

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

# Политехнический институт институт

## Тепловые электрические станции

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой

---

подпись инициалы, фамилия  
«        » \_\_\_\_\_ Е.А. Бойко  
2019 г.

## **БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

## 13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код – наименование направления

Проект реконструкции Усть-Илимской ТЭЦ

тема

Руководитель	<u>к.т.н, доцент</u>	<u>П.В. Шишмарев</u>
	<u>подпись, дата</u>	<u>инициалы, фамилия</u>
Выпускник	<u>должность, ученая степень</u>	<u>В.А. Рыков</u>
	<u>подпись, дата</u>	<u>инициалы, фамилия</u>
Тех. контроль	<u>подпись, дата</u>	<u>С.А. Михайленко</u>
Нормоконтролер	<u>подпись, дата</u>	<u>П.В. Шишмарев</u>
		<u>инициалы, фамилия</u>

Красноярск 2019

## **РЕФЕРАТ**

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект реконструкции Усть-Илимской ТЭЦ» содержит 54 страницы текстового документа, 15 использованных источников, 4 листа графической части.

**ПАРОВАЯ ТУРБИНА, ПРИКЛЮЧЕННАЯ ТУРБИНА, ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ ТЕПЛОВАЯ СХЕМА, ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ, ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ, ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ВОДОСНАБЖЕНИЯ ДЛЯ ОБЪЕКТА РАСШИРЕНИЯ**

Объектом реконструкции является турбина Р-50-130/13 на Усть-Илимской ТЭЦ.

Цель реконструкции:

- увеличение установленной электрической и тепловой мощности станции;
- повышение максимального использования турбины Р-50-130/13;
- увеличение экономичности станции;

В дипломном проекте произведён анализ перевода турбины в приключенный режим со следующими начальными параметрами пара: давление – 1,5 МПа, температура – 275 °C, с питанием от коллектора производственного пара. В соответствии с необходимыми требованиями, рассчитана тепловая схема с внесёнными в неё изменениями. Определены основные технико-экономические показатели.

В дополнение к проекту был выполнен расчет системы обратного водоснабжения, целью которого являлось проектирование новой башенной градирни и определение ее основных параметров: скорости воздуха и температуру охлаждающей воды, а также дано экономическое обоснование выполнения предложенной реконструкции.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1 Экономическая часть .....	5
1.1 Экономическое обоснование выбора состава основного оборудования ..	5
1.2 Расчет проектной себестоимости .....	5
1.3 Расчет себестоимости единицы тепловой и электрической энергии .....	8
1.4 Оценка экономической эффективности капитальных вложений .....	9
2 Расчетная часть.....	13
2.1 Описание турбины Р-50-130/13.....	13
2.2 Описание принципиальной действующей тепловой схемы блока Р-50-130/13 .....	15
2.3 Описание приключенной турбины ПТ-45-15 .....	18
2.4 Характеристика принципиальной тепловой схемы .....	19
2.5 Расчет принципиальной тепловой схемы турбины Р-50-130/13 и приключенной турбины ПТ-45-15 .....	21
2.6 Расчет технико-экономических показателей .....	34
2.7 Выбор оборудования в пределах тепловой схемы .....	36
3 Охрана окружающей среды .....	40
3.1 Влияние ТЭЦ на окружающую среду.....	40
3.2 Расчет сточных вод.....	41
4 Индивидуальное задание.....	44
4.1 Описание проблемы .....	44
4.2 Варианты подключения градирен.....	44
4.3 Выбор оптимального варианта градирни.....	45
4.4 Расчет градирни .....	45
Заключение .....	52
Список использованных источников .....	53

## **ВВЕДЕНИЕ**

Характерной особенностью энергетики последних лет является постоянное снижение отпуска тепла паровых турбин. Из анализа показателей работы ТЭЦ видно, что больше всего снизилась потребность в отпуске пара на нужды промышленных предприятий, а это, как правило, приводит к заметному снижению экономических и эксплуатационных показателей станции. Вследствие этого основное оборудование простаивает. Следует отметить, что простой оборудования тоже требует поддержания его в рабочем состоянии, а это, в свою очередь, требует затрат.

Усть-Илимская ТЭЦ расположена в городе Усть-Илимске Иркутской области на площадке Усть-Илимского лесопромышленного комплекса. По выработки энергии данная станция является комбинированного типа. Станция обеспечивает тепловой нагрузкой отопление, вентиляцию, горячее водоснабжения города. Помимо этого, ранее пар еще отбирался с противодавленческой турбины т/а ст.№4 Р-50-130/13 на нужды лесопромышленного комплекса группы “Илим”. Спустя время, предприятие установило себе собственный источник тепла – котельную, по причине которой уже нет необходимости использовать пар, отпускаемый с У-ИТЭЦ. Чтобы не выводить данную турбину из строя, предлагается альтернатива, заключающаяся в максимальном использовании пара, отпускаемого на данную турбину. Для этого был рассмотрен вариант установки приключенной турбины, работающей на отработанном паре после турбины типа Р. Оптимальным вариантом подключения будет являться установка турбины с регулируемым отопительным отбором – ПТ-45-15 при отопительной нагрузке 108 Гкал/ч и электрической мощностью 37,5 МВт, за счет которой повышается как электрическая мощность станции, так и ее тепловая нагрузка.

## **1 Экономическая часть**

### **1.1 Экономическое обоснование выбора состава основного оборудования**

В настоящее время потребители промышленного пара отсутствуют, что является причиной ограничения электрической мощности по группе 50 МВт. Ограничения носят сезонный характер и зависят от отпуска тепловой энергии потребителям.

С целью снижения ограничений установленной электрической мощности по группе 50 МВт необходимо задействовать мощности производственных отборов турбин Р-50-130/13.

По параметрам и расходу мятого пара, выбираем подходящую приключенную паровую турбину марки ПТ-45-15, производства УТЗ.

### **1.2 Расчет проектной себестоимости**

#### **1.2.1 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией**

Необходимо рассчитать себестоимость электрической энергии на проектируемую приключенную паровую турбину марки ПТ-45-15.

Эксплуатационные расходы в проектных технико-экономических расчетах, группируются в укрупненные статьи калькуляции, млн. руб./год [3]:

$$U_{\Theta} = U_{\text{т}} + U_{\text{зп}} + U_{\text{а}} + U_{\text{тр}} + U_{\text{пр}}, \quad (1)$$

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;

#### **1.2.2 Расчёт затрат на топливо**

Удельный расход условного топлива на производство электроэнергии посчитан в технической части проекта и составляет 0,27 кг у.т./(кВт·ч) или 0,27 т у.т./(МВт·ч).

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

$$B_{\text{тэц}} = B_{\text{гв}} + B_{\text{э}}, \quad (2)$$

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

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

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

$$B_{\text{э}} = b_{\text{э}} + W_{\text{г.выр}}, \quad (3)$$

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

$$W_{\text{г.выр}} = N_y + T_{\text{уст}}, \quad (4)$$

где  $N_y$  – установленная мощность блока, МВт;

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

$$W_{\text{г.выр}} = \frac{37,5 \cdot 235 \cdot 24 + 45 \cdot 24(365 - 235)}{1000} = 351,9.$$

$$B_{\text{э}} = 0,27 \cdot 351,9 = 95,013$$

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

$$B_{\text{гв}} = b_{\text{э}} \cdot Q_{\text{гв}}, \quad (5)$$

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

$$Q_{\text{гв}} = N_{\text{гв}} \cdot T_{\text{гв}} \cdot 10^{-3}, \quad (6)$$

где  $N_{\text{гв}}$  – тепловая нагрузка потребителей, Гкал/час;

$T_{\text{гв}}$  – число часов использования максимума тепловой нагрузки, час/год.

$$Q_{\text{гв}} = 108 \cdot 235 \cdot 24 \cdot 10^{-3} = 609,12,$$

$$B_{\text{гв}} = 0,183 \cdot 609,12 = 111,469,$$

$$B_{\text{тэц}} = 111,469 + 95,013 = 206,482.$$

Затраты на топливо, млн. руб./год:

$$U_{\text{т}} = \text{Ц} \cdot B_{\text{тэц}} \cdot 10^{-3}, \quad (7)$$

где Ц – цена условного топлива, руб./т у.т., по данным У-ИТЭЦ.

$$U_{\text{т}} = 805 \cdot 206,482 \cdot 10^{-3} = 166,218$$

### **1.2.3 Расходы на оплату труда**

Для приближенных расчетов заработной платы по станции можно использовать формулу, млн.руб/год:

$$U_{\text{зп}} = N_y \cdot n_y \cdot \Phi_{\text{зп}} \cdot 10^{-6}, \quad (8)$$

где  $n_y$  – штатный коэффициент, чел./МВт;

$\Phi_{\text{зп}}$  – средняя зарплата одного работника за год, руб. (по данным У-ИТЭЦ).

$$U_{\text{зп}} = 45 \cdot 1 \cdot 360000 \cdot 10^{-6} = 16,2.$$

### **1.2.4 Амортизационные отчисления**

Размер амортизационных отчислений, млн. руб./год:

$$U_a = K \cdot H_a, \quad (9)$$

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

$K$  – капитальные вложения в приключенную турбину, млн. руб.

$$K = K_{\text{ам}} \cdot \frac{d_{\text{кр}}}{d_{\text{perm}}}, \quad (10)$$

где  $K_{\text{ам}}$  – капитальные вложения в аналогичную турбину ПТ-45-15 на Пермской ТЭЦ, млн.руб.;

$d_{\text{кр}}$  – поправочный коэффициент к стоимости промышленного строительства для Иркутской области;

$d_{\text{perm}}$  – поправочный коэффициент к стоимости промышленного строительства для Пермского края.

$$K = 2600 \cdot \frac{1,13}{1,1} = 2670,9,$$

$$U_a = 2670,9 \cdot \frac{6,7}{100} = 178,951.$$

### **1.2.5 Расходы по ремонтному обслуживанию**

Расходы по ремонту, млн. руб./год:

$$U_{\text{тр}} = K \cdot H_{\text{тр}}, \quad (11)$$

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

$$U_{\text{тр}} = 2670,909 \cdot \frac{5}{100} = 133,545,$$

### **1.2.6 Прочие расходы**

К прочим расходам относятся:

- общехозяйственные и общестанционные расходы;
- расходы по охране труда и техники безопасности;
- налоги и сборы;
- плата за землю
- и др.

Их величина принимается 20 – 30 % от суммарных затрат на амортизацию, ремонт и зарплату, с учётом страховых взносов, млн. руб./год:

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (U_a + U_{\text{тр}} + U_{\text{зп}}) + \text{СОЦ}, \quad (12)$$

где СОЦ – страховые взносы во внебюджетные фонды, рассчитываемые по ставке 30% от расходов на оплату труда, млн. руб./год.

$$\text{СОЦ} = 0,3 \cdot 16,2 = 4,86,$$

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (178,951 \cdot 133,545 \cdot 16,2) + 4,86 = 70,599.$$

Эксплуатационные расходы составляют, млн. руб./год:

$$U_{\text{з}} = 166,218 \cdot 16,2 + 178,951 + 133,545 + 70,599 = 565,514.$$

### **1.3 Расчет себестоимости единицы тепловой и электрической энергии**

Годовой отпуск электроэнергии с шин станции, МВт·ч:

$$W_{\text{г.отп}} = W_{\text{г.выр}} \cdot (1 - a_{\text{сн.бл}}), \quad (13)$$

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

$a_{\text{сн.бл}}$  – коэффициент использования электроэнергии на собственные нужды одного блока.

$$W_{\text{г.вып}} = 351,9 \cdot (1 - 0,067) = 328323.$$

Себестоимость отпущеной электроэнергии, руб./кВт·ч:

$$U_{\text{отп}}^{\mathcal{E}} = \frac{U_{\mathcal{E}}}{W_{\text{г.отп}}}, \quad (14)$$

$$U_{\text{отп}}^{\mathcal{E}} = \frac{565,514 \cdot 10^3}{328323} = 1,722.$$

Себестоимость выработанной электроэнергии, руб./кВт·ч:

$$U_{\text{отп}}^{\mathcal{E}} = \frac{U_{\mathcal{E}}}{W_{\text{г.вып}}}, \quad (15)$$

$$U_{\text{отп}}^{\mathcal{E}} = \frac{565,514 \cdot 10^3}{351900} = 1,607.$$

Себестоимость отпуска тепловой энергии, руб./Гкал:

$$U_{\text{отп}}^T = \frac{U_T}{Q_{\text{ГВ}}}, \quad (16)$$

$$U_{\text{отп}}^T = \frac{166,218 \cdot 10^6}{609120} = 272,882.$$

#### **1.4 Оценка экономической эффективности капитальных вложений**

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

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

$$NPV = \sum_{n=0}^n [\Delta_{\mathcal{E}/\mathcal{T}} + U_{\text{ам}}] \cdot \frac{1}{(1+0,169)^n} - K, \quad (17)$$

где  $\Delta_{\mathcal{E}/\mathcal{T}}$  – прибыль от продаж электроэнергии, млн.руб./год;

$\Delta_T$  – прибыль от продажи тепловой энергии, млн.руб./год;

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

$K$  – капитальные вложения, млн.руб./год;

$n$  – текущий год.

Прибыль от продажи электроэнергии, млн.руб./год, определяется по формуле:

$$\Delta_{\text{э/э}} = 0,8 \cdot (T_{\text{ср}} - U_{\text{отп}}^{\text{э}}) \cdot W_{\text{г.отп}} \cdot 10^{-6}, \quad (18)$$

где  $U_{\text{отп}}^{\text{э}}$  – себестоимость отпущененной электрической энергии, руб./(МВт ч);

$W_{\text{г.отп}}$  – годовой отпуск электрической энергии с шин станции, МВт ч;

$T_{\text{ср}}$  – средняя тарифная ставка на электрическую энергию, руб./(МВт ч).

$$T_{\text{ср}} = \frac{12 \cdot T_{\text{м}} \cdot N_y + T_{\text{э}} \cdot W_{\text{г.отп}}}{W_{\text{г.отп}}}, \quad (19)$$

где  $T_{\text{м}}$  – цена на мощность, руб./МВт (в месяц), по данным У-ИТЭЦ составляет 448782,75 руб./МВт (в месяц);

$T_{\text{э}}$  – цена на электрическую энергию, руб./(МВт ч), по данным У-ИТЭЦ составляет 1,59 тыс. руб./МВт.

$$T_{\text{ср}} = \frac{12 \cdot 448782,75 \cdot 45 + 1590 \cdot 328322,7}{328322,7} = 2328,123.$$

$$\Delta_{\text{э/э}} = 0,8 \cdot (2328,123 - 1607) \cdot 328322,7 \cdot 10^{-6} = 189,401.$$

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

$$\Delta_{\text{т/э}} = (\Pi_{\text{т}} - U_{\text{отп}}^{\text{т}}) \cdot Q_{\text{гв}}, \quad (20)$$

где  $\Pi_{\text{т}}$  – тариф на тепловую энергию на рынке составляет 575.00 руб./Гкал;

$U_{\text{отп}}^{\text{т}}$  – себестоимость отпущенной тепловой энергии, руб./Гкал;

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

$$\Delta_{\text{т/э}} = (575 - 272,882) \cdot 609,12 \cdot 10^{-3} = 184,026. \quad (21)$$

Результаты расчета срока окупаемости капитальных вложений в проект расширения У-ИТЭЦ сведены в таблицу 1.

