики Хакасии. Высокий статус ежегодно подтверждается производственными достижениями. Юбилейный 2012 год станция встретила рекордом: по итогам 2011 года выработка электроэнергии превысила 1,6 миллиарда киловатт-часов. Через три года этот показатель был превышен – по итогам 2014 года Абаканская ТЭЦ выдала в сеть более 2 миллиардов киловатт-часов электроэнергии.

Во многом это достижение стало возможным благодаря пуску в сентябре 2014 года нового энергоблока станции, увеличившего ее электрическую мощность на 136 МВт, а тепловую на 75 гигакалорий в час. Энергоблок стал не только самым капиталоемким проектом последних десятилетий – его бюджет превысил 10 с половиной млрд рублей, - но и самым современным в техническом отношении производством.

Система теплоснабжения - открытая, температурный график 150/70°C. Ввод в эксплуатацию нового блока Абаканской ТЭЦ позволил закрыть несколько старых угольных котельных, повысить надежность теплоснабжения и улучшить экологическую обстановку в столице Хакасии, Абакане и пригородах, создает резерв электрической и тепловой мощности, необходимый для развития промышленности и социальной сферы.

2.2 Краткая характеристика города Черногорска. Проблемы тепловых сетей города Черногорска.

Черногорск расположен в 16 км к северо-западу от Абакана, в Минусинской котловине, на северной окраине Абаканской степи, к югу от Подкунинской гряды.

Черногорск — город в России, административный центр городского округа город Черногорск Республики Хакасия. Второй после столицы республики город Хакасии по численности населения: 75 067 чел.

Проблемы с отоплением в Черногорске связаны в первую очередь с тем, что в тарифе отсутствуют затраты на ремонтные работы, нет оборотного капитала, учитывая, что деятельность осуществляют мелкие компании без запаса необходимых финансовых средств. На протяжении многих лет, отсутствуют деньги на закупку угля. Перманентные долги за электроэнергию.

Проект предполагает реконструкцию, установку дополнительного оборудования на Абаканской ТЭЦ и непосредственно строительство тепловой сети.

Подключение Черногорска к мощностям Абаканской ТЭЦ позволит не только обеспечить город теплом, но и существенно снизить вероятность возникновения технических сбоев в отопительный сезон. Ведь, как известно, у города угольщиков каждую зиму возникают большие проблемы с отоплением по причине сильного износа всей отопительной системы и хроническими задолженностями теплоснабжающих организаций перед поставщиками.

2.3 Анализ технического состояния турбины ПТ-60-130/13 и актуализация её реконструкции

Турбина ПТ-60/75-130, производства ЛМЗ пущена в эксплуатацию в 1982 году. Парковый ресурс турбины 220000 часов. На 01.01.2020 наработка составила 229 800. Это говорит о том, что турбина уже находится на продлении.

За весь период эксплуатации на турбине ПТ-60/75-130 ЛМЗ Абаканской ТЭЦ имели место типовые повреждения, характерные для турбин разных типов и связанные с условиями работы тех или иных узлов и деталей и процессами происходящими в турбине. К таким повреждениям можно отнести:

- повреждения узлов регулирования;
- абразивный износ рабочих и направляющих лопаток
- ремонт с выборкой дефектов и заваркой
- трещины в корпусах ЦВД и СК.

Капитальные ремонты турбинного оборудования, особенно имеющего значительную наработку, не обеспечивают полноценного восстановления проектных характеристик. Вывод: турбина подлежит замене на другую.

При выводе из эксплуатации ТГ-1 на ТЭЦ излишек пара на котлах составит 730 т/ч (здесь 350 – имеющийся резерв, 380 – от ТГ-1).

Расход пара на Т-120/130-130 составляет 480 т/ч при номинальных расходах в отборы.

Максимальный расход пара в производственный отбор при существующих условиях составляет 100 т/ч и увеличения этого расхода не предвидится. Поэтому, исходя из диаграммы режимов, максимальный расход пара на турбину составит 480 т/ч при электрической мощности 120 МВт.

Выбор турбины типа Т обусловлен наличием производственного отбора пара на ТГ-4 КТ-136-12,8 ЗАО «УТЗ», работающей в блоке с котлом Е-500-140. Расход пара производственного отбора максимальный 100 т.ч. и имеющимся резервом в паре от котлов.

На ТГ-1 имеются риски по продлению разрешения эксплуатации. На данный момент эксплуатация продлена на 25000 часов (предположительно 6-7 лет). Риски заключаются в том, что высока вероятность запрета эксплуатации турбоагрегата, в связи с чем, что в нижней половине корпуса ЦВД (слева), в районе 4-й ступени была сквозная трещина на наружной и внутренней поверхностях, а также трещина в районе камеры регулирующей ступени, которые были заварены в 2010 году по перлитному варианту (технология ОАО «ЦКТИ»).

Проект предполагает реконструкцию, установку дополнительного оборудования на Абаканской ТЭЦ и непосредственно строительство тепловой сети. Подключение Черногорска к мощностям Абаканской ТЭЦ позволит не только обеспечить город теплом, но и существенно снизить вероятность возникновения технических сбоев в отопительный сезон.

Турбину предлагается разместить на старом месте ПТ-60/130 главного корпуса. При этом нет необходимости производить перенос временного торца.

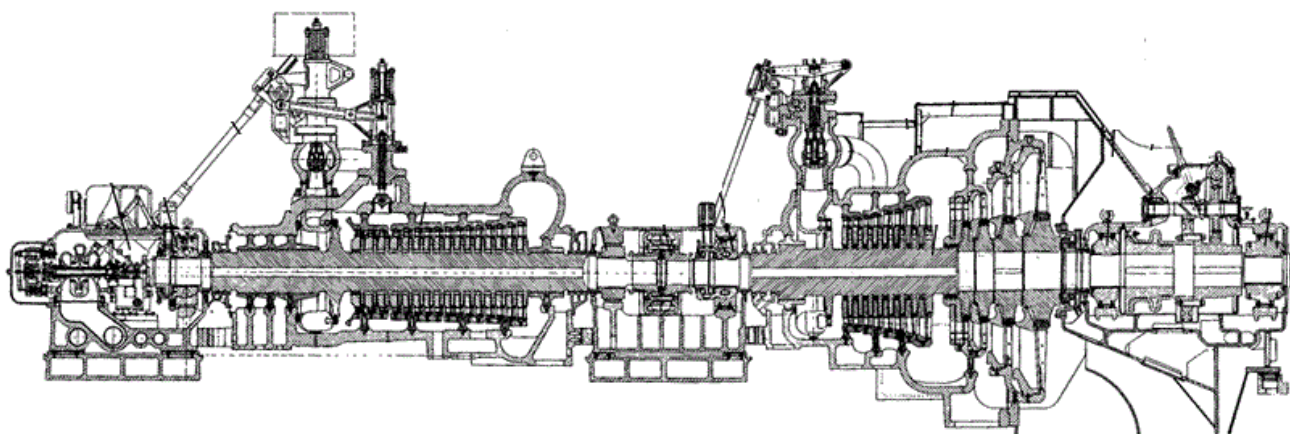


Рисунок 1- Продольный разрез турбины ПТ60/130-13

3. Расчет тепловой схемы турбины Т-120/130-130

3.1 Подготовка данных к расчету

На основании заданных величин электрической и тепловой нагрузок в качестве прототипа используем турбину Т-120/130-130, для покрытия максимальной тепловой нагрузки устанавливаем пиковый бойлер. Принципиальная тепловая схема турбины Т-120/130-130 представлена на рисунке. 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 (без использования дренажных насосов) в деаэратор. На ТЭЦ с учетом последующего расширения создаем схему с поперечными связями, т.е. пар с котлов будет идти в общую магистраль острого пара, а затем к турбоагрегатам. 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 расширителя первой ступени (РНП №1) выпор направляется в деаэратор, из расширителя 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. Заводские данные для турбины Т-120/130-130

Принципиальная тепловая схема турбоустановки – это структурная схема оборудования пароводяного тракта, характеризующая процессы преобразования и использования теплоты. Принципиальные схемы турбоустановок включают структурную схему турбины, схемы конденсационного устройства (в части тракта рабочего тела), регенеративного подогрева воды, включения теплофикационной установки и некоторые другие.

Трёхцилиндровая паровая теплофикационная турбина типа Т-120/130-130 с частотой вращения ротора 3000 об/мин и двумя отопительными отборами, рассчитана на начальные параметры пара $P_0=127,4$ бар (130 ата) и $t_0=565^\circ\text{C}$ при давлении в конденсаторе $P_K=0,0343$ бар (0,035 ата) и температуре охлаждающей воды 12°C .

Номинальная электрическая мощность – 100 МВт, максимальная – 120 МВт, Расход свежего пара на турбину при номинальной нагрузке и номинальном отопительном отборе составляет 480 т/ч (133 кг/с).

Турбина представляет собой трех цилиндровый одновальный агрегат, состоящий из цилиндров высокого, среднего и низкого давления. Цилиндр высокого давления выполнен противоточным относительно цилиндра среднего давления, т.е. ход пара в цилиндре высокого давления осуществлен от среднего подшипника к переднему, а в цилиндре среднего давления осуществлен от среднего к подшипнику к генератору. Цилиндр низкого давления – двух поточный.

В цилиндре высокого давления (ЦВД) размещается двух венечная ступень скорости и восемь ступеней давления, в цилиндре среднего давления (ЦСД) – 14 ступеней давления. В цилиндре низкого давления (ЦНД) в каждом потоке размещается по одной регулирующей ступени давления.

Фикс пункт турбины расположен на боковых фундаментных рамах выхлопной части ЦНД со стороны регулятора. Турбина расширяется от фикс

пункта, как в сторону переднего подшипника, перемещая при этом корпуса переднего и среднего подшипников и выхлопную часть ЦНД со стороны регулятора по их фундаментным рамам, так и в сторону генератора, перемещая выхлопную часть ЦНД со стороны генератора по ее фундаментной раме.