Таблица 1 – Оценка экономической эффективности капитальных вложений

Наименование величины/год	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Денежный поток от инвестиционной деятельности компании, млн. руб.	-2671	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Денежный поток по основной деятельности, млн. руб.	0	473,47	473,47	473,47	473,47	473,47	473,47	473,47	473,47	473,47	473,47
Амортизационные отчисления, млн. руб.	0	178,95	178,95	178,95	178,95	178,95	178,95	178,95	178,95	178,95	178,95
Доход от реализации з/э, млн. руб.	0	189,4	189,4	189,4	189,4	189,4	189,4	189,4	189,4	189,4	189,4
Доход от реализации т/э, млн. руб.	0	180,03	180,03	180,03	180,03	180,03	180,03	180,03	180,03	180,03	180,03
Чистый денежный поток, млн. руб.	-2671	473,47	473,47	473,47	473,47	473,47	473,47	473,47	473,47	473,47	473,47
Коэффициент дисконтирования $\frac{1}{(1+0,1)^n}$	1	0,909	0,826	0,751	0,683	0,621	0,564	0,513	0,466	0,424	0,385
Чистый денежный поток нарастающим итогом, млн. руб.	-2671	-2197,44	-1723,97	-1250,40	-777,03	-303,56	169,92	643,39	1116,86	1590,33	2063,80
Дисконтированный денежный поток, млн. руб.	-2671	430,43	391,30	355,73	323,39	293,99	267,26	242,97	220,88	200,70	182,54
Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом, млн. руб.	-2671	-2240,48	-1849,18	-1493,46	-1170,07	-876,08	-608,82	-365,86	-144,98	55,82	238,36

Так как ЧДД нарастающим итогом становится больше нуля в девятом году, следовательно, срок окупаемости проекта составляет примерно девять лет.

## **2 Расчетная часть**

### **2.1 Описание турбины Р-50-130/13**

Паровая противодавленческая турбина типа Р-50-130/13 представляет собой одноцилиндровый агрегат с одновенечной регулирующей ступенью и 16-ю ступенями давления номинальной мощностью 50000 кВт. (50 МВт). Частота вращения ротора 3000 об/мин.

Турбина рассчитана на работу при следующих основных параметрах, приведенных в таблице 2.

Таблица 2 – Основные параметры турбины

Наименование величины	Значение
Номинальная мощность, МВт	50
Номинальный расход свежего пара, т/ч	480
Максимальный расход свежего пара, т/ч	485
Начальная температура пара, °С	555
Начальное давление пара, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	12,75 (130)
Давление отбора на промышленного потребителя, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	0,686 (7) – 2,05 (21)
Давление отбора на ПВД№3, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	3,63 (37)
Давление отбора на ПВД№2, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	2,16 (22)
Давление отбора на ПВД№1, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	Зависит от поддерживаемого противодавления
Давление в выхлопном патрубке, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	0,686 (7) – 2,05 (21)

Ротор турбины цельнокованый, расчетная критическая частота вращения 1790 об/мин, с ротором генератора соединяется жесткой муфтой, действительные критические числа оборотов 1100, 1800, 2250 об/мин.

Турбина имеет сопловое парораспределение. Свежий пар подводится к отдельно стоящей паровой коробке, в которой расположен клапан автозатвора, откуда пар по перепускным трубам поступает к 4-м регулирующим клапанам, расположенным в паровых коробках, вваренных в переднюю часть цилиндра. Пятый перегрузочный клапан перепускает пар с камеры регулирующей ступени в камеру за 4-ю ступень.

Четвертый регулирующий клапан открывается одновременно с пятым перегрузочным, перепускающий пар из камеры регулирующей ступени в камеру за 4-ю ступень. В камере регулирующей ступени, начиная с момента

открытия перегрузочного клапана, устанавливается постоянное давление равное 100 кгс/см<sup>2</sup>.

Контролем в эксплуатации является предельное давление в камере перегрузочного клапана (за 4-й ступенью).

Фикспункт турбины расположен на раме заднего подшипника турбины, тепловое расширение цилиндра происходит в сторону переднего стула.

На маслопроводах установлена стальная арматура, обеспечивающая плотное соединение фланцевых разъемов, для предотвращения самопроизвольного ослабления креплений арматуры выполнено стопорение гаек с помощью граверных шайб.

Турбина снабжена гидравлической системой регулирования, а также устройством защит, обеспечивающих останов турбины при возникновении аварийных режимов работы.

Турбина снабжена ограничителем мощности (ОМ), при необходимости ограничивающим открытие регулирующих клапанов. Действие ОМ одностороннее, он не препятствует закрытию регулирующих клапанов при повышении частоты или снижении нагрузки.

Турбина снабжена автоматом безопасности, состоящим из 2-х бойков, каждый из которых, срабатывает при достижении частоты вращения 10% и 12 % сверх 3000 об/мин., чем вызывается закрытие стопорного, регулирующих и обратных клапанов отборов. Обеспечена возможность повторного открытия стопорного клапана при снижении частоты вращения до 3030 об/мин.

Турбина снабжена электромагнитным выключателем, при срабатывании которого закрывается стопорный, регулирующие и обратные клапана отборов.

Турбина снабжена следующими защитами:

- 1) от повышения числа оборотов сверх 3300÷3360 об/мин;
- 2) дополнительной защитой от повышения числа оборотов сверх 3420÷3480 об/мин (при перемещении муфты регулятора скорости на 11 мм);
- 3) от осевого сдвига ротора в сторону генератора выше 1,2 мм в сторону переднего подшипника 1,7 мм;
- 4) от падения давления масла в системе смазки ниже 0,3 кгс/см<sup>2</sup>;
- 5) от недопустимого перепада давления на последней ступени свыше 5,5 кгс/см<sup>2</sup>;
- 6) от понижения температуры острого пара ниже 500 °C;
- 7) от понижения уровня в демпферном баке уплотнений генератора 470 мм с выдержкой времени 20 сек;

8) от повышения вибрации опор подшипников  $11,2 \text{ мм. с}^{-1}$ .

Продольный разрез турбины Р-50-130/13 изображен на рисунке 1.

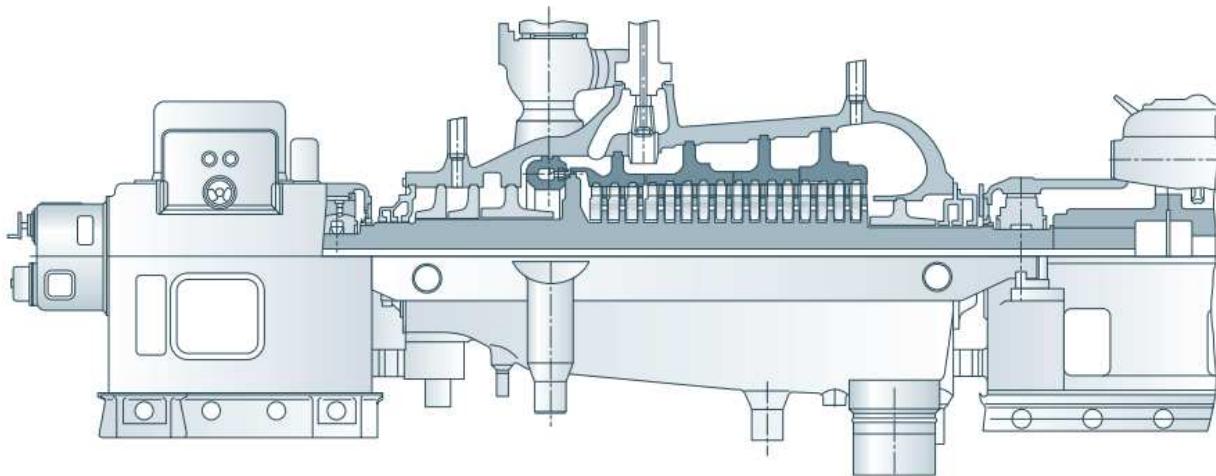


Рисунок 1 – Продольный разрез турбины Р-50-130/13

## 2.2 Описание принципиальной действующей тепловой схемы блока Р-50-130/13

Принципиальная действующая тепловая схема, изложенная на рисунке 1 и на первом листе графической части, состоит из однобарабанного, вертикально-водотрубного котла с естественной циркуляцией БКЗ-420-140, предназначенного для сжигания бурого угля с жидким шлакоудалением и противодавленческой турбины Р-50-130/13 с генератором ТВФ-60-2.

Турбина имеет 3 нерегулируемых отборов пара на подогреватели высокого давления, деаэратор и на промышленного потребителя.

Система регенерации состоит из трех подогревателей высокого давления и деаэратора.

Принципиальная действующая тепловая схема с турбиной Р-50-130/13 представлена на рисунке 2.

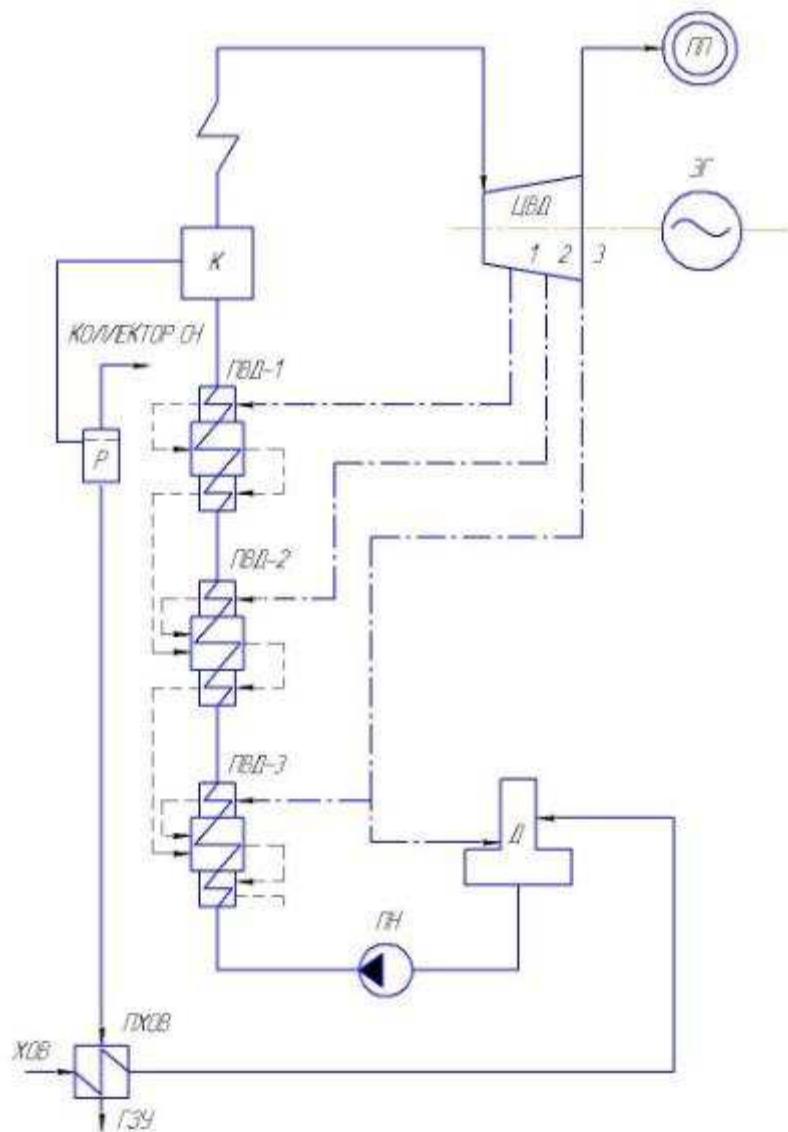


Рисунок 2 – Принципиальная действующая тепловая схема

### 2.2.1 Деаэраторная установка

Деаэратор повышенного давления рассчитан на абсолютное давление 0,6 – 0,8 МПа и на максимальный расход пара на турбину  $D_0 = 485$  т/ч. На блоках установлен бак-аккумулятор (емкостью 120 м<sup>3</sup>) с деаэрационными колонками типа ДСП – 500 (производительностью по 500 т/час). Греющим паром деаэраторов является пар третьего отбора. Техническая характеристика деаэраторной колонки приведена в таблице 3.

Таблица 3 – Технические характеристики деаэраторной установки

Наименование параметра	Значение
Номинальная производительность, кг/с	111,1
Рабочее давление, МПа	0,69

Окончание таблицы 3

Наименование параметра	Значение
Пробное гидравлическое давление, МПа	1,0
Рабочая температура, °С	164,2

## 2.2.2 Питательные насосы

На блоке установлен питательный насос типа ПЭ-580-185-2. Характеристика насоса приведена в таблице 4.

Таблица 4 – Основные характеристики насосов

Тип	ПЭ-580-185-2
Производительность, м <sup>3</sup> /час	580
Давление в приемном патрубке, ата	6,7
Давление в напорном патрубке, ата	206,7
Частота вращения ротора, об/мин	2980
Диапазон работы насоса, м <sup>3</sup> /час	130 – 430

Привод ПЭН осуществляется от асинхронного электродвигателя типа АТД/АС – 4000 (насос ПЭ – 430 – 200), мощностью 4000 кВт. Электродвигатель ПЭН питаются от трехфазной сети напряжением 6000 В.

## 2.2.3 Регенеративная установка

Регенеративная установка предназначена для подогрева питательной воды паром, отбираемым из промежуточных ступеней турбины, и состоит из трех поверхностных подогревателей высокого давления (ПВД) №1, 2, 3, рассчитанных для последовательного подогрева воды в количестве около 105 % от максимального расхода пара на турбину.

Каждый ПВД снабжен регулирующим клапаном отвода конденсата, электронным регулятором уровня, действующим на регулирующий клапан отвода конденсата и поддерживающий заданный уровень конденсата в подогревателе.

Конденсат греющего пара ПВД каскадно сливаются с ПВД-3, 2 в ПВД-1 далее в Д-7 ата. При малых нагрузках слив конденсата из ПВД-1 переводится на ПН-300.

На ПВД установлено групповое защитное устройство, состоящее из впускного клапана на входе питательной воды в ПВД-1, обратного клапана на выходе питательной воды из ПВД-3, для посадки впускного клапана к его

сервоприводу подведён трубопровод ХОВ с установленными на нем двумя автоматическими клапанами. Защитное устройство отключает группу ПВД и направляет питательную воду по байпасам (двум) в случае повышения уровня конденсата в корпусе любого из ПВД, выше установленного.

Характеристики подогревателей (ПВД) приведены в таблице 5.

Таблица 5 – Характеристики подогревателей высокого давления

Наименование	ПВ-500-230-50 ПВД № 3	ПВ-500-230-30 ПВД № 2	ПВ-500-230-44 ПВД № 1
Общая поверхность подогревателя, м <sup>2</sup>	500	500	500
Номинальный расход воды, кг/с	178	178	178
Расчетный тепловой поток, МВт	20,6	23,8	15,3
Максимальная температура пара, °С	400	400	400
Гидравлическое сопротивление при номинальном расходе воды, МПа	0,11	0,24	0,24
Габаритные размеры (высота), мм	9300	9300	9300
Диаметр корпуса, мм	2260	2260	2290

### 2.3 Описание приключенной турбины ПТ-45-15

Паровая турбина с регулирующими отопительными отборами пара на теплофикацию или производство типа ПТ-45-15 представляет собой одноцилиндровый агрегат. При отопительной отопительной нагрузке, составляющей 108 Гкал/ч, электрическая мощность составляет 37,5 МВт.

Турбина рассчитана на работу при следующих основных параметрах, приведенных в таблице 6.

Таблица 6 – Основные параметры турбины

Наименование величины	Значение
Номинальная мощность, МВт	45
Номинальный расход свежего пара, т/ч	300
Начальная температура пара, °С	275
Начальное давление пара, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	1,47 (15)
Давление отбора на сетевой подогреватель, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	0,18 (1,82)
Давление отбора на ПНД, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	0,18 (1,82)
Давление в конденсаторе, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	0,006 (0,06)

Продольный разрез турбины ПТ-45-15 изображен на рисунке 3.

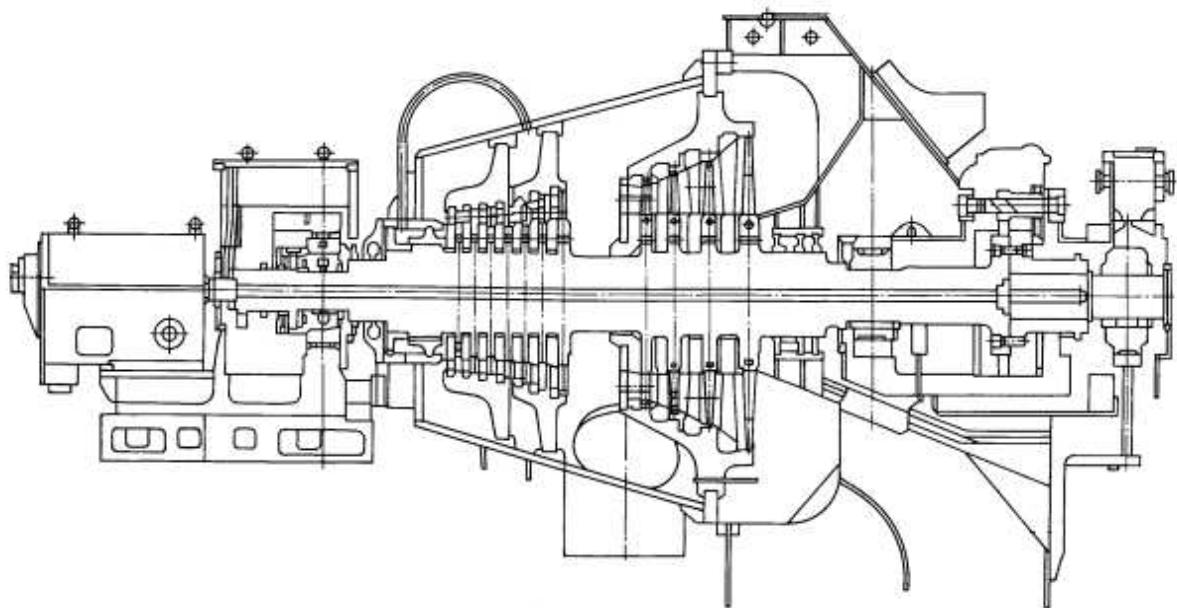


Рисунок 3 – Продольный разрез турбины ПТ-45-15

#### 2.4 Характеристика принципиальной тепловой схемы

Основные технические характеристики турбины приведены в таблице 7.

Таблица 7 – Основные технические характеристики турбин Р-50-130/13 и ПТ-45-15

Наименование показателя	Обозначение и принимаемое значение
Номинальная электрическая мощность, кВт	$W_3 = 87500$
Максимальная отопительная нагрузка, кВт	$Q_{\text{от}}^{\max} = 175000$
Тепловая мощность отопительных отборов, кВт	$Q_{\text{от}}^{\text{баз}} = 122500$

Таблица 8 – Основные параметры турбины Р-50-130/13:

Наименование показателя	Обозначение и принимаемое значение
Начальное давление пара, МПа	$P_0 = 12,75$
Начальная температура пара, °С	$t_0 = 555$
Давление в выхлопном патрубке, МПа	$P_{\text{вых}} = 1,6$
Давление пара в регенеративных отборах, МПа: – Первый отбор – Второй отбор – Третий отбор	$P_{\text{от1}} = 3,62$ $P_{\text{от2}} = 2,16$ $P_{\text{от3}} = 1,6$

## Окончание таблицы 8

Наименование показателя	Обозначение и принимаемое значение
Расчетные значения внутреннего относительного КПД:	$\eta_{oi}^{осн} = 83\%$
КПД дросселирования по отсекам:	$\eta_{dp}^{осн} = 94,9\%$

Таблица 9 – Основные параметры приключенной турбины ПТ-45-15:

Наименование показателя	Обозначение и принимаемое значение
Начальное давление пара, МПа	$P_0 = 1,5$
Начальная температура пара, °С	$t_0 = 275$
Давление в конденсаторе, МПа	$P_k = 0,006$
Давление пара в регенеративных отборах, МПа: – Четвертый отбор	$P_{от4} = 0,182$
Расчетные значения внутреннего относительного КПД:	$\eta_{oi}^{\text{прикл}} = 85,2\%$
КПД дросселирования по отсекам:	$\eta_{dp}^{\text{прикл}} = 95\%$

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

Потери давления в регулируемых органах турбины (на входе в ЦВД) равны 5 %.

Потери давления в перепускных трубах составляют 2 %.

Потери давления пара от отбора до подогревателя составляют 5 %.

Недогрев воды до температуры насыщения в ПВД  $\vartheta_{пвд} = 3$  °С

Недогрев воды до температуры насыщения в ПНД  $\vartheta_{пнд} = 6$  °С

КПД подогревателей поверхностного типа  $\eta_{то} = 0,98$ .

Температура химически очищенной воды  $t_{хов} = 30$  °С.

Расход пара на собственные нужды турбинного цеха составляет 0,02 расхода пара на турбину; котельного цеха – 0,012 расхода пара на турбину.

Расход пара на уплотнения составляет 0,01 расхода пара на турбину; на утечки – 0,02 расхода пара на турбину.

Температурный график сети для г. Усть-Илимска принимаем 130/70 °С.

Принципиальная схема турбина Р-50-130/13 и приключенной турбины ПТ-45-15 изображен на рисунке 4.

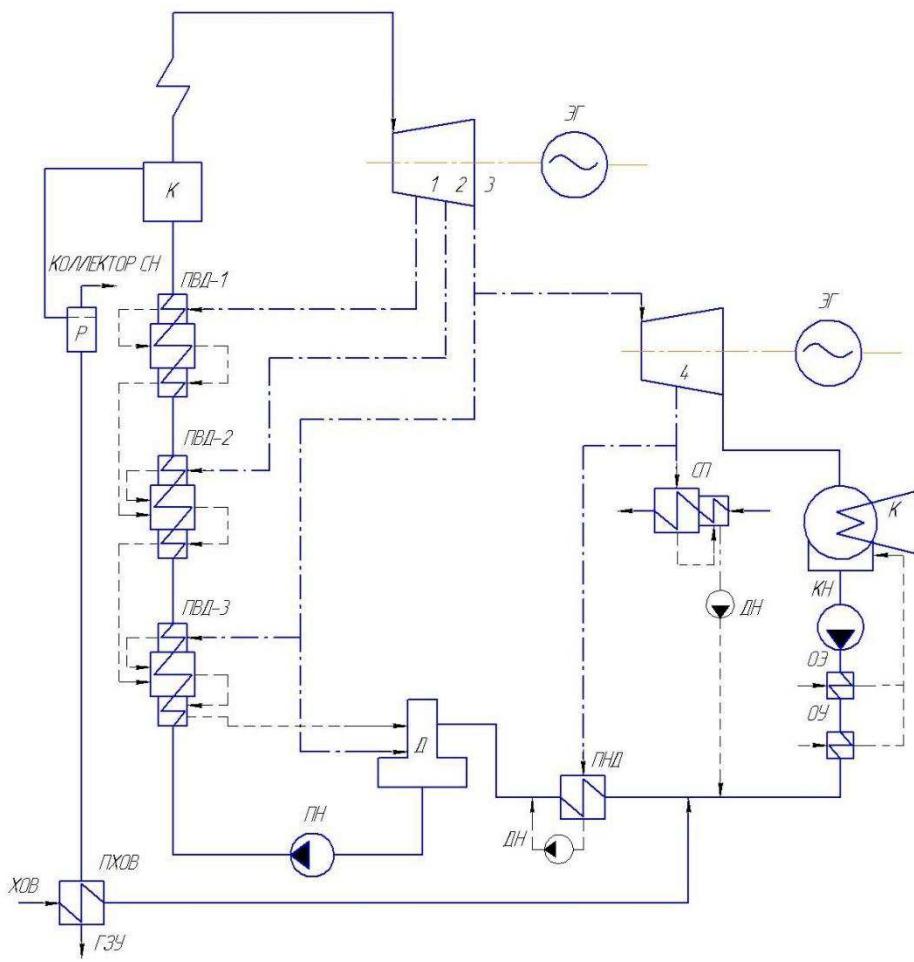
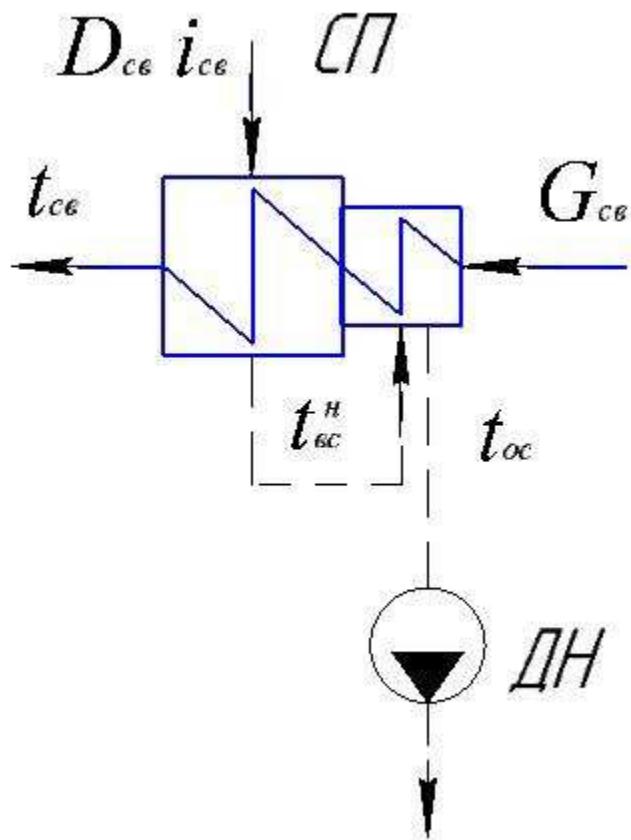


Рисунок 4 – Принципиальная схема турбины Р-50-130/13 и приключенной турбиной ПТ-45-15

## 2.5 Расчет принципиальной тепловой схемы турбины Р-50-130/13 и приключенной турбины ПТ-45-15

### 2.5.4 Расчет установки по подогреву сетевой воды

В блоке предусмотрен отпуск тепла для отопления и горячего водоснабжения для левобережной части города Усть-Илимска. Расчетная схема подогрева сетевой воды представлена на рисунке 5. Схема состоит из сетевого подогревателя поверхности типа. Пар на сетевой подогреватель подается из IV отбора приключенной турбины. Дренаж греющего пара сетевого подогревателя каскадно сливается в основной конденсат и направляется в деаэрационную установку. Температурный график 130/70.



СП – сетевой подогреватель; ДН – дренажный насос

Рисунок 5 – Схема подогрева сетевой воды

Расход сетевой воды, кг/с:

$$G_{\text{cb}} = \frac{Q_{\text{от}}^{\max}}{C_B \cdot \Delta t} = \frac{175000}{4,186 \cdot (130 - 70)} = 696,767. \quad (22)$$

где  $C_B$  – теплоемкость воды, кДж/(кг·°С);

$\Delta t$  – разница температур подающей и обратной сетевой воды, °С.

Коэффициент теплофикации:

$$\alpha = \frac{Q_{\text{от}}^{\text{баз}}}{Q_{\text{от}}^{\max}} = \frac{125}{175} = 0,7. \quad (23)$$

Температура сетевой воды после сетевого подогревателя, °С:

$$t_{\text{cb}} = 115,4 \quad (24)$$

Энталпия насыщенного конденсирующего пара сетевого подогревателя, кДж/кг:

$$\bar{t}_{\text{cb}}^h = 492,739 \quad (25)$$

## 2.5.5 Построение процесса расширения пара в турбине К-215-130 в i-s диаграмме

Процесс строится с учетом потерь давления в регулирующих органах турбины в соответствии с начальными и конечными параметрами (см. таблицу 7).

Точка  $A_0$  находится на i-s диаграмме по начальным и конечным параметрам пара. С учетом дросселирования пара в регулирующих органах ЦВД давление пара на входе в проточную часть составляет, МПа:

$$P'_0 = P_0 \cdot \eta_{\text{др}}^{\text{осн}} = 12,75 \cdot 0,95 = 12,1. \quad (26)$$

Теоретический процесс расширения пара от давления  $P'_0$  до давления  $P_1$  соответствующего давлению в первом отборе, изображается линией  $A_0B_0$ . При действительном процессе расширения энталпия пара в точке  $B$ , кДж/кг:

$$\begin{aligned} i_B = i_{A_0} - (i_{A_0} - i_{B_0}) \cdot \eta_{oi}^{\text{осн}} &= 3513 - (3513 - 3003,4) \cdot 0,83 = \\ &= 3090,032, \end{aligned} \quad (27)$$

где  $i_{A_0} = 3513$  – энталпия острого пара, кДж/кг;

$i_{B_0} = 3003,4$  – энталпия пара в конце теоретического процесса расширения, кДж/кг.

$\eta_{oi}^{\text{осн}} = 0,83$  – внутренний относительный КПД турбины

Точку С определяем с учетом дросселирования пара в регулирующих органах приключенной турбины, МПа:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{др}}^{\text{прикл}} = 1,6 \cdot 0,95 = 1,5. \quad (28)$$

Энталпия в конденсаторе, кДж/кг:

$$i_d = i_c - (i_c - i_{d_0}) \cdot \eta_{oi}^{\text{прикл}} = 3016,3 - (3016,3 - 2168,4) \cdot 0,852 = 2240,6. \quad (29)$$

где  $i_c = 3016,3$  кДж/кг – энталпия пара после дросселирование для приключенной турбины;

$i_{d_0} = 2168,4$  кДж/кг – теоретическая энталпия пара в конденсаторе;

$\eta_{oi}^{\text{ПРИКЛ}} = 0,852$  внутренний относительный коэффициент полезного действия для приключенной турбины.

Далее аналогично используя значения давления в отборах, находятся на i-s диаграмме энталпии пара в оставшихся точках.

Процесс расширения пара в турбине представлен на рисунке 6.