В турбоустановке можно осуществлять одноступенчатый или двухступенчатый подогрев сетевой воды. Для этого предусмотрена возможность отбирать пар из двух камер турбины: за 21 и 23-ми ступенями. В случае одноступенчатого подогрева сетевой воды отбор производится за 23 ступенью и регулируемое давление поддерживается в отборах пределах 0,5...2 ата. В случае двухступенчатого подогрева сетевой воды отбор производится за 21 и 23 ступенями. Регулируемое давление в этом случае поддерживается за 21 ступенью в пределах 0,6...2,5 ата. Оба отбора обеспечивают ступенчатый подогрев сетевой воды (до 118 – 120оС) в последовательно включённых бойлерах. В обоих случаях пропуск пара в ЦНД регулируется поворотными диафрагмами 24 и 26 ступеней. При переходе с одноступенчатого подогрева сетевой воды на двухступенчатый регулятор давления отопительного отбора следует переключить соответственно с камеры за 23 ступенью на камеру за 21 ступенью.

Давление пара в перепускных трубах между ЦВД и ЦСД принято около 34 ата. Турбина имеет сопловое регулирование. Пар поступает из отдельно стоящего впереди турбины стопорного клапана по четырем перепускным трубам к регулирующим клапанам, расположенным на цилиндре высокого давления турбины (два в верхней, два - в нижней).

Турбина имеет семь отборов пара на подогрев питательной воды до 232°С. Верхний и нижний отопительные отборы совмещены с отборами на подогреватели П2 и П1.

По заводским данным турбины Т-120/130-130 принимаем:

Таблица 4- Параметры турбины Т-120/130-130

Наименование показателей	Величина
Мощность, МВт	
номинальная	100
максимальная	120
Давление свежего пара /абс. /, кгс/см ²	130
Температура свежего пара, °С.	555
<u>Тепловая нагрузка, Гкал/ч</u>	
- номинальная /суммарно по обоим отборам/	175
- максимальная /при использовании тепла пара, поступающего в конденсаторы для подогрева сетевой или подпиточной воды/	184
Расход свежего пара, т/ч:	
- номинальный	480
- максимальный	485
- на конденсационном режиме при номинальной мощности	398
- на конденсационном режиме при максимальной мощности	437
Частота вращения ротора, об/мин	3000
Номинальный расход охлаждающей воды, проходящей через конденсаторы, м ³ /ч	16000
Номинальная температура охлаждающей воды на входе в конденсаторы, °С.	20
Расчетное абсолютное давление в конденсаторе на конденсационном режиме при номинальной мощности, кгс/см ² .	0,943

На листе графической части дипломного проекта представлена принципиальная тепловая схема турбины Т-120/130-130.

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

$$G_{CB} = \frac{Q_{OT}^{max}}{C_B * \Delta t}$$

где C_B – теплоемкость воды, кДж/кг

$$G_{CB} = \frac{320000}{4,186 * (150 - 70)} = 955,6$$

Энтальпию обратной сетевой воды t_{oc}^- , кДж/кг, определяем по формуле

$$t_{oc}^- = t_{oc} * C_B$$

$$t_{oc}^- = 70 * 4,186 = 293$$

Энтальпию сетевой воды после верхнего сетевого подогревателя $t_{сп-2}^-$, кДж/кг, определяем по формуле

$$t_{сп-2}^- = t_{oc}^- + \frac{Q_{отб}^{тур}}{G_{CB}}$$

$$t_{сп-2}^- = 293 + \frac{160000}{955,6} = 460,4$$

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

$$t_{\text{сп-2}} = \frac{t_{\text{сп-2}}^-}{C_B}$$

$$t_{\text{сп-2}} = \frac{460,4}{4,186} = 110$$

Нагрев сетевой воды до 110°C происходит в сетевых подогревателях. Дальнейший нагрев сетевой воды свыше 110°C при необходимости производится в пиковом бойлере.

Принимая недогрев сетевой воды в верхнем сетевом подогревателе $\vartheta = 4$ °С, температура насыщения конденсирующего пара верхнего сетевого подогревателя $t_{\vartheta}^{\text{сп-2}}$ –составляет 114 °С. Давление пара в корпусе верхнего сетевого подогревателя $P'_{\text{сп-2}}$ составляет 1.637 бар.

Давление пара в отборе турбины $P_{\text{сп-2}}^{\text{отб}}$ с учетом потери давления в трубопроводе 5% составляет 1.724 бар.

Температуру сетевой воды после нижнего сетевого подогревателя $t_{\text{сп-1}}$, °С, определяем по формуле

$$t_{\text{сп-1}} = t_{\text{ос}} + \frac{t_{\text{сп-2}} - t_{\text{ос}}}{2}$$

$$t_{\text{сп-1}} = 70 + \frac{110 - 70}{2} = 90$$

Принимая недогрев сетевой воды в нижнем сетевом подогревателе $\vartheta = 4$ °С, температура насыщения конденсирующего пара нижнего сетевого подогревателя $t_{\vartheta}^{\text{сп-1}}$ –составляет 94°C. Давление пара в корпусе нижнего сетевого подогревателя $P'_{\text{сп-1}}$ составляет 0,815 бар.

Энтальпию сетевой воды после нижнего сетевого подогревателя $t_{сп-1}^-$, КДж/кг, определяем по формуле.

$$t_{сп-1}^- = t_{пс-1} * C_B$$

$$t_{сп-1}^- = 90 * 4,186 = 376,7$$

Давление пара в отборе турбины $P_{сп-1}^{отб}$ – с учетом потери давления в трубопроводе 5% составляет 0.858 бар.

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

$$Q_{сп} = \frac{Q_{отб}^{тур}}{2}$$

$$Q_{сп} = \frac{160000}{2} = 80000$$

Расход пара на верхний сетевой подогреватель ПСГ-2 $D_{сп2}$, кг/с, определяем по формуле

$$D_{сп2} = \frac{Q_{сп}}{(i_6 - t_{вс}^{-H}) \eta_{то}}$$

где $\eta_{то}$ – КПД теплообменника; $t_{вс}^{-H}$ – энтальпия конденсата греющего пара ПСГ-2, кДж/кг

$$D_{сп2} = \frac{80000}{(2589,3 - 478,3) * 0,98} = 38,6$$

Расход пара на нижний сетевой подогреватель ПСГ-1, $D_{сп1}$ кг/с, определяем по формуле

$$D_{сп1} = \frac{Q_{сп}}{(i_7 - t_{нс}^{-H})\eta_{то}},$$

где $t_{нс}^{-H}$ - энтальпия конденсата греющего пара ПСГ-1, кДж/кг

$$D_{сп1} = \frac{80000}{(2490,3 - 393,8) * 0,98} = 38,9$$

3.3 Построение процесса расширения пара

Находим на i -s диаграмме точку A_0 . С учётом дросселирования пара в регулирующих органах ЦВД давление пара на входе в проточную часть P'_0 , МПа, определяем по формуле

$$P'_0 = P_0 * \eta_{др}^{ЦВД}$$

$$P'_0 = 12.8 * 0.95 = 12.16$$

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" i_B , кДж/кг, определяем по формуле

$$i_B = i_{A'} - (i_{A'} - i_{B_0}) * \eta_0^{ЦВД},$$

где $i_{B_0} = 3087,9$ – энтальпия пара в конце теоретического процесса расширения;
 $i_{A'} = 3486,5$ – энтальпия острого пара

$$i_B = 3486,5 - (3486,5 - 3087,9) * 0,83 = 3155,7$$

С учетом дросселирования пара в ЦСД, давление в точке “В” P'_1 , МПа, определяем по формуле

$$P'_1 = P_1 * \eta_{др}^{ЦСД},$$

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

$$P'_1 = 3,32 * 0,95 = 3,15$$

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

$$i_c = i_{B'} - (i_B - i_{C_0}) * \eta_{oi}^{ЦСД}$$

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

$i_{C_0} = 2465,9$ кДж/кг – теоретическая энтальпия пара за ЦСД

$$i_c = 3155,7 - (3155,7 - 2465,9) * 0,92 = 2517,3$$

С учетом дросселирования пара в ЦНД, давление в точке “С” P'_7 , МПа, определяем по формуле

$$P'_7 = P_7 * \eta_{др}^{ЦНД}$$

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

$$P_7' = 0,103 * 0,98 * 10 = 0,095$$

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

$$i_D = i_{C'} - (i_C - i_{D_0}) * \eta_{0i}^{ЦНД}$$

где $i_{C'} = 2517,3$ кДж/кг – энтальпия пара перед цилиндром низкого давления;

$i_{D_0} = 2128,3$ кДж/кг – теоретическая энтальпия пара за цилиндром низкого давления при давлении в конденсаторе $P_k = 0,0053$ Мпа

$$i_D = 2517,3 - (251,3 - 2128,3) * 0,887 = 2170,2$$

Используя значения давления в отборах, находим на i -s диаграмме энтальпию пара в отборах. Процесс расширения пара в турбине представлен на рисунке