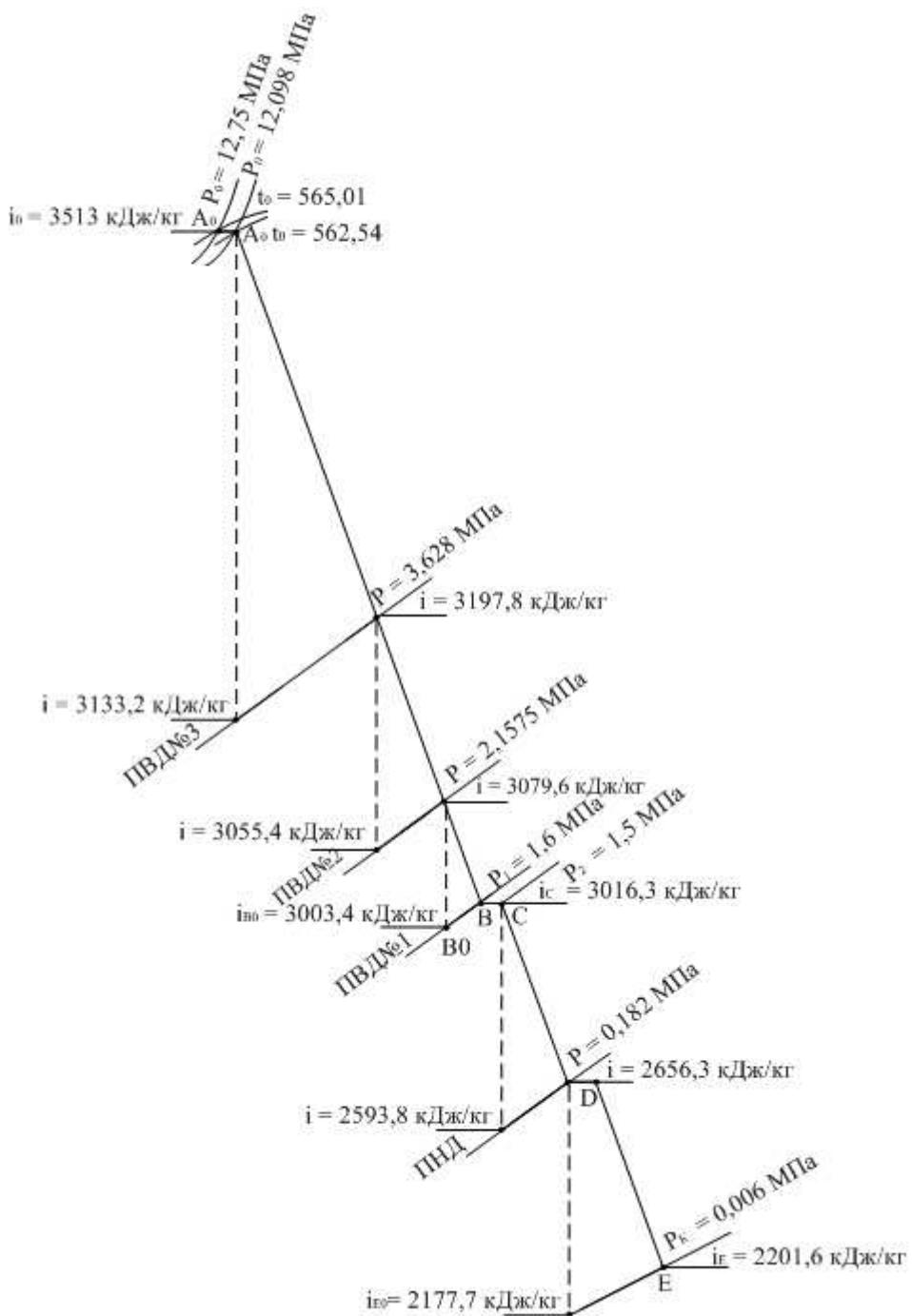


Рисунок 6 – Процесс расширения пара в турбинах Р-50-130 и ПТ-45-15 в i-s диаграмме

Дополнение к п. п. 3:

Определим расход пара на сетевой подогреватель и посчитаем охладитель дренажа, составив 2 уравнения, кг/с:

$$D_{\text{cb}} \cdot (i_{\text{cb}} - t_{\text{bc}}^{\text{H}} \cdot C_{\text{B}}) = G_{\text{cb}} \cdot (t_{\text{cb}} - t_{\text{од}}) \cdot C_{\text{B}}. \quad (30)$$

$$G_{\text{св}} \cdot (t_{\text{од}} - t_{\text{oc}}) \cdot C_{\text{в}} = D_{\text{св}} \cdot (t_{\text{bc}}^{\text{H}} - t_{\text{oc}} + \theta) \cdot C_{\text{в}}. \quad (31)$$

где  $\theta = 15$  – недогрев,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{\text{bc}}^{\text{H}} = 117,4$  – температура на выходе из подогревателя,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{\text{od}} = 70$  – температура воды после охладителя дренажа,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{\text{oc}}$  – температура воды, сливаемой из охладителя дренажа в основной конденсат,  $^{\circ}\text{C}$ .

Посчитав данную систему, состоящую из двух уравнений, определили, что:

$$D_{\text{св}} = 61,166 \text{ кг/с}$$

$$t_{\text{oc}} = 63,995 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

Нагрузка сетевого подогревателя, кВт:

$$Q_{\text{св}} = G_{\text{св}} \cdot \Delta t_{\text{bc}} \cdot C_{\text{в}} = 696,7 \cdot (115,4 - 70) \cdot 4,186 = 132416,667. \quad (32)$$

## 2.5.6 Определение параметров по элементам схемы

Определение параметров по элементам схемы показывается на примере подогревателя высокого давления ПВД-1.

Давление пара в отборе турбины на ПВД-1 при номинальном режиме работы турбины:  $P_1 = 3,63 \text{ МПа}$ .

С учетом потерь по тракту от турбины до подогревателя давление в ПВД-1 составит, МПа:

$$P_{\text{пвд1}} = P_1 \cdot 0,95 = 3,63 \cdot 0,95 = 3,45. \quad (33)$$

Температура насыщения греющего пара,  $^{\circ}\text{C}$ :

$$t_{\text{пвд1}}^{\text{H}} = 241,69.$$

Энталпия конденсата греющего пара, кДж/кг:

$$\bar{t}_{\text{пвд1}}^{\text{H}} = 1045,58.$$

Температура питательной воды за подогревателем с учетом недогрева,  $^{\circ}\text{C}$ :

$$t_{\text{пвд1}} = t_{\text{пвд1}}^{\text{H}} - \vartheta_{\text{пвд}} = 241,69 - 2 = 239,69. \quad (34)$$

Энталпия питательной воды за подогревателем, кДж/кг:

$$\bar{t}_{\text{пвд1}} = t_{\text{пвд1}} \cdot C = 239,69 \cdot 4,186 = 1003,33. \quad (35)$$

Энталпия греющего пара на ПВД-1 (из i-s диаграммы) составит, кДж/кг:

$$i_1 = 3197,7.$$

Использованный теплоперепад в турбине до отбора, кДж/кг:

$$h_{\text{пвд1}} = i_0 - i_1 = 3513 - 3197,8 = 315,2. \quad (36)$$

Аналогично рассчитываются параметры по другим элементам схемы, результаты расчета сводятся в таблицу 10.

Таблица 10 – параметры элементов тепловой схемы

Наименование величины	ПВД-1	ПВД-2	ПВД-1	Деаэратор	ПНД	Сетевой подогреватель	Конденсатор
Давление отборного пара, МПа	3,63	2,16	1,6	1,6	0,182	0,182	0,006
Энталпия пара, кДж/кг	3197,8	3079,6	3016,3	3016,3	2656,3	2656,3	2240,6
Давление пара у подогревателя, МПа	3,447	2,05	1,52	0,7	0,173	0,173	0,006
Температура насыщения греющего пара, °C	241,68	213,637	198,924	164,953	115,687	115,687	36,16
Энталпия конденсата греющего пара, кДж/кг	1045,58	914,355	847,548	697,143	485,466	485,466	151,494
Температура воды за подогревателем, °C	239,68	211,637	196,924	164,953	111,687	115,4	36,16
Энталпия воды за подогревателем, кДж/кг	1003,32	885,912	824,324	690,49	467,52	463,336	151,366
Использованный теплоперепад, кДж/кг	315,2	433,4	496,7	496,7	856,7	856,7	1311,4

## 2.5.7 Определение предварительного расхода пара на турбину

Коэффициент недоиспользования мощности отопительных отборов:

$$y_{\text{cb}} = \frac{i_{\text{cb}} - i_{\kappa}}{i_0 - i_{\kappa}} = \frac{2656,3 - 2240,6}{3513 - 2240,6} = 0,327. \quad (37)$$

Принимая коэффициент регенерации  $K_p = 1,1974$  (с последующим уточнением), расход пара на турбину составит, кг/с:

$$D_t = K_p \cdot \left( \frac{W_e}{H_i \cdot \eta_{\text{эм}}} + y_{\text{cb}} \cdot D_{\text{cb}} \right) = 1,1974 \cdot \left( \frac{87500}{1311,4 \cdot 0,98} + 0,327 \cdot 62,45 \right) = 105,452, \quad (38)$$

где  $H_i = 1311,4$  – использованный теплоперепад в турбине, кДж/кг (см. таблицу 9).

## 2.5.8 Баланс пара и конденсата

Расход пара на эжектор принят 0,5 % от расхода пара на турбину, кг/с:

$$D_{\text{эж}} = 0,005 \cdot D_t = 0,005 \cdot 105,452 = 0,527. \quad (39)$$

Расход пара на уплотнения турбины, кг/с:

$$D_{\text{упл}} = 0,01 \cdot D_t = 0,01 \cdot 105,452 = 1,055. \quad (40)$$

Утечки пара и конденсата, кг/с:

$$D_{\text{ут}} = \frac{\alpha_{\text{ут}}}{100} \cdot D_t = \frac{1,1}{100} \cdot 105,452 = 1,055. \quad (41)$$

Расход пара на собственные нужды, кг/с:

$$D_{\text{ch}} = \frac{\alpha_{\text{ch}}^{\text{M3}} + \alpha_{\text{ch}}^{\text{KO}}}{100} \cdot D_t = \frac{1,2 + 1,2}{100} \cdot 105,452 = 2,531. \quad (42)$$

Расход перегретого пара, кг/с:

$$D_{\text{не}} = D_t + D_{\text{эж}} + D_{\text{упл}} + D_{\text{ут}} + D_{\text{ch}} = 105,452 + 0,527 + 1,055 + 1,16 + 2,531 = 110,725. \quad (43)$$

Расход продувочной воды, кг/с:

$$G_{\text{пр}} = \frac{\alpha_{\text{пр}}}{100} \cdot D_{\text{не}} = \frac{1,5}{100} \cdot 110,725 = 1,661. \quad (44)$$

Расход питательной воды, кг/с:

$$G_{\text{пв}} = D_{\text{не}} + G_{\text{пр}} = 110,725 + 1,661 = 112,386. \quad (45)$$

### 2.5.9 Расчет расширителя непрерывной продувки

Расчетная схема расширителя непрерывной продувки представлена на рисунке 7.

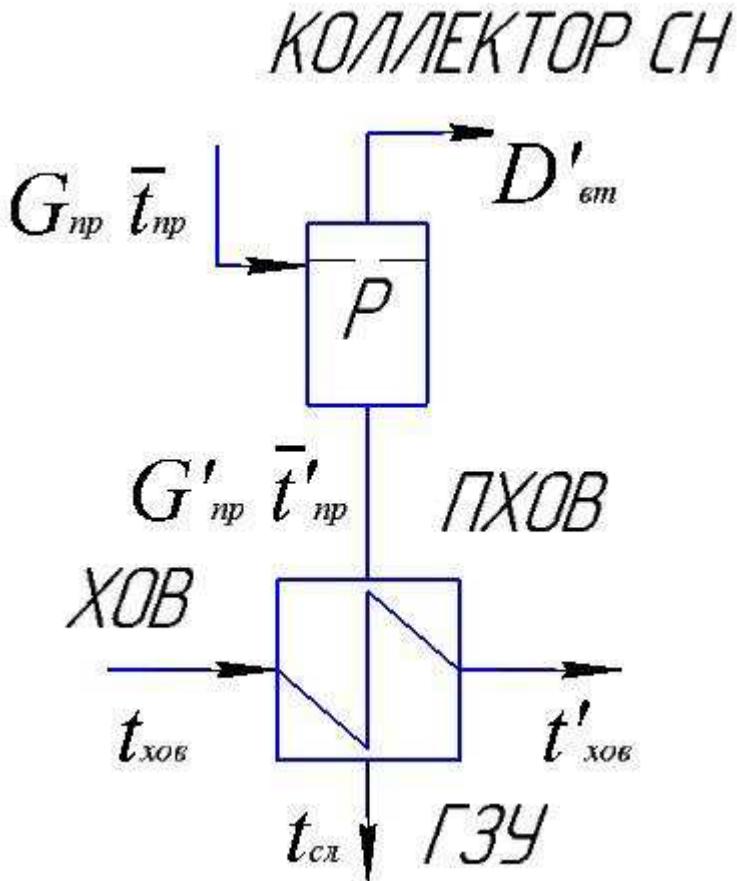


Рисунок 7 – Расчетная схема расширителя непрерывной продувки

Уравнение расширителя непрерывной продувки запишется:

$$D'_{\text{вт}} = \frac{G_{\text{пр}} \cdot (\bar{t}_{\text{пр}} - \bar{t}'_{\text{пр}})}{r_1} = \frac{1,661 \cdot (1633,51 - 717,479)}{2050,023} = 0,742, \quad (46)$$

где  $\bar{t}_{\text{пр}} = 1633,51$  – энтальпия воды в барабане парогенератора при  $P_6 = 15,59$  МПа, кДж/кг;

$\bar{t}'_{\text{пр}} = 717,48$  – энтальпия продувочной воды, сливающейся с расширителем, кДж/кг;

$t_{oo} = 70$  – температура воды после охладителя дренажа, °C;

$r_1 = 2050,023$  – теплота парообразования при давлении  $P_d = 0,7$  МПа.

Расход продувочной воды на ПХОВ, кг/с:

$$G'_{\text{пр}} = G_{\text{пр}} - D'_{\text{вт}} = 1,661 - 0,742 = 0,919. \quad (47)$$

Количество химически очищенной воды, подаваемой в конденсатор:

$$G_{\text{хов}} = G_{\text{пр}}^j + D_{\text{ут}} + D_{\text{сн}} = 0,919 + 1,16 + 2,531 = 4,61. \quad (48)$$

Из уравнения подогревателя ПХОВ найдем температуру химически очищенной воды на выходе из подогревателя, °С:

$$t'_{\text{хов}} = t_{\text{хов}} + \frac{G'_{\text{пр}} \cdot (t'_{\text{пр}} - t_{\text{сп}})}{G_{\text{хов}}} = 30 + \frac{0,919 \cdot (171,4 - 60)}{4,61} = 52,203. \quad (49)$$

где  $t'_{\text{пр}} = 171,4$  – температура продувочной воды расширителья, °С;

$t_{\text{сп}} = 60$  – температура продувочной воды, сливаемой с в тех. канализацию после подогревателя химически очищенной воды, °С;

### 2.5.10 Расчет регенеративной схемы ПВД

Расчетная схема ПВД представлена на рисунке 8.

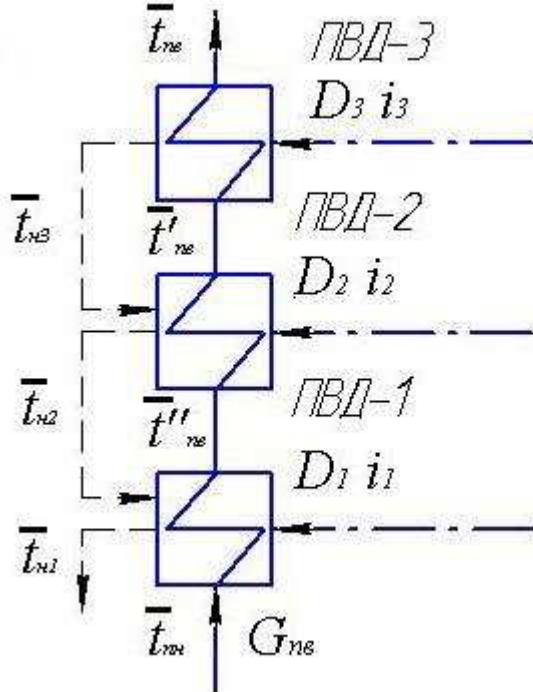


Рисунок 8 – Схема включения подогревателей высокого давления

Уравнение теплового баланса для ПВД-3 запишется:

$$D_3 \cdot (i_3 - \bar{t}_3^H) \cdot \eta_{to} = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{пв}} - \bar{t}'_{\text{пв}}), \quad (50)$$

Следовательно, расход пара на ПВД-3, кг/с:

$$D_3 = \frac{G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{пв}} - \bar{t}'_{\text{пв}})}{(i_3 - \bar{t}_3^H) \cdot \eta_{to}} = \frac{112,38 \cdot (1003,33 - 885,91)}{(3197,8 - 1045,58) \cdot 0,98} = 6,256. \quad (51)$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-2 запишется:

$$(D_2 \cdot (i_2 - \bar{t}_2^H) + D_3 \cdot (\bar{t}_3^H - \bar{t}_2^H)) \cdot \eta_{to} = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}'_{\text{пв}} - \bar{t}''_{\text{пв}}), \quad (52)$$

Следовательно, расход пара на ПВД-3, кг/с:

$$D_2 = \frac{G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}'_{\text{пв}} - \bar{t}''_{\text{пв}}) - D_3 \cdot (\bar{t}_3^H - \bar{t}_2^H) \cdot \eta_{to}}{(i_2 - \bar{t}_2^H) \cdot \eta_{to}} = \frac{112,38 \cdot (885,91 - 824,32) - 6,256 \cdot (1045,582 - 914,355) \cdot 0,98}{(3079,6 - 914,355) \cdot 0,98} = 2,883. \quad (53)$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-1 запишется:

$$(D_1 \cdot (i_1 - \bar{t}_1^H) + (D_2 + D_3) \cdot (\bar{t}_2^H - \bar{t}_1^H)) \cdot \eta_{to} = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}''_{\text{пв}} - \bar{t}_{\text{пп}}), \quad (54)$$

Следовательно, расход пара на ПВД-3, кг/с:

$$D_1 = \frac{G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}''_{\text{пв}} - \bar{t}_{\text{пп}}) - (D_2 + D_3) \cdot (\bar{t}_2^H - \bar{t}_1^H) \cdot \eta_{to}}{(i_1 - \bar{t}_1^H) \cdot \eta_{to}} = \frac{112,38 \cdot (824,324 - 722,7) - (2,882 + 6,256) \cdot (914,355 - 847,548) \cdot 0,98}{(3016,3 - 847,548) \cdot 0,98} = 5,092. \quad (55)$$

где  $\bar{t}_{\text{пп}} = 722,7$  – энталпия питательной воды на входе в ПВД-1, определим с учетом нагрева ее в питательном насосе, кДж/кг;

$$\bar{t}_{\text{пп}} = h_d + \frac{\Delta P_{\text{пп}} \cdot V}{\eta_h} = 697,14 + \frac{(180-7) \cdot 10^5 \cdot 0,00108}{0,75 \cdot 10^3} = 722,701, \quad (56)$$

где  $\Delta P_{\text{пп}}$  – перепад давлений питательной воды в питательном насосе, МПа  
 $V = 0,00108$  – удельный объем питательной воды, м<sup>3</sup>/кг  
 $\eta_h = 0,75$  – КПД насоса

## 2.5.11 Расчет деаэратора

Схема потоков воды и пара деаэратора представлена на рисунке 9.

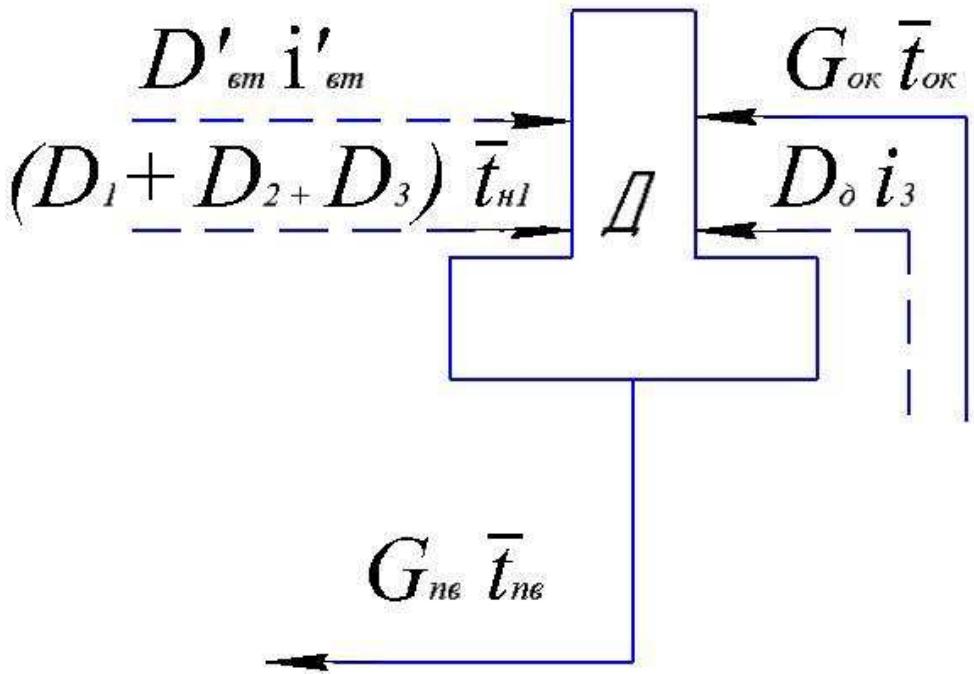


Рисунок 9 – Схема обвязки деаэраторной установки

Уравнения материального и теплового балансов для деаэратора выглядят следующим образом:

$$\begin{cases} G_{\text{пп}} = (D_3 + D_2 + D_1) + D_{\text{д}} + G_{\text{ок}} \\ G_{\text{пп}} \cdot \bar{t}_{\text{пп}} = (D_3 + D_2 + D_1) \cdot \bar{t}_1^{\text{H}} + D'_{\text{вт}} \cdot i'_{\text{вт}} + D_{\text{д}} \cdot i_3 + G_{\text{ок}} \cdot \bar{t}_{\text{ок}} \end{cases} \quad (57)$$

где  $i_3 = 3016,3 \text{ кДж/кг}$  – энталпия греющего пара подаваемого на деаэратор;

$\bar{t}_{\text{ок}} = 467,522 \text{ кДж/кг}$  – энталпия основного конденсата перед деаэраторной установкой.

Неизвестные величины в системе уравнений:

$D_{\text{д}}$  – расход греющего пара, подаваемого на деаэратор, кг/с;

$G_{\text{ок}}$  – расход основного конденсата перед деаэратором, кг/с.

Подставляя значения известных величин (см. таблицу 10) в формулу (57) получаем:

$$\begin{cases} 112,386 = (6,256 + 2,883 + 5,092) + D_{\text{д}} + G_{\text{ок}} \\ 112,386 \cdot 717,479 = (6,256 + 2,883 + 5,092) \cdot \\ \cdot 847,548 + D_{\text{д}} \cdot 3016,3 + G_{\text{ок}} \cdot 467,522 \end{cases} \quad (58)$$

Решая эти уравнения, вычисляем искомые величины:

$$\left\{ \begin{array}{l} G_{OK} = 89,255 \text{ кг/с} \\ D_d = 8,9 \text{ кг/с.} \end{array} \right.$$

### **2.5.12 Расчет регенеративной схемы приключенной турбины**

Регенеративная схема приключенной турбины представлена на рисунке 10.

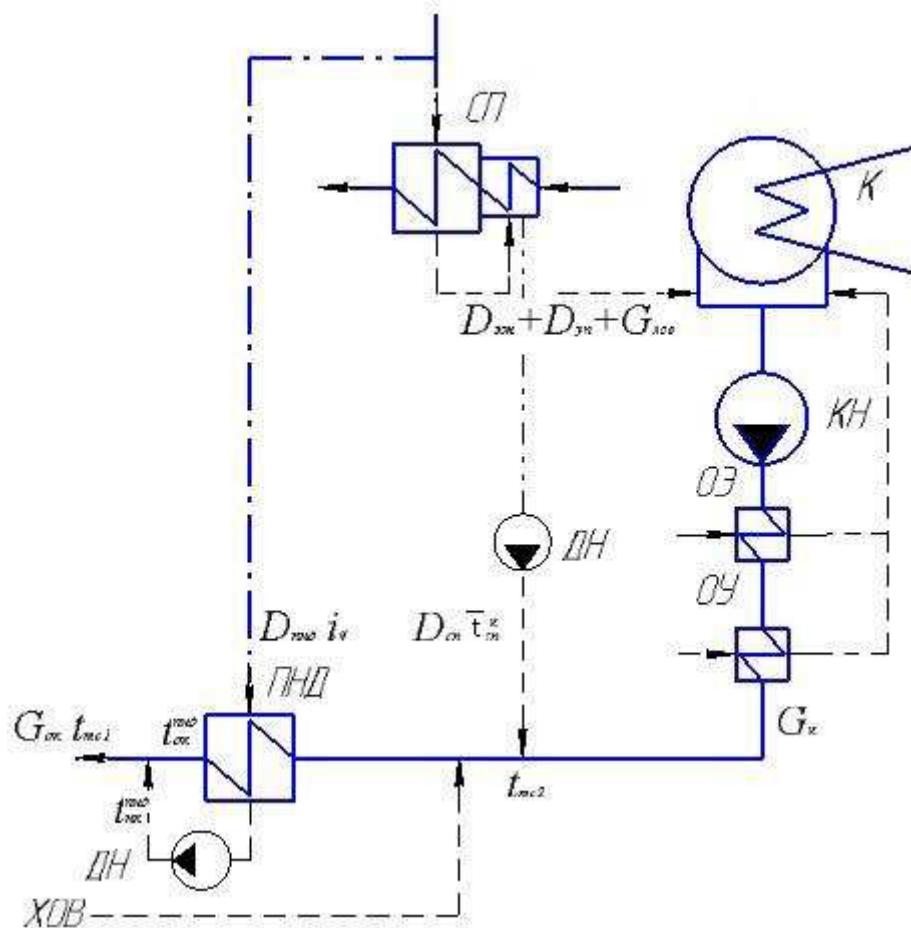


Рисунок 10 – Регенеративная схема приключенной турбины

Энталпия основного конденсата после насоса запишется:

$$\bar{t}_{\text{ок}}^{\text{пнд}} = \bar{t}_{\text{нк}}^{\text{пнд}} - \theta \cdot C_{\text{B}} = 492,125 - 16,744 = 475,381, \quad (59)$$

где  $\bar{t}_{\text{нк}}^{\text{ПНД}} = 492,125$  – энтальпия воды на выходе из ПНД, кДж/кг;  
 $\theta = 4$  – недогрев, °С.

Система уравнений материального и теплового балансов для подогревателей низкого давления и узлов смещивания запишется следующим образом:

$$\left\{ \begin{array}{l} D_{\text{пнд}} \cdot (i_4 - \bar{t}_{\text{НК}}^{\text{пнд}}) \cdot \eta_{\text{то}} = (G_{\text{ок}} - D_{\text{пнд}}) \cdot (\bar{t}_{\text{ок}}^{\text{пнд}} - \bar{t}_{\text{tc2}}) \\ (G_{\text{ок}} - D_{\text{пнд}}) \cdot \bar{t}_{\text{tc2}} = D_{\text{сп}} \cdot \bar{t}_{\text{сп}}^{\text{K}} + G_{\text{к}} \cdot \bar{t}_{\text{кпу}} \\ G_{\text{ок}} \cdot \bar{t}_{\text{tc1}} = D_{\text{пнд}} \cdot \bar{t}_{\text{НК}}^{\text{пнд}} + (G_{\text{ок}} - D_{\text{пнд}}) \cdot \bar{t}_{\text{ок}}^{\text{пнд}} \\ G_{\text{ок}} - D_{\text{пнд}} = D_{\text{сп}} + G_{\text{к}} \end{array} \right. \quad (60)$$

где  $\bar{t}_{\text{сп}}^{\text{K}}$  – энталпия воды на выходе из сетевого подогревателя, кДж/кг.

$\bar{t}_{\text{кпу}}$  – энталпия воды после ОУ с учетом его подогрева в нем, кДж/кг.

Искомые величины:

$D_{\text{пнд}}$  – расход пара на ПНД, кг/с;

$\bar{t}_{\text{см2}}$  – энталпия точки смешения основного конденсата после охладителя уплотнений с учетом конденсата после сетевого подогревателя, кДж/кг.

$G_{\text{к}}$  – расход основного конденсата после конденсатора, кг/с;

$\bar{t}_{\text{см1}}$  – энталпия основного конденсата после схемы регенерации присоединенной турбины, кДж/кг.

Подставляя значения известных величин (см. таблицу 10) в формулу (60) получаем:

$$\left\{ \begin{array}{l} D_{\text{пнд}} \cdot (2656,3 - 492,125) \cdot 0,98 = (89,255 - D_{\text{пнд}}) \cdot (475,381 - \bar{t}_{\text{tc2}}) \\ (89,255 - D_{\text{пнд}}) \cdot \bar{t}_{\text{tc2}} = 61,166 \cdot 463,336 + G_{\text{к}} \cdot 172,296 \\ 89,255 \cdot \bar{t}_{\text{tc1}} = D_{\text{пнд}} \cdot 492,125 + (89,255 - D_{\text{пнд}}) \cdot 475,381 \\ 89,255 - D_{\text{пнд}} = 61,166 + G_{\text{к}} \end{array} \right. \quad (61)$$

Решая систему уравнений, вычисляем искомые величины:

$$\left\{ \begin{array}{l} D_{\text{пнд}} = 3,816 \text{ кг/с} \\ \bar{t}_{\text{см1}} = 476,097 \text{ кДж/кг} \\ \bar{t}_{\text{см2}} = 380,652 \text{ кДж/кг} \\ G_{\text{к}} = 24,273 \text{ кг/с} \end{array} \right.$$

### 2.5.13 Проверка по балансу пара

Расход пара в конденсатор турбины, кг/с:

$$D_{\text{к}} = G_{\text{к}} - (D_{\text{эж}} + D_{\text{упл}} + G_{\text{хов}}) = 24,273 - (0,527 + 1,05 + 4,6) = 18,082. \quad (62)$$

Проверка баланса пара в турбине, кг/с:

$$D_{\text{к}} = D_{\text{т}} - (D_1 + D_2 + D_3 + D_{\text{д}} + D_{\text{ппд}} + D_{\text{сп}}) = 105,452 - (6,256 + 2,883 + 5,092 + 8,9 + 3,186 + 61,166) = 18,046. \quad (63)$$

Из проверки видно, что расход пара в конденсатор полностью совпадает с ранее найденным значением, следовательно, расчет выполнен верно.

### 2.5.14 Проверка по балансу мощности

Мощность энергоблока, МВт:

$$W_{\text{э}} = \sum_{i=1}^7 (D_{i\text{отб}} \cdot h_{i\text{отб}} + D_{\text{к}} \cdot H_i^{\Sigma}) \cdot \eta_{\text{эм}}, \quad (64)$$

$$W_{\text{э}} = (6,256 \cdot 315,2 + 2,882 \cdot 433,4 + 5,09 \cdot 496,7 + 8,9 \cdot 496,7 + 3,186 \cdot 856,7 + 61,166 \cdot 856,7) \cdot 0,98 = 86808,007.$$

Погрешность расчета составляет:

$$\left| \frac{W_{\text{э}} - W_{\text{э}}^{\text{п}}}{W_{\text{э}}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{87500 - 86808,007}{87500} \right| \cdot 100\% = 0,791\%. \quad (65)$$

Полученная погрешность допустима, следовательно, коэффициент регенерации выбран верно и пересчета не требуется.