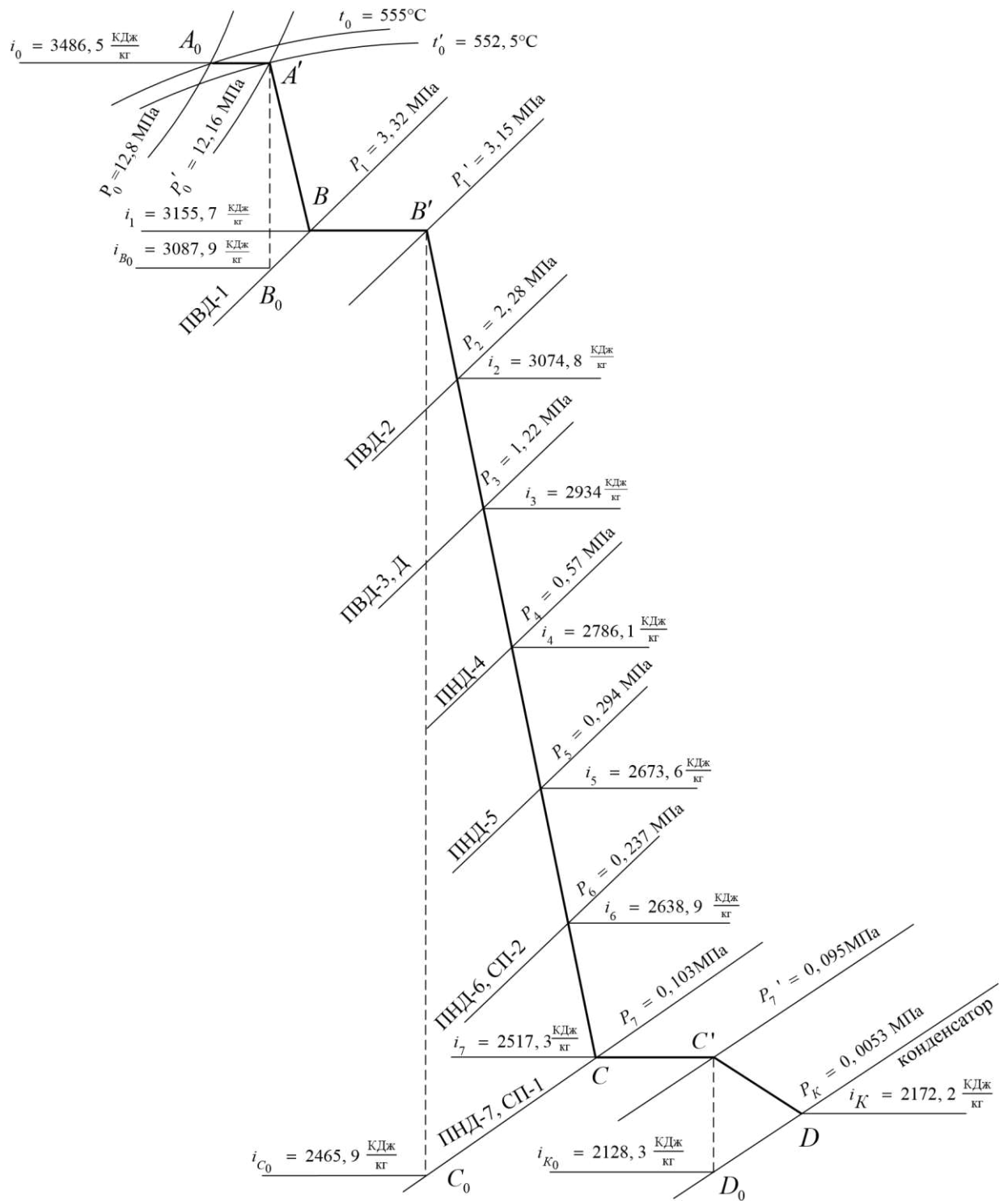


Рисунок 3 – Процесс расширения пара в турбине Т-120/130-130

3.4 Определение параметров по элементам схемы

Подогреватель высокого давления ПВД-1. Давление пара в отборе 3,32 МПа. Принимая потерю давления в паропроводе 5 % находим давление пара у подогревателя, МПа

$$P_{\text{ПВД1}} = 3,32 * 0,95 = 3,15$$

Температура питательной воды за подогревателем с учётом недогрева, °С

$$t_{\text{ПВ}} = t_{\text{н}} - \theta = 236,6 - 2 = 234,6$$

Энтальпия питательной воды, кДж/кг

$$t_{\text{ПВ}}^- = t_{\text{ПВ}} * C_{\text{в}} = 234,6 * 4,186 = 982,2$$

Энтальпия греющего пара, кДж/кг

$$i_{\text{отб}} = 3155,7$$

Использованный теплоперепад на турбине, кДж/кг

$$h = i_0 - i_{\text{отб}} = 3486,5 - 3155,7 = 330,8$$

Аналогичным образом рассчитываются параметры по другим элементам схемы. Результаты сводим в таблицу.

Таблица 5 – Параметры по всем элементам схемы

Наименование величины	ПВД1	ПВД2	ПВД3	Деаэ- ратор	ПНД4	ПНД5	СП2	ПНД6	СП1	ПНД7	Конденсатор
Давление пара в отборе турбины, МПа	3,32	2,28	1,22	1,22	0,57	0,294	0,17	0,17	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	2172,2
Давление пара у подогревателя, МПа	3,154	2,166	1,159	0,6	0,541	0,279	0,16	0,16	0,081	0,081	0,0053
Температура конденсата (насыщения) греющего пара, ПС	236,6	216,4	186,4	158,8	154,9	131,1	114	114	94	94	33,9
Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг	1021,5	927,2	791,5	670,5	653,3	551,1	478,3	478,3	393,8	393,8	142,1
Температура воды за подогревателем, ПС	234,6	214,4	184,4	158,8	150,9	127,1	110	110	90	90	–
Энтальпия воды за подогревателем, кДж/кг	982,2	897,6	771,9	664,8	631,5	532,1	460,4	460,4	376,7	376,7	–
Использованный теплоперепад, кДж/кг	330,8	411,6	552,4	552,4	700,4	812,8	847,5	847,5	969,2	969,2	1314,3

3.5 Определение предварительного расхода пара на турбину

Коэффициент недоиспользования мощности отопительного отбора для нижнего сетевого подогревателя y_{t1} определяем по формуле

$$y_{t1} = \frac{i_{сп-1} - i_k}{i_0 - i_k}$$

$$y_{t1} = \frac{2589,3 - 2170,2}{3486,5 - 2170,2} = 0,318$$

Коэффициент недоиспользования мощности отопительного отбора для верхнего сетевого подогревателя y_{t2} определяем по формуле

$$y_{t2} = \frac{i_{\text{сп-2}} - i_k}{i_0 - i_k}$$

$$y_{t2} = \frac{2490,3 - 2170,2}{3486,5 - 2170,2} = 0,243$$

Принимая коэффициент регенерации K_p равным 1,151, расход пара на турбину D_T , кг/с, определяем по формуле

$$D_T = K_p * \left(\frac{W_{\text{э}}}{H_i * \eta_{\text{эм}}} + y_{m1} * D_{m1} + y_{m2} * D_{m2} \right).$$

где H_i – теплоперепад, срабатываемый турбиной

$\eta_{\text{эм}}$ – электромеханический КПД

$$D_T = 1,159 * \left(\frac{120000}{1316,3 * 0,97} + 0,243 * 38,6 + 0,318 * 38,9 \right) = 132,03$$

3.6 Баланс пара и конденсата

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

$$D_{\text{эж}} = 0,005 * D_T$$

$$D_{\text{эж}} = 0,005 * 132 = 0,66$$

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

$$D_{\text{упл}} = 0,01 * D_T$$

$$D_{\text{упл}} = 0,01 * 132 = 1,32$$

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

$$D_{\text{ут}} = \frac{\alpha_{\text{ут}}}{100} * D_{\text{т}}$$

где $\alpha_{\text{ут}}$ – доля потери конденсата

$$D_{\text{ут}} = \frac{1,1}{100} * 132 = 1,45$$

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

$$D_{\text{сн}} = \frac{\alpha_{\text{сн}}^{\text{МЗ}} + \alpha_{\text{сн}}^{\text{КЦ}}}{100} * D_{\text{т}}$$

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

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

$$D_{\text{сн}} = \frac{1,2 + 1,2}{100} * 132 = 3,16$$

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

$$D_{\text{пв}} = D_{\text{т}} + D_{\text{эж}} + D_{\text{упл}} + D_{\text{ут}} + D_{\text{сн}}$$

$$D_{\text{пв}} = 132 + 0,6 + 1,3 + 1,4 + 3,16 = 138,6$$

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

$$G_{\text{пр}} = \frac{\alpha_{\text{пр}}}{100} * D_{\text{пв}}$$

где $\alpha_{\text{пр}}$ – коэффициент продувки котлоагрегата

$$G_{\text{пр}} = \frac{1,5}{100} * 138,6 = 2,07$$

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

$$G_{\text{пв}} = D_{\text{пв}} + G_{\text{пр}}$$

$$G_{\text{пв}} = 138,6 + 2,07 = 140,7$$

3.7 Расчёт расширителей непрерывной продувки

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

$$D_{c1} = \frac{G_{\text{пр}} * (\bar{t}_{\text{пр}} - \bar{t}'_{\text{пр}})}{r_1}$$

где $\bar{t}_{\text{пр}}$ – энтальпия воды в барабане котлоагрегата при $P_6 = 150$ бар, кДж/кг [4];
 $\bar{t}'_{\text{пр}}$ – энтальпия продувочной воды, сливаемой из первой ступени расширителя, кДж/кг;

r_1 – теплота парообразования при давлении $P_d = 0,6$ МПа, кДж/кг;

$$D_{c1} = \frac{2,0 * (1610,1 - 670,5)}{2085,6} = 1$$

Схема включения расширителей непрерывной продувки представлена на рисунке

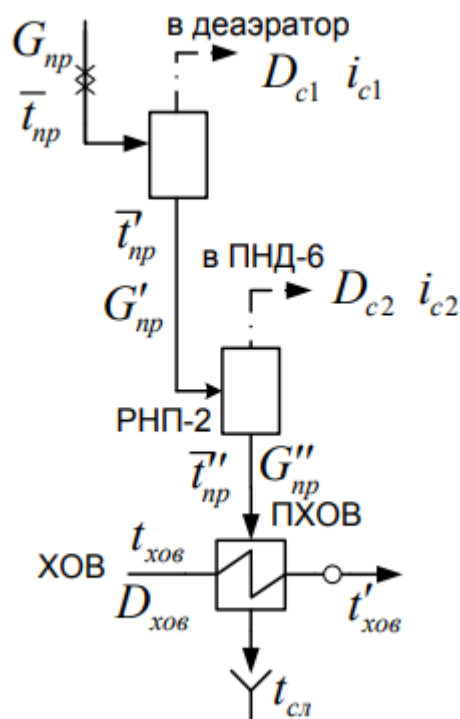


Рисунок 4 – Схема включения расширителей непрерывной продувки

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

$$G'_{пр} = G_{пр} - D'_{вт}$$

$$G'_{пр} = 2,2 - 1 = 1,2$$

Из уравнений материального и теплового баланса для второй ступени расширителя количество вторичного пара D_{C2} , кг/с, определяем по формуле

$$D_{C2} = \frac{G'_{\text{пр}} * (\overline{t'_{\text{пр}}} - \overline{t''_{\text{пр}}})}{r_2}$$

где $\overline{t'_{\text{пр}}}$ – энтальпия продувочной воды, поступающей из 1 ступени, кДж/кг ;

$\overline{t''_{\text{пр}}}$ – энтальпия продувочной воды, сливаемой из 2 ступени расширителя кДж/кг;

r_2 – теплота парообразования при давлении $P_6 = 0,237$ МПа, кДж/к

$$D_{C2} = \frac{1,2 * (670,5 - 478,3)}{2186,1} = 0,1$$

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

$$G''_{\text{пр}} = G'_{\text{пр}} - D''_{\text{вт}}$$

$$G''_{\text{пр}} = 1,2 - 0,1 = 1,1$$

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

$$D_{\text{ХОВ}} = G''_{\text{пр}} + D_{\text{ут}} + D_{\text{сн}}$$

$$D_{\text{ХОВ}} = 1,1 + 1,4 + 3,16 = 5,6$$

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

$$t'_{\text{ХОВ}} = t_{\text{ХОВ}} + \frac{G''_{\text{пр}} * (t''_{\text{пр}} - t_{\text{сл}})}{D_{\text{ХОВ}}}$$

где $t''_{\text{пр}}$ – температура продувочной воды расширителя второй ступени, °С;

$t_{\text{ХОВ}}$ – температура химически очищенной воды на входе в ПХОВ, °С;

$t_{\text{сл}}$ – температура продувочной воды, сливаемая в техническую канализацию после подогревателя химически очищенной воды, °С;

$$t'_{\text{ХОВ}} = 30 + \frac{1,1 * (114,4 - 60)}{5,6} = 39,9$$

3.8 Расчёт подогревателей высокого давления

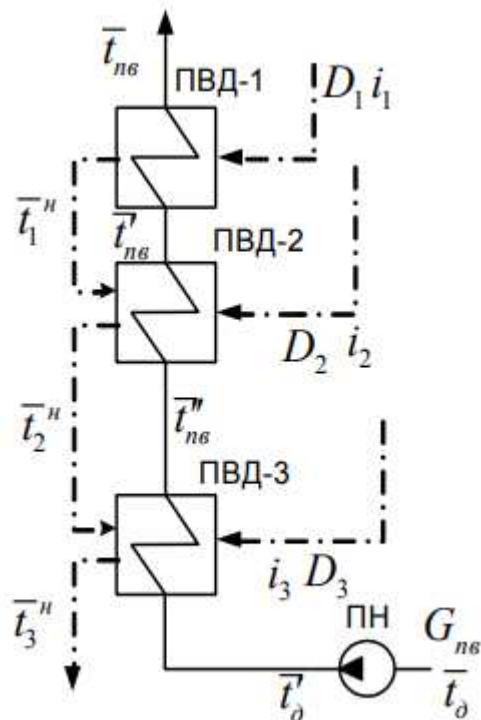


Рисунок 5 – Схема включения ПВД

Уравнение теплового баланса для ПВД-1

$$D_1 * (i_1 - \bar{t}_1^H) * \eta_{\text{ТО}} = G_{\text{ПВ}} * (\bar{t}_{\text{ПВ}} - \bar{t}'_{\text{ПВ}})$$

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

$$D_1 = \frac{G_{\text{ПВ}} * (\bar{t}_{\text{ПВ}} - \bar{t}'_{\text{ПВ}})}{(i_1 - \bar{t}_1^H) * \eta_{\text{ТО}}}$$

$$D_1 = \frac{140,7 * (982,2 - 897,7)}{(3155,7 - 1021,6) * 0,98} = 5,6$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-2

$$(D_2 * (i_1 - \bar{t}_2^H) + D_1 * (\bar{t}_1^H - \bar{t}_2^H)) * \eta_{\text{ТО}} = G_{\text{ПВ}} * (\bar{t}'_{\text{ПВ}} - \bar{t}''_{\text{ПВ}})$$

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

$$D_2 = \frac{G_{\text{ПВ}} * (\bar{t}'_{\text{ПВ}} - \bar{t}''_{\text{ПВ}}) - D_1 * (\bar{t}_1^H - \bar{t}_2^H) * \eta_{\text{ТО}}}{(i_1 - \bar{t}_2^H) + D_1} \eta_{\text{ТО}}$$

$$D_2 = \frac{140,7 * (897,7 - 771,9) - 5,6 * (1021,6 - 927,3) * 0,98}{(3074,8 - 927,3) * 0,98} = 8,1$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-3

$$(D_3 * (i_3 - \bar{t}_3^H) + (D_1 + D_2) * (\bar{t}_2^H - \bar{t}_3^H)) * \eta_{\text{ТО}} = G_{\text{ПВ}} * (\bar{t}''_{\text{ПВ}} - \bar{t}'_D)$$

Перепад энтальпий на питательном насосе $\Delta \bar{t}_H$, КДж/кг, определяем по формуле

$$\Delta \bar{t}_{\text{пн}} = \frac{\Delta P * v * 10^2}{\eta_H}$$

где v – удельный объем воды, м³/кг;

η_H – КПД питательного насоса;

ΔP – перепад давления на питательном насосе, бар, определяем по формуле

$$\Delta P = P_H - P_D$$

где P_D – давление на всасе, бар (давление в деаэраторе);

P_H – давление на напоре, бар, определяем по формуле

$$P_H = P_0 * 1,4$$

$$P_H = 130 * 1,4 = 182$$

$$\Delta P = 182 - 6 = 176$$

$$\Delta \bar{t}_{\text{пн}} = \frac{176 * 0,0011 * 10^2}{0,75} = 25,5$$

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

$$\bar{t}'_d = \bar{t}_d + \Delta \bar{t}_{\text{пн}}$$

$$\bar{t}'_d = 670.5 + 25.5 = 696$$

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

$$D_3 = \frac{G_{\text{ПВ}} * (\bar{t}''_{\text{ПВ}} - \bar{t}'_d) - (D_1 + D_2) * (t_2^{\text{H}} - t_3^{\text{H}}) * \eta_{\text{ТО}}}{(i_3 - t_3^{\text{H}}) * \eta_{\text{ТО}}}$$

$$D_3 = \frac{140.7 * (771.9 - 696) - (8.1 + 5.6) * (927.3 - 791.5) * 0.98}{(2934.1 - 791.5) * 0.98} = 4.2$$

3.9 Расчёт деаэрата

Схема включения деаэрата представлена на рисунке

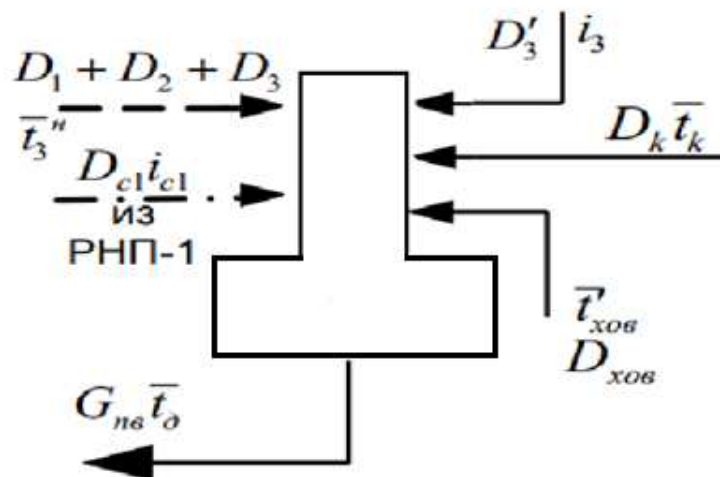


Рисунок 6 - схема обвязки деаэрата

Уравнения материального и теплового балансов для деаэрата имеют вид

$$\begin{cases} D'_3 + D_{c1} + (D_1 + D_2 + D_3) + D_K + D_{\text{ХОВ}} = G_{\text{ПВ}} \\ D'_3 * i_3 + D_{c1} * i_{c1} + (D_1 + D_2 + D_3) * \bar{t}_3^{\text{H}} + D_K * \bar{t}_k + D_{\text{ХОВ}} * \bar{t}'_{\text{ХОВ}} = G_{\text{ПВ}} * \bar{t}_d \end{cases}$$

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

$$\begin{cases} D'_3 + 1 + (5,6 + 8,1 + 4,2) + D_K + 5,6 = 140,7 \\ D'_3 * 2934,1 + 1 * 2756,1 + (5,6 + 8,1 + 4,2) * 791,5 + D_K * 631,5 + 5,6 * 176,1 \\ = 140,7 * 670,5 \end{cases}$$

Из решения системы уравнений получаем, что расход пара на деаэратор D'_3 равняется 1,42 кг/с, а расход основного конденсата D_K составляет 114,6 кг/с.