## 2.6 Расчет технико-экономических показателей

Расход тепла на турбоустановку, кВт:

$$Q_{\text{ту}} = D_{\text{т}} \cdot (i_0 - \bar{t}_{\text{пп}}) + D'_{\text{вт}} \cdot (i'_{\text{вт}} - \bar{t}_{\text{пп}}) + G_{\text{хов}} \cdot (\bar{t}'_{\text{хов}} - \bar{t}'_{\text{пп}}) = 105,452 \cdot (3513 - 1003,326) + 0,742 \cdot (2767,502 - 1003,326) + 4,61 \cdot (218,522 - 1003,326) = 262342,035. \quad (66)$$

Затраченная теплота на сетевой подогреватель, кВт:

$$Q_{\text{т}}^{\Sigma} = D_{\text{cb}} \cdot (i_{\text{cb}} - \bar{t}_{\text{cb}}^{\text{H}}) = 61,166 \cdot (2656,3 - 486,466) = 132781,232. \quad (67)$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кВт:

$$Q_{\text{ты}}^{\vartheta} = Q_{\text{ты}} - Q_{\text{T}}^{\Sigma} = 262342,035 - 132781,232 = 129560,802. \quad (68)$$

Тепловая нагрузка котлоагрегата, кВт:

$$Q_{\text{не}} = D_{\text{не}} \cdot (i_0 - \bar{t}_{\text{пв}}) + D_{\text{прод}} \cdot (\bar{t}_{\text{прод}} - i_{\text{пв}}) = 110,725 \cdot (3513 - 1003,326) + 1,661 \cdot (171,4 - 1003,326) = 276501,154. \quad (69)$$

Полный расход натурального топлива, кг/с:

$$B = \frac{Q_{\text{не}}}{Q_{\text{T}}^{\text{yc}} \cdot \eta_{\text{пг}}} = \frac{276501,154}{29310 \cdot 0,92} = 10,254, \quad (70)$$

где  $Q_{\text{T}}^{\text{yc}} = 29310$  – теплота сгорания условного топлива, кДж/кг.

Принимая мощность собственных нужд блока 4,5 %, отпущенная мощность составляет, кВт:

$$W_{\text{отп}} = W_{\vartheta} - 0,045 \cdot W_{\vartheta} = 87500 - 0,045 \cdot 87500 = 83562,5. \quad (71)$$

Мощность собственных нужд, затраченная только на производство электроэнергии, кВт:

$$W_{\text{ээ}}^{\text{ch}} = e_{\text{ээ}}^{\text{ch}} \cdot W_{\vartheta} = 0,025 \cdot 87500 = 2187,5. \quad (72)$$

где  $e_{\text{ээ}}^{\text{ch}} = 0,025$  – доля электроэнергии, затраченная на производство энергии на собственные нужды.

Коэффициент ценности тепла отбора на пиковый бойлер:

$$\xi_{\text{пб}} = \frac{i_{\text{cb}} - i_{\kappa}}{i_0 - i_{\kappa}} \cdot \left(1 + K \cdot \frac{i_0 - i_{\text{cb}}}{i_0 - i_{\kappa}}\right) = \frac{2656,3 - 2240,6}{3513 - 2240,6} \cdot \left(1 + 0,42 \cdot \frac{3513 - 2656,3}{3513 - 2240,6}\right) = 0,419. \quad (73)$$

Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии за счет отборов пара, кВт:

$$\Delta Q_{\text{отб}}^{\vartheta} = Q_{\text{пб}} \cdot (1 - \xi_{\text{пб}}) + \frac{Q_{\text{T}}^{\text{отб}}}{Q_{\text{T}}} = 132416,667 \cdot (1 - 0,419) + \frac{132781,232}{132781,232} = 76921,846. \quad (74)$$

Расход тепла на собственные нужды турбоагрегата на производство электроэнергии, кВт:

$$Q_{\text{ты}}^{\text{ch}} = 0,05 \cdot Q_{\text{ты}}^{\vartheta} = 0,05 \cdot 262342,035 = 13117,102. \quad (75)$$

Коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии определяется по формуле:

$$K_3 = \frac{Q_{\text{ты}}^3 + Q_{\text{ты}}^{\text{чн}} + \Delta Q_{\text{отб}}^3}{Q_{\text{ты}}^3 + Q_{\text{ты}}^{\text{чн}} + \Delta Q_{\text{отб}}^3 + Q_{\text{т}}^{\Sigma}} = \frac{129560,802 + 13117,102 + 76921,846}{129560,802 + 13117,102 + 76921,846 + 132781,232} = 0,623. (76)$$

Расход натурального топлива на выработку электроэнергии, кг/с:

$$B_3 = B \cdot K_3 \cdot \frac{W_{\text{отп}}}{W_3 - W_{33}^{\text{чн}}} = 10,254 \cdot 0,623 \cdot \frac{83562,5}{87500 - 2187,5} = 6,259. \quad (77)$$

Расход натурального топлива на выработку тепла, кг/с:

$$B_{\text{т}} = B - B_3 = 10,254 - 6,259 = 3,995. \quad (78)$$

Удельный расход натурального топлива на выработку электроэнергии, кг/кВт·ч:

$$b_3 = \frac{B_3}{W_{\text{отп}}} \cdot 3600 = \frac{6,259}{83562,5} \cdot 3600 = 0,27. \quad (79)$$

Удельный расход натурального топлива на выработку тепла, кг/ГДж:

$$b_{\text{т}} = \frac{B_{\text{т}}}{Q_{\text{от}}^{\text{max}}} \cdot 10^6 = \frac{3,995}{175000} \cdot 10^6 = 22,828. \quad (80)$$

Коэффициент полезного действия брутто по выработке электроэнергии [7]:

$$\eta_{\text{блока}}^{\text{брээ}} = \frac{W_3}{B_{\text{блока}}^{\text{брээ}} \cdot Q_{\text{H}}^{\text{P}}} = \frac{87500}{6,259 \cdot 29310} = 0,477. \quad (81)$$

Коэффициент полезного действия брутто по выработке тепла:

$$\eta_{\text{блока}}^{\text{брээ}} = \frac{Q_{\text{т}}}{B_{\text{блока}}^{\text{брээ}} \cdot Q_{\text{H}}^{\text{P}}} = \frac{175000}{3,995 \cdot 29310} = 0,553. \quad (82)$$

## 2.7 Выбор оборудования в пределах тепловой схемы

### 2.7.1 Регенеративные подогреватели

Выбор типа и размера подогревателей производится заводом изготовителем соответственно тепловому расчету турбинного агрегата и подогревателей. Основными параметрами поверхностных подогревателей, определяющими пригодность их для данной турбины, служат: пропускная способность

(кг/с); давление греющего пара (МПа), давление воды (МПа) и поверхность нагрева ( $\text{м}^2$ ).

Подогреватель высокого давления выбираем по заводским данным, так чтобы их характеристики удовлетворяли значениям, полученным в ходе расчета ПТС. Схема подогревателя высокого давления изображена на рисунке 10.

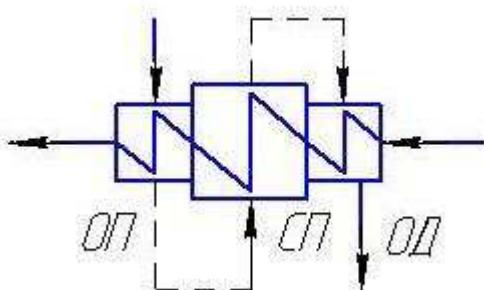


Рисунок 11 – Подогреватель поверхностного типа с охладителем пара (ОП), подогревателем (СП) и охладителем дренажа (ОД).

Подогреватель высокого давления:

- ПВД-3 типоразмера ПВ-775-265-45, где 775 – площадь поверхности теплообмена,  $\text{м}^2$ , 265 – максимальное давление в трубной системе, бар, 45 – максимальное давление в корпусе, бар;
- ПВД-2 типоразмера ПВ-700-265-3;
- ПВД-1 типоразмера ПВ-425-230-23;

Подогреватель низкого давления:

- ПНД типоразмера ПН-36, где 12,7 рабочее давление в трубной системе, бар; 2,3 максимальное давление в корпусе, бар

## 2.7.2 Деаэратор

По заводским данным выбираем деаэратор вакуумного типа ДСВ-800 с характеристиками: давление 7 бар; производительностью – 800 т/ч.

Аккумуляторный бак: емкость 113  $\text{м}^3$  давление 7 бар.

## 2.7.3 Сетевой подогреватель

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

Расчетный пропуск сетевой воды  $G_{\text{св}}=696,767 \text{ кг/с}$ . ПСГ-1300-3-8-І с характеристиками: расчетный пропуск воды 2000-3000 т/ч; рабочее давление пара 3 бара; рабочее давление воды в трубной системе 8 бар; вес без воды 29,6 т/ч.

## 2.7.4 Сетевой насос

Выбор производится по производительности и напору. Принимаем двухступенчатую схему сетевых насосов из-за разности максимально допустимого давления сетевых подогревателей и трубопроводов сетевой воды. Устанавливаем на каждой ступени по два насоса на 50 % производительности каждый.

$$G_{\text{сн}} = \frac{G_{\text{св}}}{2} \cdot 3,6 = \frac{696,7}{2} \cdot 3,6 = 1254,06. \quad (83)$$

где  $G_{\text{св}}$  – расход сетевой воды, кг/с.

Выбираем насос СЭ 1250-100 с подачей 1250 м<sup>3</sup>/ч, напором 0.98 МПа, частотой вращения 1500 об/мин, мощностью 415 кВт.

## 2.7.5 Питательный насос

Для блочных электростанций производительность питательных насосов выбирают по расходу пара на блок с запасом 6-8%, т/ч:

$$G = G_{\text{пп}} \cdot 1,08 \cdot 3,6 = 112,386 \cdot 3,6 \cdot 1,08 = 436,955. \quad (84)$$

где  $G_{\text{пп}}$  - расход питательной воды на турбину, кг/с.

Напор питательного насоса принимается на 30-50 % больше, чем номинальное давление пара перед турбиной, м:

$$H = P_0 \cdot 1,3 \cdot 10 = 12,75 \cdot 1,3 \cdot 10 = 165,75. \quad (85)$$

Выбираем питательный насос с электроприводом ПЭ-720-185/200 с характеристикой:

- подача 300 м<sup>3</sup>/ч;
- полный напор: 160 м вод. ст.;
- частота вращения: 1450 об/мин;
- потребляемая мощность электродвигателя: 230 кВт.

## 2.7.6 Конденсатный насос

За расчетную производительность примем расход конденсата в летний период. Принимаем максимальный расход пара в конденсатор 242 т/ч, напор конденсатных насосов 160 мм. вод. ст.

Выбираем конденсатные насосы 12КсВ-9х4 количеством 2 шт. (на

турбину), с характеристиками:

- подача 300 м<sup>3</sup>/ч;
- полный напор: 160 м вод. ст.;
- частота вращения: 1450 об/мин;
- потребляемая мощность электродвигателя: 230 кВт.

## 2.7.7 Циркуляционный насос

Принятая схема технического водоснабжения оборотная с градирней.

Расход охлаждающей воды на приключенную турбину, кг/с:

$$G_{\text{ов}} = m \cdot D_k \cdot 3,6 = 45 \cdot 17,339 \cdot 3,6 = 2808,907. \quad (86)$$

По расходу циркуляционной воды на турбину выбираем насос типа ОПЗ-87 с характеристиками:

- Производительность 9000-13320 м<sup>3</sup>/ч;
- Напор: 15-22,4 мм. вод. ст.;
- Частота вращения: 730 об/мин;
- Потребляемая мощность электродвигателя: 200–400 кВт.
- КПД 80–87 %.

### **3 Охрана окружающей среды**

#### **3.1 Влияние ТЭЦ на окружающую среду**

В настоящее время именно тепловой энергетике принадлежит определяющая роль в производстве электроэнергии во всем мире. Но не стоит забывать, что развитие теплоэнергетики оказывает воздействие на различные компоненты природной среды: на атмосферу (потребление кислорода воздуха ( $O_2$ ), выбросы газов, паров, твёрдых частиц), на гидросферу (потребление воды, переброска стоков, создание новых водохранилищ, сбросы загрязненных и нагретых вод, жидких отходов), на литосферу (потребление ископаемых топлив, изменение водного баланса, изменение ландшафта, выбросы на поверхности и в недра твёрдых, жидких и газообразных токсичных веществ). В настоящее время это воздействие приобретает глобальный характер, затрагивая все структурные компоненты нашей планеты.

Атмосфера воздушная среда является наиболее уязвимой составляющей окружающей среды.

Наибольшее загрязнение атмосферного воздуха происходит вследствие выбросов в атмосферу вредных веществ при работе энергетических установок. Одним из основных и самых крупномасштабных источников загрязнения атмосферы являются ТЭЦ: на их долю приходится около 14 процентов общего загрязнения атмосферы техническими средствами.

При выходе в атмосферу, эти выбросы содержат продукты реакций в твёрдой, жидкой и газообразной фазах. После их выпадения могут проявляться в виде: осаждения тяжёлых фракций, распада на компоненты по массе и размерам, химических реакций с компонентами воздуха, взаимодействием с воздушными течениями, с облаками, с атмосферными осадками, фотохимические реакции.

ТЭЦ, использующие органическое топливо, загрязняют окружающую среду окислами азота, серы, углерода, а также углеводородами. Особенно опасны окислы азота, обладающие свойством канцерогенности, сернистый ангидрид, диоксид серы и оксиды азота, поскольку они переносятся на большие расстояния и осаждаются, в частности, с осадками на поверхность земли, загрязняя гидросферу и литосферу. Одним из особенно ярких проявлений этой картины являются кислотные дожди. Эти дожди образуются вследствие поступлений от сгорающего топлива и уходящих в атмосферу на большую высоту дымовых газами в, основном двуокиси серы и окислов азота.

Что касается гидросферы, то следует сказать, что при эксплуатации тепловых электрических станций немаловажную роль играют выбросы сточных вод в водоемы, которые оказывают существенное влияние на экологию.

Сточная вода - это вода, свойства которой изменены в результате бытовых, промышленных, сельскохозяйственных или других процессов.

На каждой электростанции, которая использует воду в качестве средства производства электрической и тепловой энергии, образуется определен-

ное количество сточных вод. Причем объем сточных вод во времени может не только уменьшаться, например, за счет улучшения культуры производства и использования экологически более совершенного оборудования и технологий, но и увеличиваться, например, при введении новых технологических процессов, таких, как десульфуризация и денитрификация дымовых газов.

В этом смысле к сточным водам ТЭС следует отнести:

- 1) сточные воды водоподготовительных установок (ВПУ);
- 2) воды, контактирующие с нефтепродуктами и загрязненные ими;
- 3) продувочные воды замкнутых технологических контуров, в которых происходит процесс накапливания примесей за счет выпаривания или контакта с более минерализованными средами (продувка системы обратного охлаждения (СОО) конденсаторов турбин, продувка котлов, продувка замкнутых систем гидрозолоудаления (ГЗУ) и газоочистки);
- 4) сбросные воды прямоточных систем ГЗУ;
- 5) отработанные растворы очистки внутренних и наружных поверхностей нагрева теплосилового оборудования, а также отмывочные воды после консервации оборудования;
- 6) ливневые воды с территории ТЭС;
- 7) фильтрационные воды прудов-накопителей.

### **3.2 Расчет сточных вод**

В рамках дипломной работы, целью которой является реконструкция турбины, рассматривается экологическая часть, связанная с выбросом сточных вод в окружающую среду.

Для очистки сточных вод от вредных примесей на станции используют следующие методы очистки:

- 1) Механическая очистка – предназначена для удаления из воды крупных частиц, всплывающих и легко осаждаемых взвесей;
- 2) Микропроцеживание – под этим методом понимают прохождение сточной воды через мелкие сетки, где также происходит очистка;
- 3) Отстаивание и осветление;
- 4) Применение гидроциклонов;
- 5) Фильтрование;
- 6) Флотация;
- 7) Мембранные методы (обратный осмос, электродиализ).

Самым распространенным методом очистки сточных вод на станции является механическая очистка.