3.10 Расчёт подогревателей низкого давления

Уравнение теплового баланса для ПНД-4 имеет вид

$$D_4 * (i_4 - \bar{t}_4^{\text{H}}) * \eta_{\text{ТО}} = D_K * (\bar{t}_k - \bar{t}'_k)$$

Схема включения ПНД-4 изображена на рисунке

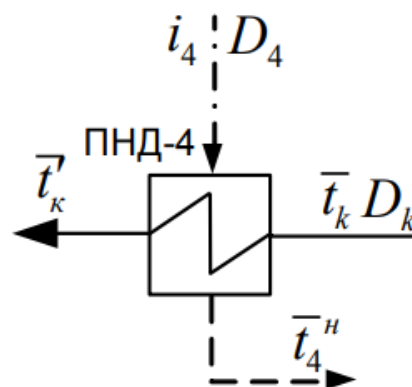


Рисунок 7– Схема обвязки подогревателя низкого давления

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

$$D_4 = \frac{D_k * (\bar{t}_k - \bar{t}'_k)}{(i_4 - \bar{t}_4^H) * \eta_{\text{ТО}}}$$

$$D_4 = \frac{114.6 * (631,5 - 532,1)}{(2786,1 - 653,3) * 0,98} = 5,4$$

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

$$\left\{ \begin{array}{l} D_5 * (i_5 - \bar{t}_5^H) * \eta + D_4 * (\bar{t}_4^H - \bar{t}_5^H) * \eta = D_k * (\bar{t}'_k - \bar{t}''_k) \\ D_k = D'_k + D_4 + D_5 + D_{c2} + D_6 + D'_5 \\ D_k * \bar{t}''_k = (D_4 + D_5 + D_6 + D_{c2}) * \bar{t}_6^H + D'_k * \bar{t}'''_k + D'_5 * \bar{t}_{\text{СП-2}}^H \\ D_6 * (i_6 - \bar{t}_6^H) * \eta + D_{c2} * (i_{c2} - \bar{t}_6^H) * \eta + (D_4 + D_5) * (\bar{t}_5^H - \bar{t}_6^H) * \eta \\ = D'_k * (\bar{t}'''_k - \bar{t}''''_k) \\ D'_k = D'_6 + D''_k \\ D'_k * \bar{t}''''_k = D'_6 * \bar{t}_7^H + D''_k * \bar{t}'''''_k \\ D_7 * (i_7 - \bar{t}_7^H) * \eta = D''_k * (\bar{t}'''''_k - \bar{t}''''''_k) \end{array} \right.$$

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

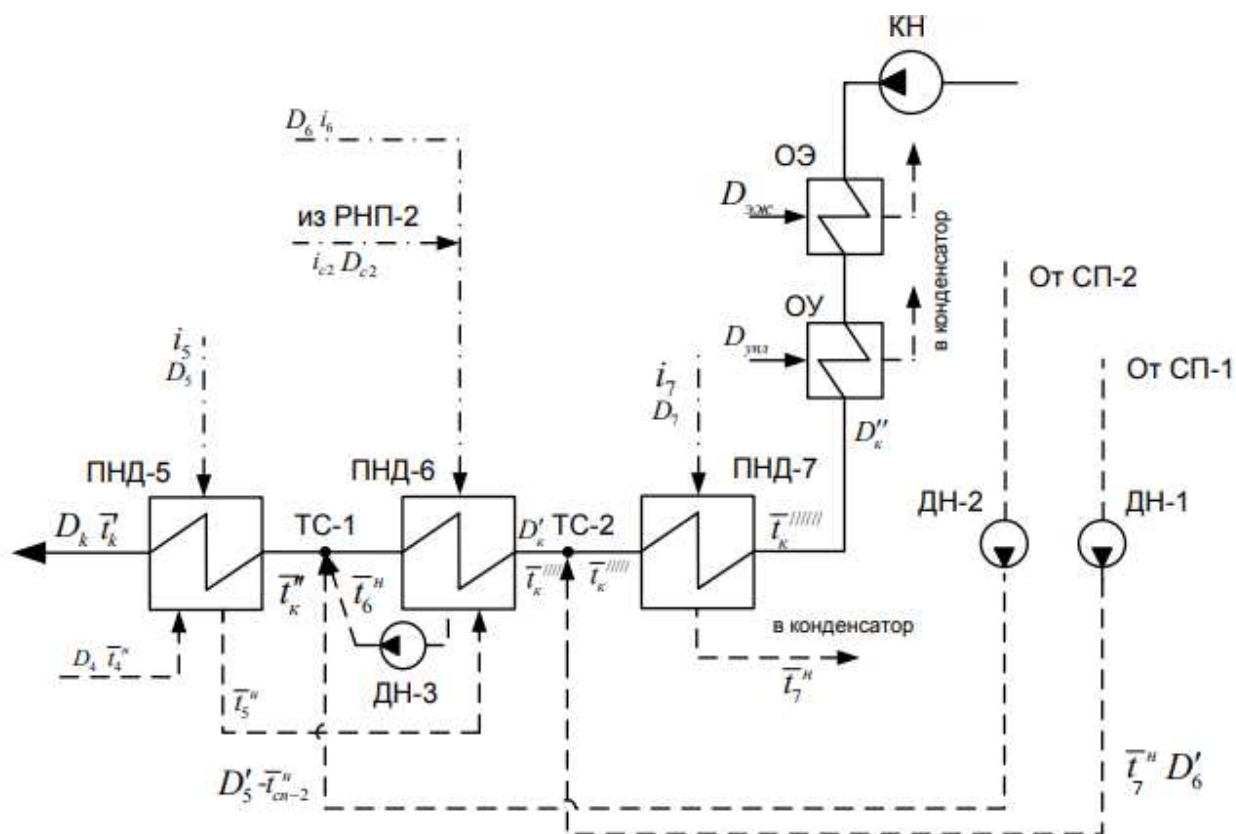


Рисунок 8-схеиа включения ПНД-5,6,7

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

$$\left\{ \begin{array}{l}
 D_5 * (2673.6 - 551.1) * 0.98 + 5.4 * (653.3 - 551.1) * 0.98 \\
 \quad = 114.6 * (532.1 - \bar{t}_k'') \\
 114.6 = D_k' + 5.4 + D_5 + 0.1 + D_6 + 38.6 \\
 114.6 * \bar{t}_k'' = (5.4 + D_5 + D_6 + 0.1) * 478.3 + D_k' * 502.3 + 38.6 * 478.3 \\
 D_6 * (2589.3 - 478.3) * 0.98 + 0.1 * (271.7 - 478.3) * 0.98 \\
 \quad + (5.8 + D_5) * (551.1 - 520.8) * 0.98 = D_k' * (520.3 - \bar{t}_k''') \\
 D_k' = 38.9 + D_k'' \\
 D_k' * \bar{t}_k''' = 38.9 * 414.9 + D_k'' * 397.7 \\
 D_7 * (2589.3 - 414.9) * 0.98 = D_k'' * (397.7 - 167.4)
 \end{array} \right.$$

Из решения системы уравнений получаем, что расход пара на ПНД-5 D_5 составляет 3.2 кг/с, на ПНД-6 D_6 составляет 1.9 кг/с, а на ПНД-7 D_7 составляет 2.6 кг/с. Расход основного конденсата ПНД-6 после второй точки смешения D'_k равняется 65,2 кг/с, расход основного конденсата перед первой точкой смешения D''_k составил 26.3 кг/с. Энтальпия после первой точки смешения t''_k равняется 468.1 кДж/кг, а после второй $\overline{t''''_k}$ равняется 386.9 кДж/кг. Расхода пара в конденсатор D_{K-P} , кг/с, определяем по формуле

$$D_{K-P} = D''_k - D_{\text{эж}} - D_{\text{упл}} - D_7$$

$$D_{K-P} = 26.3 - 0.6 - 1.3 - 2.6 = 21.7$$

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

$$D'_T = D_1 + D_2 + D_3 + D'_3 + D_4 + D_5 + D_6 + D_7 + D_{K-P} + D_{\text{сп1}} + D_{\text{сп2}}$$

$$\begin{aligned} D'_T &= 5.6 + 8,1 + 4,2 + 1,4 + 5,4 + 3.2 + 1.9 + 2.6 + 21.7 + 38.9 + 38.6 \\ &= 131.6 \end{aligned}$$

Погрешность расчета по расходу пара $\delta_{\text{п}}$, %, определяем по формуле

$$\delta_{\text{п}} = \left| \frac{D_{\text{т}} - D'_T}{D_{\text{т}}} \right| * 100\%$$

$$\delta_{\text{п}} = \left| \frac{132 - 131.6}{132} \right| * 100\% = 0,3\% < 2\%$$

Погрешность расчета $\delta_{\text{п}}$ составила менее 2%, что допустимо. Проверку по балансу мощности W_p , кВт, определяем по формуле

$$W_p = (D_1 * (i_0 - i_1) + D_2 * (i_0 - i_2) + (D_3 + D_d) * (i_0 - i_3) + D_4 * (i_0 - i_4) + D_5 * (i_0 - i_5) + (D_6 + D_{сп2}) * (i_0 - i_6) + (D_7 + D_{сп1}) * (i_0 - i_7) + D_{K-P} * (i_0 - i_K)) * \eta_{эм}$$

$$W_p = (5.6 * (3486,5 - 3155,7) + 8,1 * (3486,5 - 3074,8) + (4,2 + 1,4) * (3486,5 - 2934,1) + 5,4 * (3486,5 - 2786,1) + 3.2 * (3486,5 - 2673,6) + (1,9 + 38,6) * (3486,5 - 2638,9) + (2.6 + 38,9) * (3486,5 - 2517,3) + 21,7 * (3486,5 - 2172,2)) * 0,97 = 119970,2$$

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

$$\delta_э = \left| \frac{W - W_p}{W} \right| * 100\%$$

$$\delta_э = \left| \frac{120000 - 119970}{120000} \right| * 100\% = 0.025\% < 2\%$$

Погрешность расчета $\delta_э$ составила менее 2%, что допустимо

3.11 Расчёт технико-экономических показателей работы станции

Расчет ведется по новой методике определения технико-экономических показателей ТЭЦ. Расход тепла на турбоустановку $Q_{ту}$, кВт, определяем по формуле

$$Q_{\text{ту}} = D_{\text{T}} * (i_0 - \overline{t_{\text{пв}}}) + D_{\text{с1}} * (i_{\text{с1}} - \overline{t_{\text{пв}}}) + D_{\text{с2}} * (i_{\text{с2}} - \overline{t_{\text{пв}}}) - D_{\text{хов}} * (\overline{t_{\text{пв}}} - \overline{t'_{\text{хов}}})$$

$$Q_{\text{ту}} = 132 * (3486,5 - 982,2) + 1 * (2756,1 - 982,2) + 0,1 * (2711,7 - 982,2) - 5,6 * (982,2 - 176,1) = 327852,6$$

Затраченную теплоту на сетевые подогреватели Q_{T} , кВт, определяем по формуле

$$Q_{\text{T}} = D_{\text{сп1}} * (i_7 - \overline{t_{\text{нс}}^{\text{H}}}) + D_{\text{сп2}} * (i_6 - \overline{t_{\text{вс}}^{\text{H}}})$$

$$Q_{\text{T}} = 38,6 * (2589,3 - 478,3) + 38,9 * (2490,3 - 393,4) = 163265,3$$

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

$$Q_{\text{ту}}^{\text{э}} = Q_{\text{ту}} - Q_{\text{T}}$$

$$Q_{\text{ту}}^{\text{э}} = 327852,6 - 163265,3 = 164587,3$$

Тепловую нагрузку котлоагрегата $Q_{\text{пе}}$, кВт, определяем по формуле

$$Q_{\text{пе}} = D_{\text{пе}} * (i_{\text{пе}} - \overline{t_{\text{пв}}}) + D_{\text{пр}} * (\overline{t_{\text{пр}}} - \overline{t_{\text{пв}}})$$

где $i_{\text{пе}}$ - энтальпия перегретого пара, кДж/кг

$$Q_{\text{пе}} = 138,6 * (3502,7 - 982,2) + 2,0 * (1610,1 - 982,2) = 348895,6$$

Полный расход условного топлива B , кг/с, определяем по формуле

$$B = \frac{Q_{\text{пе}}}{Q_{\text{H}}^{\text{P}} * \eta_{\text{пг}}}$$

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

$\eta_{\text{пг}}$ – КПД парогенератора;

$$B = \frac{348895,6}{29310 * 0,921} = 12,925$$

Отпущенную мощность $W_{\text{отп}}$, кВт, определяем по формуле

$$W_{\text{отп}} = W_{\text{э}} - e_{\text{сн}} * W_{\text{э}}$$

где $e_{\text{сн}}$ – мощность собственных нужд блока, %

$$W_{\text{отп}} = 120000 - 0,08 * 120000 = 110400$$

Мощность собственных нужд, затраченную только на производство электроэнергии $W_{\text{ээ}}^{\text{сн}}$, кВт, определяем по формуле

$$W_{\text{ээ}}^{\text{сн}} = e_{\text{ээ}}^{\text{сн}} * W_{\text{э}}$$

где $e_{\text{ээ}}^{\text{сн}} = 0,05$ – доля электроэнергии, затраченная на производство энергии на собственные нужды

$$W_{\text{ээ}}^{\text{сн}} = 0,05 * 120000 = 6000$$

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

$$\xi_{\text{вс}} = \frac{i_6 - i_{\text{к}}}{i_0 - i_{\text{к}}} * \left(1 + K \left(\frac{i_0 - i_6}{i_0 - i_{\text{к}}} \right) \right)$$

где K – коэффициент, зависящий от давления пара перед турбоагрегатом

$$\xi_{\text{вс}} = \frac{2490,3 - 2172,2}{3486,5 - 2172,2} * \left(1 + 0,4 \left(\frac{3486,5 - 2490,3}{3486,5 - 2172,2} \right) \right) = 0,31$$

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

$$\xi_{\text{нс}} = \frac{i_7 - i_{\text{к}}}{i_0 - i_{\text{к}}} * \left(1 + K \left(\frac{i_0 - i_7}{i_0 - i_{\text{к}}} \right) \right)$$

$$\xi_{\text{нс}} = \frac{2589,3 - 2172,2}{3486,5 - 2172,2} * \left(1 + 0,4 \left(\frac{3486,5 - 2589,3}{3486,5 - 2172,2} \right) \right) = 0,405$$

Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии за счет отборов пара $\Delta Q_{\text{отб}}^3$, кВт, определяем по формуле

$$\Delta Q_{\text{отб}}^3 = D_{\text{сп1}} * (i_7 - \overline{t_{\text{нс}}^{\text{H}}}) * (1 - \xi_{\text{нс}}) + D_{\text{сп2}} * (i_6 - \overline{t_{\text{вс}}^{\text{H}}}) * (1 - \xi_{\text{вс}})$$

$$\Delta Q_{\text{отб}}^3 = 38,9 * (2490,3 - 393,8) * (1 - 0,31) + 38,6 * (2589,3 - 478,3) * (1 - 0,405) = 104327,4$$

Расход тепла на собственные нужды турбоагрегата $Q_{\text{ту}}^{\text{сн}}$, кВт, определяем по формуле

$$Q_{\text{ту}}^{\text{сн}} = 0,05 * Q_{\text{ту}}$$

$$Q_{\text{ту}}^{\text{сн}} = 0,05 * 327852.6 = 16392.63$$

Коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлоагрегатами на производство электроэнергии $K_{\text{э}}$ определяем по формуле

$$K_{\text{э}} = \frac{Q_{\text{ту}}^{\text{э}} + \Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}} + Q_{\text{ту}}^{\text{сн}}}{Q_{\text{ту}}^{\text{э}} + \Delta Q_{\text{отб}}^{\text{э}} + Q_{\text{ту}}^{\text{сн}} + Q_{\text{т}}} = 0,636$$

Расход условного топлива на выработку электроэнергии $B_{\text{э}}$, кг/с, определяем по формуле

$$B_{\text{э}} = B * K_{\text{э}} * \frac{W_{\text{отп}}}{W_{\text{э}} - W_{\text{ээ}}^{\text{сн}}}$$

$$B_{\text{э}} = 12.925 * 0,636 * \frac{110400}{120000 - 6000} = 7,961$$

Расход условного топлива на выработку тепла $B_{\text{т}}$, кг/с, определяем по формуле

$$B_{\text{т}} = B - B_{\text{э}}$$

$$B_{\text{т}} = 12,925 - 7,961 = 4,964$$

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

$$b_э = \frac{3600 * B_э}{W_{отп}}$$

$$b_э = \frac{3600 * 7,961}{110400} = 0,26$$

Удельный расход условного топлива на выработку тепла $b_т$, кг/ГДж, определяем по формуле

$$b_т = \frac{B_т}{Q_{отб}^{тур}} * 10^6$$

$$b_т = \frac{4,964}{160000} * 10^6 = 31,023$$

4. Выбор вспомогательного оборудования

4.1 Выбор регенеративных подогревателей

Подогреватели высокого давления выбираем по заводским данным, чтобы их характеристики удовлетворяли данным полученным в ходе расчета ПТС.

Подогреватели высокого давления:

- ПВД-1 типоразмера ПВ-425-230-55, где 425 – площадь поверхности теплообмена, м², 230 максимальное давление в трубной системе, бар, 55 Максимальное давление в корпусе, бар;

- ПВД-2 типоразмера ПВ-425-230-37;
- ПВД-3 типоразмера ПВ-425-230-13.

Подогреватели низкого давления по [5]:

- 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.

4.2 Выбор конденсатных насосов

За расчетную производительность примем расход конденсата в летний период $D = 391.1$ т/ч. Выбираем конденсационные насосы типа КсВ500-85 (два насоса по 100% производительности на турбину – один из них резервный) с характеристиками:

- подача $500 \text{ м}^3/\text{ч}$
- напор 85 м;
- частота вращения 1000 об/мин
- потребляемая мощность электродвигателя 154 кВт.

4.3 Выбор сетевых подогревателей

Подогреватели сетевой воды выбираем по расчетному пропуску воды, давлению пара в корпусе и температура пара на входе и воды на выходе.

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-2300-3-8-II с характеристиками:

- давление пара 0,06 – 0,25 МПа;
- давление воды 0,088 МПа;
- номинальный расход сетевой воды 3500 т/ч.

4.4 Выбор сетевых насосов

Применяем 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%-ную производительность.

Производительность сетевого насоса $Q_{\text{СН}}$ определяем по формуле

$$Q_{\text{СН}} = \frac{Q_{\text{СВ}}}{2} * 3,6$$

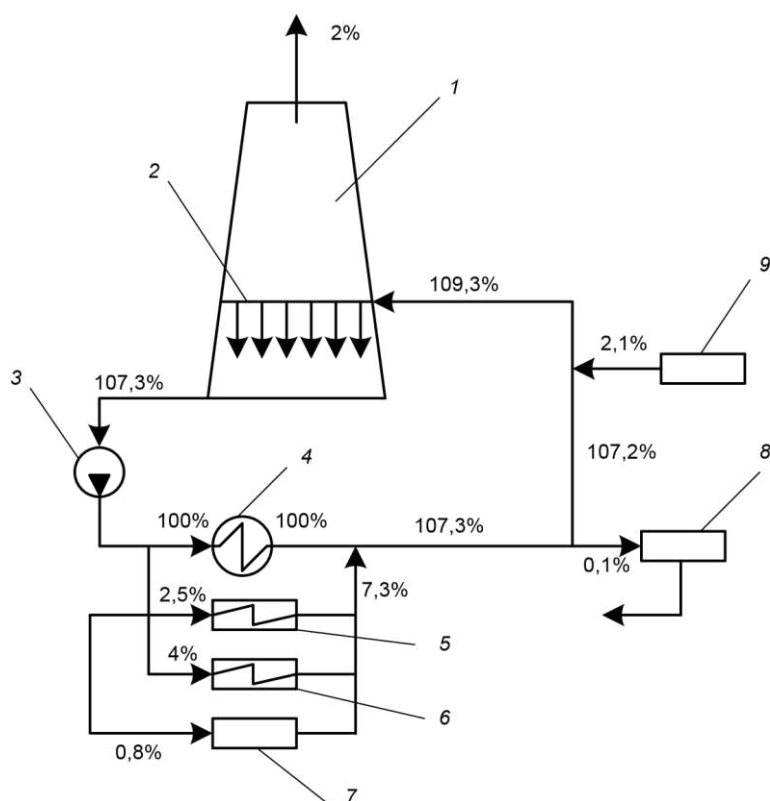
$$Q_{\text{СН}} = \frac{955,6}{2} * 3,6 = 1720$$

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

- производительность 2000м³/ч
- напор 100 м;
- частота вращения 3000 об/мин;
- потребляемая мощность 640 кВт;
- КПД 85 %.

4.5 Система технического водоснабжения

Схема циркуляционного охлаждения с башенной градирней представлена на рисунке 9.