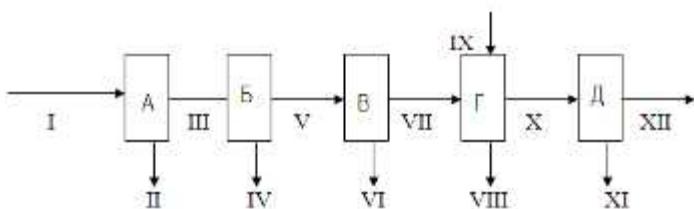
Принцип очистки сточной воды механическим методом происходит следующим образом. Сточная вода проходит через решетки, где происходит

процеживание. Очищенная вода подается насосами дальше, а шлам, осевший на решетках, очищается граблями и направляется в шламосборник.

Вода, очищенная от крупных примесей, поступает в секцию отстаивания, где сначала в песколовке, затем в горизонтальных отстойниках происходит выделение минеральных и органических загрязнений из сточных вод под действием силы тяжести. Время пребывания стоков в них не менее 1,5 часа.

Очищенная вода направляется в осветлитель. Туда же подаётся сточная вода от производства катализаторов гидрокреинга в качестве коагулянта. Осадок направляется в шламосборник.

Далее вода направляется на пресс-фильтр, где происходит отделение мелкодисперсной фазы. Шлам также направляется в емкость для сбора шлама. Принципиальная схема узла механической очистки сточных вод представлена на рисунке 12.



А – решетка; Б – песколовка; В – горизонтальный отстойник; Г – осветлитель; Д – пресс-фильтр. Потоки: I – сточная вода от производства; II – шлам, осевший на решетке; III – вода на дальнейшую очистку; IV – осадок песколовки; V – вода на доочистку в отстойник; VI – шлам отстойника; VII – вода в фильтр; VIII – шлам осветлителя; IX – сточные воды от производства катализатора гидрокреинга в качестве коагулянта; X – вода на фильтр; XI – осадок фильтра; XII – вода на дальнейшую доочистку

Рисунок 12 – Принципиальная схема узла механической очистки сточных вод

На этапе выполнения экологической части проекта, необходимо выполнить расчет, целью которого является определение суммарного количества сточных вод.

Таблица 12 – Баланс сточных вод на станции

Потребители	Расход, %
Солевые сбросы с водоподготовительных установок, кг/ч	$0,7 \cdot N_3$
Замазученные воды, м <sup>3</sup> /ч	100
Стоки с предпусковых промывок котлов, м <sup>3</sup> /год	10975
Количество воды на ГЗУ, кг/с	60,528
Солевые сбросы с продувки, м <sup>3</sup> /ч	$0,05 \cdot 3\% \cdot D_{ne}$

Окончание таблицы 12

Потребители	Расход, %
Коммунально бытовые и хозяйственныe воды; воды от гидравлической уборки помещений тракта топливоподача; дождевые ливневые стоки, м <sup>3</sup> /ч	3% · G <sub>сток</sub>

Солевые сбросы водоподготовительных установок, м<sup>3</sup>/ч:

$$G_{впу} = 0,7 \cdot N_e = 0,7 \cdot 37,5 = 26,25. \quad (87)$$

Солевые сбросы с продувки котла, м<sup>3</sup>/ч:

$$G_{прод} = 0,5 \cdot 3\% \cdot D_{не} = 0,5 \cdot 3\% \cdot 420 = 6,3. \quad (88)$$

Суммарное количество сточных вод, м<sup>3</sup>/ч:

$$G_{сток} = G_{впу} + G_{мас} + G_{пуск} + G_{газу} + G_{прод} + 3\% = 26,25 + 100 + 1,39 + 60,528 + 6,3 + 3\% = 200,3. \quad (89)$$

Исходя из выполненного расчета было определено суммарное количество сточных вод с учетом установки приключенной турбины, равное 200,3 м<sup>3</sup>/ч.

## **4 Индивидуальное задание**

### **4.1 Описание проблемы**

При установке приключенной турбины ПТ-45-15, работающей на отработанном паре после основной турбины Р-50-130, необходимо устанавливать конденсатор, чтобы сконденсировать пар. Ввиду данных изменений конструкции появляется необходимость в технической воде. На данный момент на станции установлена оборотная система водоснабжения, предназначенная для охлаждения пара лишь 5 турбин, работающих на номинальном режиме. Исходя из этого, появляется необходимость проектирования градирни.

### **4.2 Варианты подключения градирен**

На Усть-Илимской ТЭЦ используется оборотная система водоснабжения, состоящая из трех башенных градирен, две из которых рассчитаны на производительность по  $Q = 13000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и одна на  $Q = 26000 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Для охлаждения отработанного пара после турбин установлены конденсаторы следующих типов: конденсатор т/а №1 марки 60-КЦС-1 с расходом охлаждающей воды через него  $G = 8000 \text{ т}/\text{ч}$ , конденсаторы т/а №3, 5 марки КГ-2-6200-III с расходом охлаждающей воды через него  $G = 16000 \text{ т}/\text{ч}$  и конденсатор т/а №6 марки КГ-2-12000-I с расходом охлаждающей воды через него  $G = 20000 \text{ т}/\text{ч}$ . Схема подключения градирен с конденсаторами турбин представлена на рисунке 12.

Рассмотрев режим работы установленных турбин со спроектированными градирнями, был выбран наиболее оптимальный вариант размещения новой градирни для обеспечения охлаждающей водой как нового конденсатора приключенной турбины, так и дополнительного питания водой конденсаторов, которые уже установлены на станции при их работе на номинальном режиме, а это: градирня ст.№3 производительностью  $26000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и ЦН ст.№2 в блоке с т/а ст.№6 (Т-185/220-130) и одна из половин конденсатора т/а ст.№5 (Т-100/120-130), градирни ст.№1, 2 общей производительностью  $26000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и ЦН-1 с т/а ст.№1, 3 (ПТ-60/75-130/13, Т-100/120-130) и одна из половин конденсатора т/а ст.№5(Т-100/120-130), где необходимое количество воды для охлаждения составляет  $G_{\text{охл.в.}} = 9781 - 10831 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

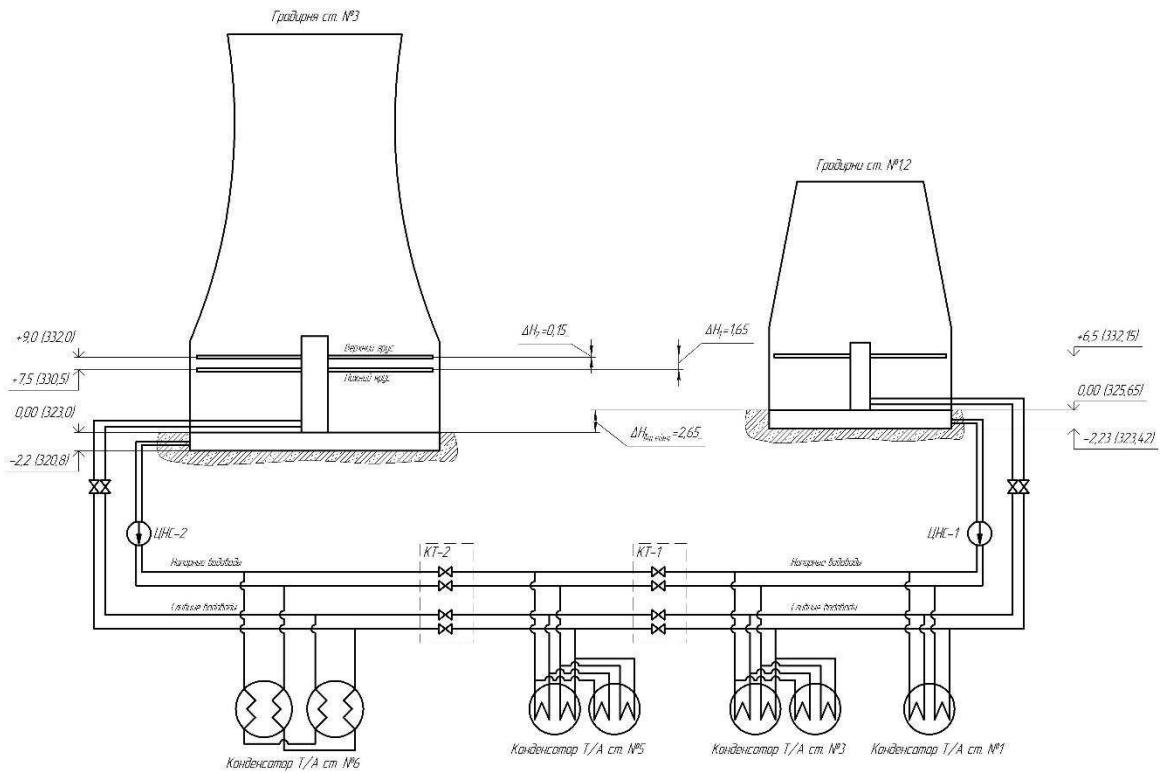


Рисунок 12 – Оборотная схема подключения градирен к конденсаторам

#### 4.3 Выбор оптимального варианта градирни

Исходя из данного количества воды и климатических условий в г. Усть-Илимске, была выбрана градирня башенного, пленочно-противоточного типа, с одноярусным, пленочным оросителем; производительностью 13000м<sup>3</sup>/ч и площадью орошения 1600 м<sup>2</sup>.

#### 4.4 Расчет градирни

На этапе расчета градирни будут представлены тепловой и аэродинамический расчет, целью которых будет являться определение температуры охлаждающей воды и расхода воздуха, проходящего через градирню.

Основные технические характеристики градирни приведены в таблице 13

Таблица 13 – Основные технические характеристики градирни

Исходные данные	Обозначение и принимаемое значение
Площадь орошения, м <sup>2</sup>	$F_{\text{оп}} = 1600$
Гидравлическая нагрузка, м <sup>3</sup> /ч	$G_{\text{ж}} = 13000$
Температура наружного воздуха, °C	$\Delta t = 20$

### Окончание таблицы 13

Исходные данные	Обозначение и принимаемое значение
Относительная влажность воздуха, %	$\varphi_1 = 50$
Барометрическое давление, бар	$p_6 = 1,033$
Высота башни, м	$H_6 = 53,7$
Высота оросительного устройства, м	$h_{op} = 6,5$

Расчет выполняется для 3 значений скорости воздуха в сечении оросительного устройства  $\vartheta_{op} = 0,8; 1,0; 1,2 \text{ м/с}$  для определения наиболее оптимального.

Первый вариант:  $\vartheta_{op} = 0,8$ .

Плотность орошения,  $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ :

$$q = \frac{G_{ж}}{F_{op}} = \frac{13000}{1600} = 8,125. \quad (90)$$

Относительный расход воздуха, кг/с:

$$\lambda = \frac{V_{уд} \cdot \vartheta_{op} \cdot \rho_{в}}{q \cdot \rho_{ж}} = \frac{3600 \cdot 0,8 \cdot 1,164}{8,125 \cdot 1000} = 0,413, \quad (91)$$

где  $\rho_{в} = 1,164$  – плотность воздуха,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$\rho_{ж} = 1000$  – плотность воды,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Задаемся температурами охлаждающей воды на входе и выходе из градирни. Берем температуры исходя из данных по приключенной турбине:  $t_1 = 30$  – температура на входе в градирню,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_2 = 24,6$  – температура на выходе из градирни,  $^{\circ}\text{C}$ .

По заданным температурам определяем энталпию воздуха, входящего в оросительное устройство:  $h_1 = 38 \text{ кДж/кг}$ ; Энталпию насыщенного воздуха ( $\varphi = 100 \%$ ) при температурах, равных температуре воды на входе и выходе из градирни и среднеарифметической температуре воды:  $t_{cp} = 27,3^{\circ}\text{C}$ . Соответственно записываем:  $h''_1 = 109 \text{ кДж/кг}$ ;  $h''_2 = 69,5 \text{ кДж/кг}$ ;  $h''_т = 93 \text{ кДж/кг}$ .

Энталпия воздуха, выходящего из оросительного устройства,  $\text{кДж/кг}$ :

$$h_2 = h_1 + \frac{\Delta t}{\varepsilon \cdot \lambda} = 38 + \frac{5,4}{0,227 \cdot 0,413} = 95,656. \quad (92)$$

Температура воздуха, выходящего из оросительного устройства, °С:

$$\theta_2 = \theta_1 + (t_{cp} - \theta_1) \cdot \frac{h_2 - h_1}{h''_T - h_1} = 24,6 + (27,3 - 24,6) \cdot \frac{95,656 - 38}{93 - 38} = 27,43 \quad (93)$$

где  $\theta_1 = t_2 = 24,6$  – температура воздуха на входе в оросительное устройство, °С.

Определив  $\theta_2$  и  $h_2$ , находим по диаграмме относительную влажность воздуха, выходящую из оросителя:  $\varphi_{вых} = 0,05$ .

Вычисляем значение  $\Delta h_{cp}$  по двум формулам и сравниваем их; совпадение значений является показателем правильности заданной температуры охлажденной воды  $t_2$ .

Для определения  $\Delta h_{cp}$  предварительно находим объемный коэффициент массоотдачи, кг/(м<sup>3</sup> · ч):

$$\beta_{xv} = A \cdot V_{уд}^{0,6} \cdot q^{0,4} = 9,5 \cdot 2880^{0,6} \cdot 8,125^{0,4} = 2613,897 \quad (94)$$

где  $A$  – коэффициент, характеризующий интенсивность массоотдачи, °С;

$$\Delta h_{cp} = \frac{c_{ж} \cdot \rho_{ж} \cdot q \cdot \Delta t}{\varepsilon \cdot K_{\beta} \cdot \beta_{xv} \cdot h_{op}} = \frac{4,19 \cdot 1000 \cdot 8,125 \cdot 5,4}{0,95 + 0,96 + 2613,897 \cdot 6,5} = 23,438 \quad (95)$$

где  $c_{ж}$  – теплоемкость воды, Дж/(кг · °С);

$$\rho_{ж} = 1000 – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>.$$

Для определения  $\Delta h_{cp}$  по второй формуле, предварительно находим  $\delta h''$ ,  $\Delta h_1$ ,  $\Delta h_2$  кДж/кг:

$$\delta h'' = \frac{h''_1 + h''_2 - 2 \cdot h''_T}{4} = \frac{109 + 69,5 - 2 \cdot 93}{4} = -1,875 \quad (96)$$

$$\Delta h_1 = h''_1 - h_2 = 109 - 95,656 = 13,344 \quad (97)$$

$$\Delta h_2 = h''_2 - h_1 = 69,5 - 38 = 31,5 \quad (98)$$

$$\Delta h_{cp} = \frac{\Delta h_1 - \Delta h_2}{ln \frac{\Delta h_1 - \delta h''}{\Delta h_2 - \delta h''}} = \frac{-18,156}{\frac{15,219}{33,375}} = 23,121 \quad (99)$$

Ввиду сходимости значений  $\Delta h_{cp}$  можно сделать вывод, что подобранное значение температуры охлаждающей воды является верным и подтверждает правильность выполнения расчета.

На этом этапе тепловой расчет считается законченным.

Для выполнения аэродинамического расчета предварительно необходимо выполнить конструкторский расчет, целью которого будет являться определение площади поверхности охлаждения оросительного устройства, его основных конструкционных характеристик и размеров

Для противоточной пленочной градирни размеры оросителя рассчитываются по следующим формулам:

Живое сечение оросителя (проходное сечение для воздуха), м<sup>2</sup>:

$$F_B = \frac{G_B}{3600 \cdot \rho_B \cdot v_{op}} = \frac{2880}{3600 \cdot 1,164 \cdot 0,8} = 0,859 \quad (100)$$

где  $G_B$  – расход воздуха, м<sup>3</sup>/ч;

$\rho_B$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$v_{op}$  – скорость воздуха, м/с.