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

Рисунок 9 – система технического водоснабжения

Для ТЭС в качестве источника циркуляционной воды выбираем градирню пленочного типа. Она характеризуется высоким эффектом охлаждения при малых площадях и меньшей стоимостью сооружения. Сопоставление надёжности систем охлаждения показывает однозначно 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 нецелесообразность использования вентиляторных градирен для систем охлаждения большой производительности.

В технологическом процессе выработки тепла и электрической энергии вода является, во-первых, рабочим телом термодинамического цикла, во-вторых, она служит в качестве теплоносителя, при помощи которого огромные количества тепла перемещаются на станции от более нагретых тел к менее нагретым.

Воду расходуют также в больших количествах для хозяйственных и бытовых нужд. Расход воды зависит от типа электростанции, рода сжигаемого топлива, типа и мощности установленного оборудования, температуры воды, применяемой для охлаждения, степень совершенства эксплуатации станции. Общий расход воды указан в таблице 6.

Таблица 6 – Общий расход воды

Назначение воды	Относительный расход воды, %
Охлаждение газа и воздуха турбогенератора	3,5÷11,5
Охлаждение масла турбоагрегата и питательных насосов	1,4÷3,4
Охлаждение подшипников вспомогательных механизмов	1,0÷1,3
Гидротранспорт золы и шлака	3÷7
Восполнение потерь конденсата и питательной воды	0,7÷0,9
Хозяйственные нужды	0,04÷0,05
Восполнение потерь воды в системах обратного водоснабжения	5÷9

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

Это одно из наиболее эффективных устройств для охлаждения воды в системах обратного водоснабжения промышленных предприятий. Высокая башня создает ту самую тягу воздуха, которая необходима для эффективного охлаждения циркулирующей воды. Вытяжные башни служат для создания естественной тяги благодаря разности удельных весов воздуха, поступающего в градирню, и нагретого воздуха, выходящего из градирни. Под оросителем располагается водосборный резервуар. Вода подается в водораспределительное устройство по размещаемым в центре градирни стоякам. Благодаря высокой башне одна часть испарений возвращается в цикл, а другая – уносится ветром. Из-

за этого в округе не образуется сырости, тумана и обледенений в зимнее время, хотя возможно появление льда вокруг оросительных устройств.

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

Основные характеристики градирен следующие:

-Гидравлическая нагрузка G , т/ч, охлаждаемой воды;

-Тепловая нагрузка $Q = Gc(t_2 - t_1)$, кВт, где t_2 и t_1 - соответственно начальная и конечная температуры воды, °С; c - удельная теплоемкость воды, кДж/(кг · °С);

-плотность орошения G/F , м³/(м² · ч), где F - площадь оросителя, являющаяся основной конструкционной характеристикой градирни.

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

$$D_{ов} = m * D_k$$

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

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

$$D'_k = D_k + D_{вс} + D_{нс}$$

$$D'_k = 21,7 + 38,9 + 38,6 = 98,6$$

$$D_{ов} = 98,6 * 60 = 5916$$

Объёмный расход циркуляционной воды $D_{об}$ м³/ч

$$D_{об} = D_{ов} / \rho$$

где ρ – плотность циркуляционной воды, кг/м³

$$D_{\text{ОВ}} = 5916 * 3600/1000=21297,6$$

Расчётный расход охлаждающей воды $D_{\text{ОВ}}^P$ м³/ч

$$D_{\text{ОВ}}^P = 1,1 \div 1,2 * D_{\text{ОВ}}$$

$$D_{\text{ОВ}}^P = 1,15 * 21297,6 = 24492,24$$

Для наиболее распространенных капельно-пленочных градирен $t_2 - t_1 = 6 \div 12^\circ\text{C}$ тепловая нагрузка Q , кВт

$$Q = D_{\text{ОВ}}^P * C_B * (t_2 - t_1)$$

$$Q = 24492,24 * 4,186 * 9 = 922720,6$$

Поверхность орошения $F_{\text{ор}}$, м², находится по формуле

$$F_{\text{ор}} = W_{\text{Э}} * f_{\text{уд}}$$

где $W_{\text{Э}}$ – электрическая мощность блока, кВт;

$f_{\text{уд}}$ – удельная поверхность орошения, м²/кВт;

$$F_{\text{ор}} = 120000 * 0,003 = 3600$$

Устанавливаем градирню типа БГ-4000-71 со следующими характеристиками:

- Площадь орошения, м^2 – 3200;
- Гидравлическая нагрузка, $\text{тыс.м}^3/\text{ч}$ – 28,0 ÷ 32,0;
- Плотность орошения, $\text{м}^3/(\text{м}^3 \cdot \text{ч})$ – 7 ÷ 8;
- Высота подъёма воды, м – 10,85;
- Высота башни, м – 91,5;
- Внутренний диаметр верхней части, м – 39,2;
- Внутренний диаметр нижней части, м – 79.

5 Индивидуальное задание

5.1 Проблема системы охлаждения генераторов Абаканской ТЭЦ и её решение

С самого начала развития энергетики электрические машины охлаждались воздухом. Вентиляторы, установленные по концам вала внутри корпуса, либо снаружи генератора или электродвигателя обдували сталь статора и обмотку, отводя потери, вызванные нагревом. С ростом единичной мощности турбо и гидрогенераторов возрастала и степень нагрева активных элементов машин, что заставило конструкторов искать более перспективные пути отвода тепла. Наиболее экономичным способом был признан способ охлаждения машин водородом. Поскольку этот газ во много раз легче воздуха и обладает повышенной теплоёмкостью, то наряду со снижением вентиляционных потерь, ведь турбогенераторы вращаются со скоростью 1500 – 3000 об/мин, мощная струя водорода внутри корпуса машины, обеспечивает во много раз более интенсивное охлаждение элементов конструкции. Сам водород охлаждается водой в газоохладителях машины, встроенных в её корпус. Такой способ охлаждения стал применяться в генераторах ТВ2 серии второй пятилетки, начиная с 50 МВт и выше. Справедливости ради, надо сказать, что сейчас, с развитием металлургии и выпуском электротехнических сталей с малыми удельными потерями, удалось добиться производства турбогенераторов мощностью до 100 МВт с воздушным охлаждением.

5.2 Устройство и работа турбогенераторов Абаканской ТЭЦ

Турбогенераторы выполнены с непосредственным водородным охлаждением обмотки ротора и сердечника статора и косвенным водородным охлаждением обмотки статора.

Охлаждающий водород циркулирует в турбогенераторе под действием вентиляторов, установленных на валу ротора и охлаждается в газоохладителях, встроенных в корпус турбогенератора.

Газонепроницаемый корпус статора выполнен неразъемным и имеет внутри поперечные кольца жесткости. Механическая прочность корпуса достаточна, чтобы статор мог выдержать без остаточных деформаций внутреннее давление в случае взрыва водорода. Торцевые поверхности закрыты специальными разъемными щитами. Газоплотность соприкасающихся плоскостей обеспечивается специальным резиновым шнуром. Корпус статора опирается на фундамент посредством лап, которые приварены к корпусу. Циркуляция воды в газоохладителях осуществляется от циркуляционных насосов или специально установленными насосами газоохладителей НГО.

Каждый газоохладитель состоит из биметаллических латунно-алюминиевых трубок, завальцованных в трубные доски, к которым приболчены камеры. Для выпуска воды из газоохладителей при заполнении их водой в самых высоких местах камер предусмотрены штуцеры, к которым присоединены отводящие трубки с вмонтированными в них кранами. Во время работы турбогенератора краны должны быть постоянно открытыми с минимальным сливом воды в дренаж.

Контроль теплового состояния всех основных узлов и систем охлаждения генератора производится автоматическими приборами, которые дублируются ртутными термометрами.

5.3 Проблемы системы охлаждения генераторов Абаканской ТЭЦ и её решение

Во время работы синхронного генератора его обмотки и активная сталь нагреваются. А как нам известно: запрещается работа турбогенератора при повышении температуры холодного газа выше 55°C

Для того, что бы температура нагрева не превышала допустимых значений, все генераторы на станции выполнены с искусственным охлаждением.

Проблема заключается в том, что в летний период времени, когда температура наружного воздуха превышает 30°C и выше. Градирни охлаждают техническую воду не так эффективно. Вследствие этого, при высокой температуре воды в газоохладителях генераторов протекает вода достаточно высокой температуры, которая в свою очередь плохо охлаждает обмотки ротора и сердечника статора.

Поэтому техническим решением для индивидуального задания были приняты следующее действие. На Абаканской ТЭЦ имеется источник сырой воды, которая служит для подпитки блока. Температура сырой воды составляет 10°C. Достаточно будет включить насос сырой воды и направить движение жидкости к газоохладителям генераторов, для того чтобы охладить холодный газ. Схемы технического решения представлены ниже.

Схема технического водоснабжения Абаканской ТЭЦ

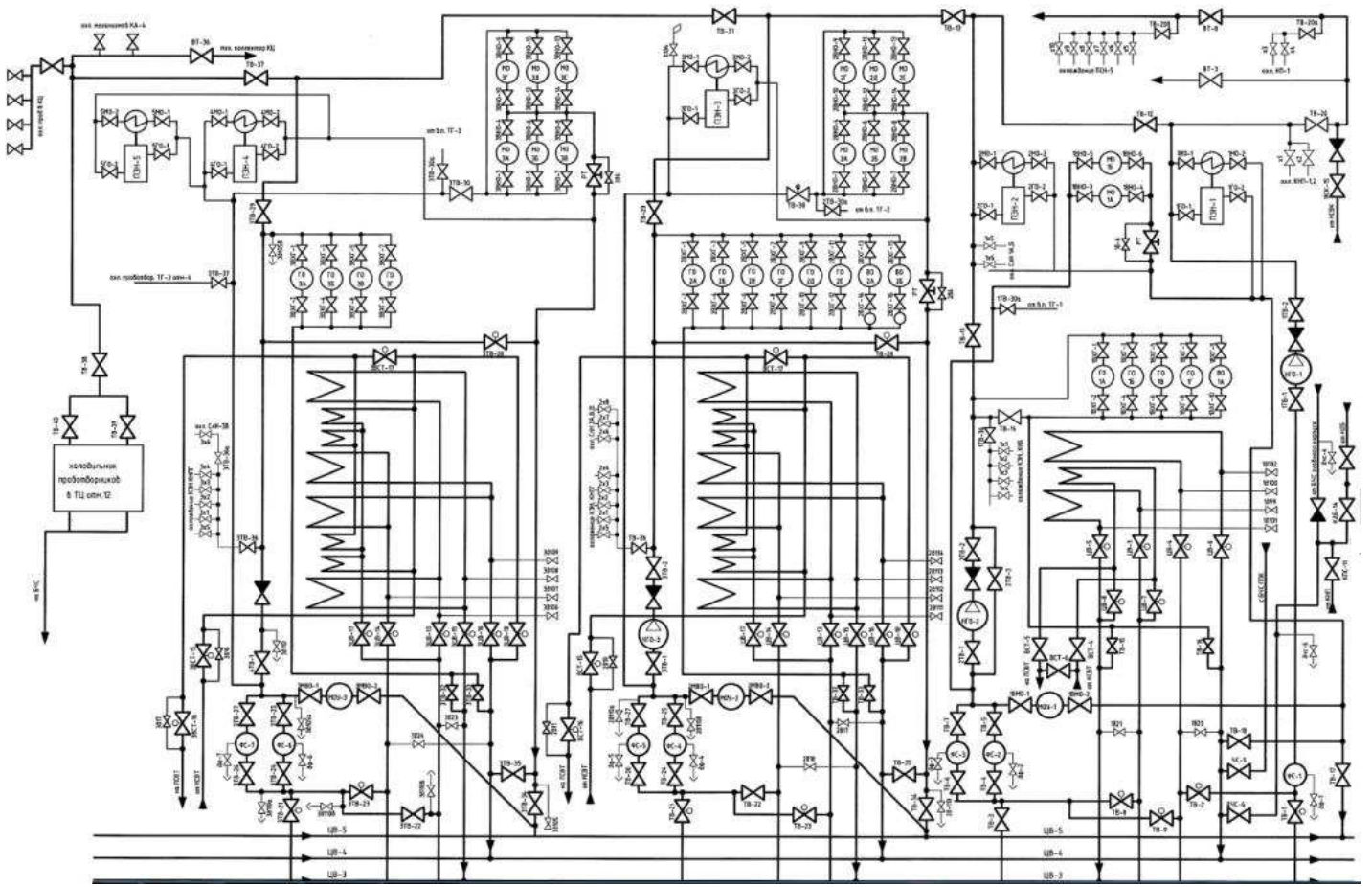


Рисунок 10-Схема технического водоснабжения Абаканской ТЭЦ

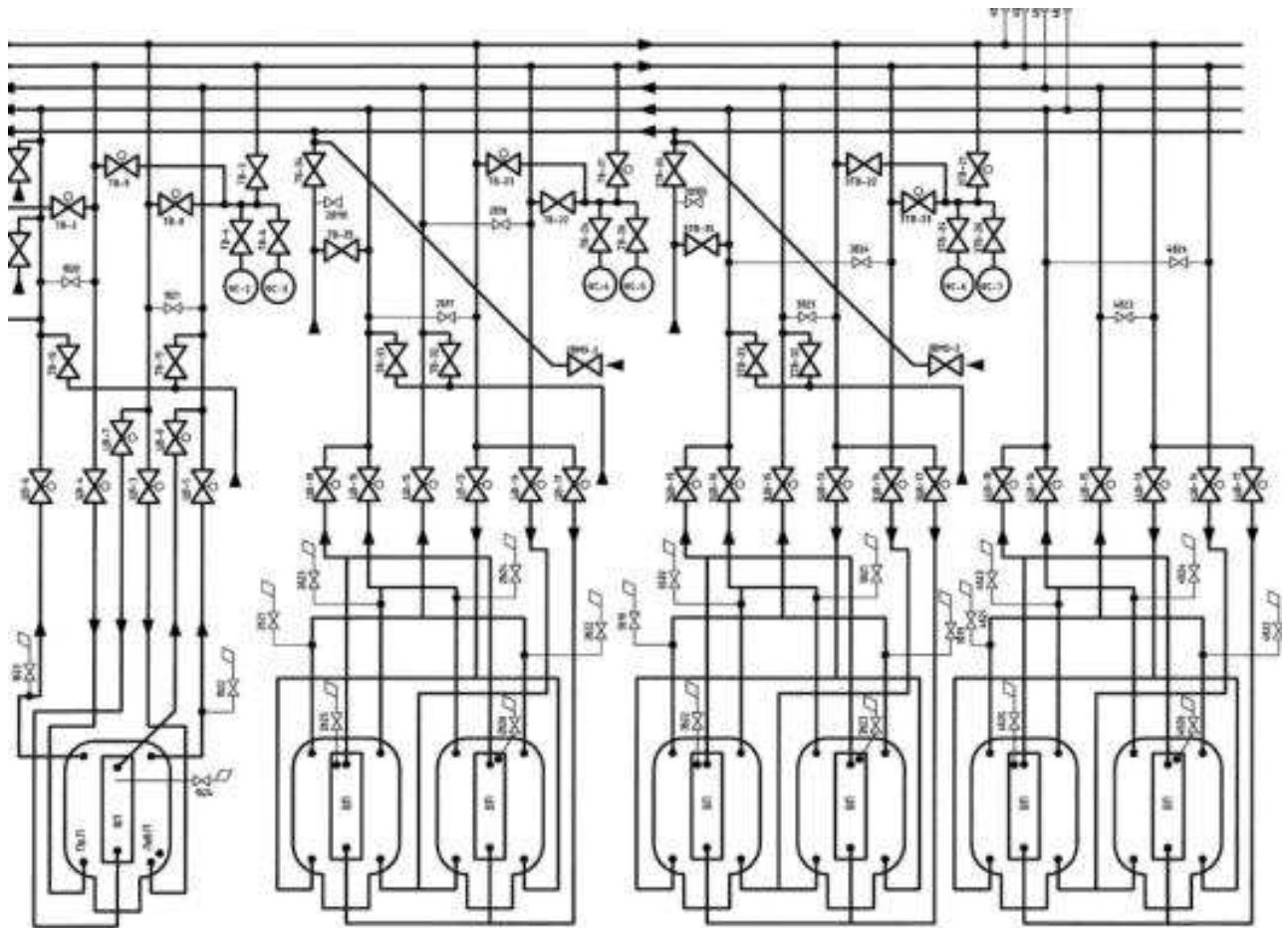


Рисунок 11- схема циркуляционного водоснабжения Абаканской ТЭЦ

В процессе эксплуатации генераторов изоляция обмоток постепенно стареет. Причиной этого являются загрязнение, увлажнение, окисление кислородом воздуха, воздействия электрического поля. Однако главной причиной старения изоляции является её нагрев. Чем выше температура нагрева изоляции, тем быстрее она изнашивается, тем меньше срок её службы.

Техническое решение данной проблемы, позволит продлить срок эксплуатации генератора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной выпускной квалификационной работе был рассмотрен вариант реконструкции Абаканской ТЭЦ с заменой выработавшей свой парковый ресурс турбины ПТ-60-130/13 турбиной Т-120/130-130. Был произведен расчет тепловой схемы турбины Т-120/130-130, расчет технико-экономических показателей, выбор вспомогательного оборудования. Рассмотрен вопрос подключения города Черногорска к тепловым мощностям Абаканской ТЭЦ. Рассчитаны и учтены излишки пара 13 бар. Выполнены экономические расчеты, по результатам которых были определены себестоимости тепловой и электрической энергии, сроки окупаемости проекта. Так, дисконтированный срок окупаемости проекта составил 5 лет.

Предложенный вариант реконструкции экономически оправдан. Этот вариант отвечает основным требованиям развития ТЭЦ, а также требованиям коммунально-бытовых потребителей и промышленных предприятий в электроэнергии, горячей воде и производственном паре.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Цыганок, А.П. Проектирование тепловых электрических станций: Учебное пособие / А.П. Цыганок, С.А. Михайленко. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 136 с.
2. Паровые турбины и паротурбинные установки/И.И. Кириллов, В.А. Иванов, А.И. Кириллов.–Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1978. – 276 с.
3. Теплоэнергетика и теплотехника: Общие вопросы: Справочник / Под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – 2-е изд. перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 608 с.
4. Рыжкин, В.Я. Тепловые электрические станции: Учебник для вузов / В.Я. Рыжкин – Москва: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
5. Рихтер, Л.А. Вспомогательное оборудование тепловых электростанций : учебник / Л.А. Рихтер, Д.П. Елиазаров, В.М. Лавыгин. – Москва: Энергоатомиздат, 1987. – 218 с.
6. Ривкин, С.Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара: Учебник для вузов / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – Москва: Энергоатомиздат, 1980. – 424 с.
7. Паровая турбина К-160-130 ХТГЗ / Под редакцией С.П. Соболева – Москва: Энергия, 1980. – 192 с.
8. Абалаков, Б.В. Монтаж и наладка турбоагрегатов и вспомогательного оборудования машинного зала: Учебник для вузов. – 2-е изд. перераб. и доп. / Б.В. Абалаков, В.П. Банник, Б.И. Резников. – Москва: Энергия, 1976. – 208 с.

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

Политехнический институт
Институт

Тепловые электрические станции
Кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой



подпись

« 08 »

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

07 2020г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

Код – наименование направления

Проект реконструкции Абаканской ТЭЦ

Тема

Руководитель


08.07.20
Подпись, дата

Доцент, к.т.н.

Должность, ученая степень

Л.Н. Подборский

Инициалы, фамилия

Выпускник


08.07.20
Подпись, дата

О.Ю. Нестеров

Инициалы, фамилия

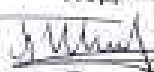
Тех. контроль


08.07.2020
Подпись, дата

Е.А. Бойко

Инициалы, фамилия

Нормоконтролер


08.07.2020
Подпись, дата

П.В. Шишмарев

Инициалы, фамилия

Красноярск 2020