Общая высота оросителя, м:

$$h_{op} = a_h \cdot \frac{F_B}{2 \cdot b \cdot F_B} = 1,2 \cdot \frac{0,859}{2 \cdot 0,035 \cdot 0,859} = 17,143 \quad (101)$$

где  $a_h$  – коэффициент, учитывающий влияние неравномерности распределения воды, воздуха и других факторов, снижающих интенсивность охлаждения, м<sup>3</sup>/ч;

$b$  – расстояние между щитами, м;

Активная площадь оросителя, м<sup>2</sup>:

$$F_{op} = \frac{a_F \cdot F_B \cdot (b + \delta)}{b} = \frac{1,15 \cdot 0,859 \cdot (0,035 + 0,0125)}{0,035} = 1,341 \quad (102)$$

где  $a_F$  – коэффициент, учитывающий площадь, занятую стойками, колоннами и другими строительными элементами;

Проверка удельной гидравлической нагрузки, приходящейся на каждый погонный метр, м<sup>2</sup>/ч:

$$g_{ж} = a_F \cdot q \cdot 500 \cdot (b + \delta) = 1,15 \cdot 8,125 \cdot 500 \cdot (0,035 + 0,0125) = 221,914 \quad (103)$$

Рассчитав конструкционные характеристики градирни переходим к аэродинамическому расчету, целью которого является определение расхода

воздуха, проходящего через градирню, что в свою очередь требует определения силы тяги и сопротивления градирни.

Сила тяги в градирне, обусловленная разностью плотностей влажного воздуха внутри градирни и плотностью холодного сухого воздуха снаружи, Па:

$$z = (H_6 + 0,5 \cdot h_{op}) \cdot (\rho_{B1} - \rho_{B2}) = (53,7 + 0,5 \cdot 6,5) \cdot (1,175 - 1,13) = 29,842 \quad (104)$$

Вычисляем общее сопротивление градирни. Предварительно находим коэффициент аэродинамического сопротивления оросительного устройства,  $\xi_{cp1}$ :

$$\xi_{cp} = K \cdot \left(\frac{S_1}{S_0}\right)^{-n} + (r - p \cdot S_1) \cdot \frac{q}{8} = 1,1 \cdot \left(\frac{22}{35}\right)^{-1,16} + (4,4 - 0,04 \cdot 22) \cdot \frac{8,125}{8} = 5,46 \quad (105)$$

где  $K, n, p, S, S_0$  – коэффициенты для расчета аэродинамического сопротивления

Полный коэффициент аэродинамического сопротивления оросительного устройства:

$$\xi_{op} = \xi_{cp} \cdot h_{op} = 35,49 \quad (106)$$

Общее сопротивление градирни:

$$z' = K \cdot \xi_{op} \cdot v_{op}^2 \cdot \frac{(\rho_{B1} + \rho_{B2})}{4} = 1,1 \cdot 35,49 \cdot 0,8^2 \cdot \frac{(1,175 + 1,13)}{4} = 14,397 \quad (107)$$

Закончив аэродинамику для одной из скорости воздуха, аналогичным образом проводим расчет для других значений.

Расчет для следующих скоростей воздуха сводится в таблицу 14.

Таблица 14 – Тепловой и аэродинамический расчет градирни

Определяемые величины и формулы	Скорость воздуха , м/с	
	1,0	1,2
1. Плотность орошения, $m^3/(m^2 \cdot ч)$ : $q = \frac{G_k}{F_{op}}$	8,125	8,125

## Продолжение таблицы 14

Определяемые величины и формулы	Скорость воздуха , м/с	
	1,0	1,2
2. Относительный расход воздуха, кг/с: $\lambda = \frac{V_{уд} \cdot \vartheta_{оп} \cdot \rho_{в}}{q \cdot \rho_{ж}}$	0,516	0,619
3. Энталпия воздуха, выходящего из оросительного устройства, кДж/кг: $h_2 = h_1 + \frac{\Delta t}{\varepsilon \cdot \lambda}$	89,25	84,979
4. Температура воздуха, выходящего из оросительного устройства, °C: $\theta_2 = \theta_1 + (t_{cp} - \theta_1) \cdot \frac{h_2 - h_1}{h''_т - h_1}$	26,85	26,298
5. Объемный коэффициент массоотдачи, кг/(м <sup>3</sup> · ч): $\beta_{xv} = A \cdot V_{уд}^{0,6} \cdot q^{0,4}$	2613,897	2613,897
6. Значение $\Delta h_{cp}$ по первому варианту: $\Delta h_{cp} = \frac{c_{ж} \cdot \rho_{ж} \cdot q \cdot \Delta t}{\varepsilon \cdot K_{\beta} \cdot \beta_{xv} \cdot h_{op}}$	26,042	28,646
7. Погрешность $\delta h''$ : $\delta h'' = \frac{h''_1 + h''_2 - 2h''_т}{4}$	-1,25	-1,375
8. Значение $\Delta h_1$ : $\Delta h_1 = h''_1 - h_2$	19,75	24,021
9. Значение $\Delta h_2$ : $\Delta h_2 = h''_2 - h_1$	32	30,5
10. Значение $\Delta h_{cp}$ по второму варианту: $\Delta h_{cp} = \frac{\Delta h_1 - \Delta h_2}{\ln \frac{\Delta h_1 - \delta h''}{\Delta h_2 - \delta h''}}$	26,658	28,513
11. Живое сечение оросителя (проходное сечение для воздуха), м <sup>2</sup> : $F_{в} = \frac{G_{в}}{3600 \cdot \rho_{в} \cdot \vartheta_{оп}}$	0,687	0,573
12. Общая высота оросителя, м: $h_{op} = a_h \cdot \frac{F_{в}}{2 \cdot b \cdot F_{в}}$	17,143	17,143
13. Активная площадь оросителя, м <sup>2</sup> : $F_{op} = \frac{a_F \cdot F_{в} \cdot (b + \delta)}{b}$	1,073	0,894
14. Проверка удельной гидравлической нагрузки, приходящейся на каждый погонный метр, м <sup>2</sup> /ч: $g_{ж} = a_F \cdot q \cdot 500 \cdot (b + \delta)$	221,914	221,914
15. Сила тяги в градирне, Па $z = (H_6 + 0,5 \cdot h_{op}) \cdot (\rho_{в1} - \rho_{в2})$	25,229	19,933
16. Коэффициент аэродинамического сопротивления оросительного устройства: $\xi_{cp} = K \cdot \left( \frac{S_1}{S_0} \right)^{-n} + (r - p \cdot S_1) \cdot \frac{q}{8}$	5,46	5,46

## Окончание таблицы 14

Определяемые величины и формулы	Скорость воздуха , м/с	
	1,0	1,2
17. Полный коэффициент аэродинамического сопротивления оросительного устройства: $\xi_{op} = \xi_{cp} \cdot h_{op}$	35,49	35,49
18. Общее сопротивление градирни, Па: $z' = K \cdot \xi_{op} \cdot \vartheta_{op}^2 \cdot \frac{(\rho_{B1} + \rho_{B2})}{4}$	22,564	32,605

На основании полученных данных можно построить зависимость температуры охлаждающей воды, силы тяги и сопротивления градирни от скорости воздуха в оросителе. В результате данных зависимостей можно определить оптимальную скорость воздуха и соответствующую ей температуру охлаждаемой воды  $t_2$ .

Зависимость данных показателей представлена на рисунке 13.

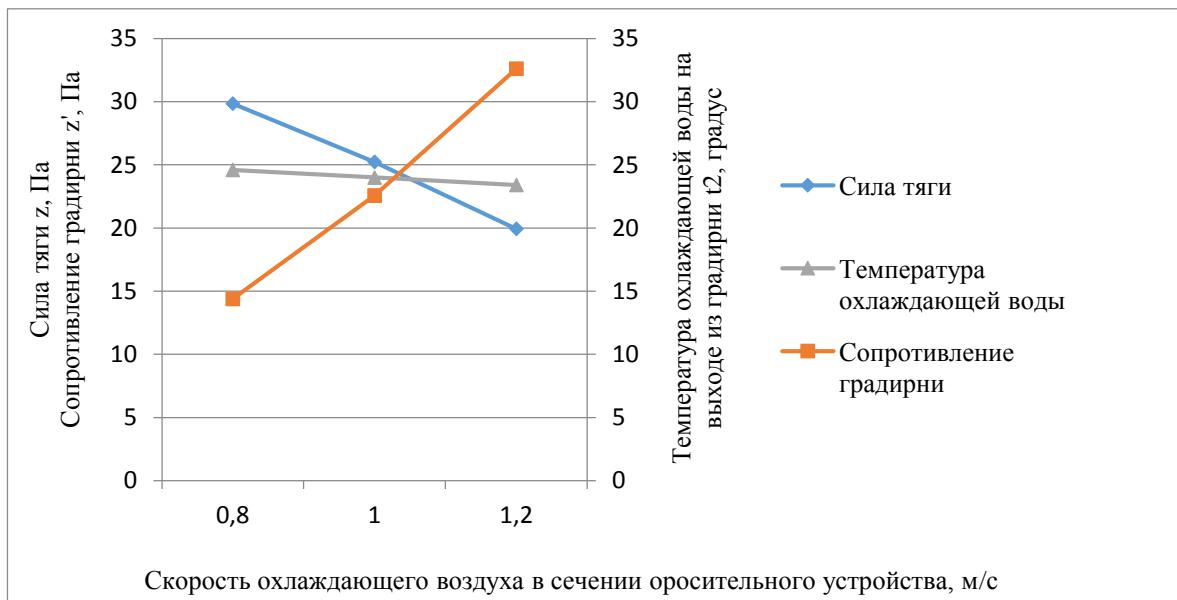


Рисунок 13 – Зависимость температуры охлаждающей воды, аэродинамического сопротивления и силы тяги башенной градирни от скорости охлаждающего воздуха

Из построенных зависимостей можно сделать вывод, что самый оптимальный вариант скорости воздуха составляет  $\vartheta_{op} = 1,03$  м/с, которой соответствует температура охлаждающей воды  $t_2 = 24,1$  °C.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В рамках данной бакалаврской работы был выполнен проект реконструкции Усть-Илимской ТЭЦ путём установки приключенной турбины, работающем на мятом паре после турбины Р-50-130/13, используя, тем самым, ограниченный производственный отбор основной турбины.

Были проведены следующие расчёты:

– расчет экономической части, по результатам которого были определены себестоимости тепловой и электрической энергии, сроки окупаемости проекта. Так, дисконтированный срок окупаемости составил 8,7 лет.

– расчёт принципиальной тепловой схемы с приключенной турбиной. По необходимой тепловой мощности был выбран ПНД, сетевой подогреватель, подобраны конденсатные, циркуляционные и сетевые насосы. В результате расчёта была определена мощность приключённой турбины в теплофикационном режиме, которая составила 38,5 МВт;

– расчёт технико-экономических показателей, в результате которого был определен удельный расход натурального топлива на выработку электрической и тепловой энергии;

– расчет охраны окружающей среды, целью которого является определение суммарного потребления технической воды после реконструкции турбины и суммарное количество сточных вод;

В качестве индивидуального задания была рассмотрена система водоснабжения для объекта расширения. Проведен анализ, по результатам которого было выявлено, что появляется необходимость в технической воде для охлаждения отработанного пара приключенной турбины. Так, было принято решение установки градирни башенного типа. Был произведен конструкторский, тепловой и аэродинамический расчет установки, по результатам которых были определены размеры градирни, скорость воздуха и температура охлаждающей воды на выходе из нее.

## **СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ**

1. Воронин, В. П. Некоторые направления технического перевооружения теплоэлектроцентралей / В. П. Воронин, А. А. Романов, Ю. А. Цигарели, Б. Л. Барочин, М. А. Вол // Теплоэнергетика. – 2002. – № 12. – С. 2–11.
2. Производственная инструкция 211.202.119-2017 по эксплуатации градирен ст.№1,2, БЗТВ и технического водоснабжения I очереди, В.И. Гавршенко – Усть-Илимск: ТО КТЦ, 2017, 47 с.
3. Производственная инструкция 211.202.125-2018 по эксплуатации градирен ст.№3 обратное техническое водоснабжение II очереди, В.И. Гавршенко – Усть-Илимск: ТО КТЦ, 2017, 38 с.
4. Производственная инструкция 211.202.103-2017 по эксплуатации эксплуатации турбоустановки с турбиной Р-50-130/13, В.И. Гавршенко – Усть-Илимск: ТО КТЦ, 2017, 7-9, 63 с.
5. Тепловые и атомные электрические станции : справочник / под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Энергоатомиздат, 1989. – 608 с.
6. Цыганок, А. П. Проектирование тепловых электрических станций: учеб. пособие / А. П. Цыганок, С. А. Михайленко. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 136 с.
7. Ривкин, С. Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – Москва : Энергия, 1980. – 425 с.
8. Подогреватель низкого давления ПНД [Электронный ресурс] // Официальный сайт КМЗ. – Режим доступа: <https://td-kmz.com>.
9. Бродов, Ю. М. Теплообменники энергетический установок / под общ. ред. проф. д.т.н. Ю.М. Бродова. – Екатеринбург : Издательство Сократ, 2003. – 964 с.
10. РД 34.40.505. Методические указания по эксплуатационному контролю за состоянием сетевых подогревателей. – Введ. 01.11.1985. – Москва : Союзтехэнерго, 1985. – 72 с.
11. Колосов, М. В. Краткий курс тепломассообмена / М. В. Колосов. – Красноярск : ИПК СФУ, 2009. – 100 с.
12. Рихтер, Л.А. Охрана водного и воздушного бассейнов от выбросов ТЭС: учебник для вузов/ Л.А. Рихтер, Э.П. Волков, В.Н. Покровский; Под ред. П.С. Непорожнего. – М.: Энергоиздат, 1981– 296 с.
13. Клевцов, А. В. Расчет градирни. А.В. Клевцов, В.П. Радин, Л.А. Федорович: учебное пособие / А.В. Клевцов. – Москва : издательство МЭИ, 1992. – 24-32 с.
14. Астраханцева, И. А. Экономика и управление энергетическими предприятиями. Оценка экономической эффективности инвестиций в энергетические объекты : учебно-методическое пособие / И. А. Астраханцева, Л. В. Голованова, М. В. Зубова. – Красноярск : БИК СФУ, 2014. – 35 с.

15. СТО 4.2–07–2014 Система менеджмента качества. Общие требования к построению, изложению и оформлению документов учебной деятельности. – Взамен СТО 4.2–07–2012 ; введ. 30.12.13. – Красноярск : ИПК СФУ, 2013. – 60 с.

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

Политехнический институт  
институт

Тепловые электрические станции  
кафедра

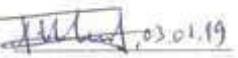
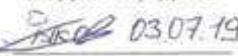
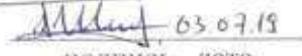
УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой

подпись Е.А. Бойко  
ициалы, фамилия  
« 04 » 07 2019 г.

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника  
код – наименование направления

Проект реконструкции Усть-Илимской ТЭЦ  
тема

Руководитель	 03.01.19	подпись, дата	к.т.н., доцент	П.В. Шишмарев	ициалы, фамилия
Выпускник	 03.07.19	подпись, дата	должность, ученая степень	В.А. Рыков	ициалы, фамилия
Тех. контроль	 09.06.19	подпись, дата		С.А. Михайленко	ициалы, фамилия
Нормоконтролер	 03.07.19	подпись, дата		П.В. Шишмарев	ициалы, фамилия

Красноярск 2019