

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

Политехнический

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« ____ » _____ 2017 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код – наименование направления

Проект реконструкции Красноярской ТЭЦ-2

тема

Руководитель

подпись, дата

старший преподаватель

должность, ученая степень

В.В. Криворучко

инициалы, фамилия

Выпускник

подпись, дата

М.А. Керосилова

инициалы, фамилия

Технический контроль

подпись, дата

С.А. Михайленко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

подпись, дата

П.В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Красноярск 2017

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

Политехнический

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« ____ » _____ 2017 г.

ЗАДАНИЕ

НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ

в форме _____ бакалаврской работы

Студенту Керосиловой Марине Александровне

(фамилия, имя, отчество студента)

Группа ФЭ13-02Б Направление (специальность) 13.03.01

код

Теплоэнергетика и теплотехника

(наименование)

Тема выпускной квалификационной работы Проект реконструкции

Красноярской ТЭЦ-2

Утверждена приказом по университету № 758/с от 30 января 2017 года

Руководитель ВКР В.В. Криворучко, старший преподаватель кафедры

(инициалы, фамилия, должность и место работы)

«ТЭС».

Исходные данные для ВКР характеристика оборудования турбинного
отделения Красноярской ТЭЦ-2.

Перечень разделов ВКР обоснование проекта, экономическая часть,
расчетная часть, индивидуальное задание.

Перечень графического материала

Принципиальная тепловая схема ПТ-135/160-130/15

Принципиальная тепловая схема Т-35/55-1.6

План машинного зала

Градирия

Генеральный план

Руководитель ВКР

подпись

В.В. Криворучко

инициалы, фамилия

Задание принял к исполнению

М.А. Керосилова
подпись, инициалы, фамилия студента

« ____ » _____ 2017 г.

РЕФЕРАТ

Бакалаврская работа по теме «Проект реконструкции Красноярской ТЭЦ-2» содержит 63 страницы текстового документа, 13 использованных источников, 5 листов графического материала.

ПРИКЛЮЧЕННАЯ ПАРОВАЯ ТУРБИНА, ТЕПЛОВАЯ СХЕМА, ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ, ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ, ГРАДИРНЯ, ЭЖЕКЦИОННАЯ ФОРСУНКА.

Цели реконструкции:

- увеличение установленной электрической и тепловой мощности станции;
- повышение экономичности существующего оборудования;
- снижение ограничений установленной электрической и тепловой мощности существующего оборудования.

По результатам технико-экономических расчетов определен оптимальный вариант реконструкции Красноярской ТЭЦ-2. Произведены расчеты принципиальных тепловых схем турбины ПТ-135/165-130/15 и Т-35/55-1.6 на различных режимах работы. Выбрано вспомогательное оборудование в пределах схемы приключенной турбины. Выбрана система технического водоснабжения – обратная с градирней. Произведен расчет и выбор градирни.

Полученные результаты расчетов показывают техническую и экономическую привлекательность проекта реконструкции Красноярской ТЭЦ-2.

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|---|----|
| Введение..... | 3 |
| 1 Экономическая часть | 4 |
| 1.1 Экономическое обоснование выбора состава основного оборудования .. | 4 |
| 1.2 Расчет проектной себестоимости..... | 4 |
| 1.3 Расчет себестоимости единицы тепловой и электрической энергии | 8 |
| 1.4 Оценка экономической эффективности капитальных вложений..... | 8 |
| 2 Расчетная часть..... | 14 |
| 2.1 Краткое описание турбины ПТ-135/165-130-15 | 14 |
| 2.2 Расчет действующей тепловой схемы турбины ПТ-135/165-130/15..... | 19 |
| 2.3 Расчет приключенной турбины Т-35/55-1.6 | 39 |
| 2.4 Расчет турбины Т-35/55-1.6 на конденсационном режиме | 49 |
| 2.5 Расчет турбины ПТ-135/165-130/15 с учетом отпуска пара из производственного отбора на турбину Т-35/55..... | 50 |
| 2.6 Расчет технико-экономических показателей | 52 |
| 2.7 Выбор оборудования в пределах тепловой схемы Т-35/55 | 53 |
| 3 Индивидуальное задание..... | 55 |
| 3.1 Выбор градирни | 55 |
| 3.2 Многоконтурная эжекционная градирня | 56 |
| 3.3 Специальная форсунка | 59 |
| 4 Общая часть | 60 |
| 4.1 Генеральный план..... | 60 |
| 4.2 Система технического водоснабжения..... | 60 |
| Заключение | 62 |
| Список использованных источников | 63 |

ВВЕДЕНИЕ

Красноярская ТЭЦ-2 отапливает и снабжает горячей водой Свердловский, Центральный, Железнодорожный и Октябрьский районы Красноярска и поставляет пар предприятиям южного промышленного узла (ХМЗ, «Кульбытстрой», «Волна», цементный завод, кондитерская фабрика «Краскон») [1]. ТЭЦ-2 - одна из самых экономичных теплоэлектроцентралей по удельному расходу условного топлива на единицу продукции в стране. Она может работать в режиме комбинированной выработки тепла и электроэнергии.

В городе Красноярске преобладает централизованное теплоснабжение потребителей коммунально-бытового сектора от ТЭЦ, угольных и электростанций. Доля централизованного теплоснабжения города растёт, тенденция к увеличению централизации выработки тепла объясняется тем, что застройщики жилья, объектов соцкультбыта, торговли и прочие стараются подключиться к уже существующим теплоисточникам. Увеличивается тепловая нагрузка в основном на энергоисточники с комбинированной выработкой тепла и электрической энергии (ТЭЦ). Тепловая нагрузка закрываемых угольных котельных и электростанций переключается на Красноярские ТЭЦ. При этом наблюдается снижение потребления пара промышленными предприятиями. Поэтому существует перспектива применения промышленного отбора турбины ПТ-135 в качестве теплофикационного.

В настоящей бакалаврской работе рассматриваются варианты реконструкции Красноярской ТЭЦ-2 с установкой приключенной теплофикационной турбины с целью использования мощности производственного отбора турбины ПТ-135 для выработки тепловой и электрической энергии.

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 135 МВт. Ограничения носят сезонный характер и зависят от отпуска тепловой энергии потребителям.

С целью снижения ограничений установленной электрической мощности по группе 135 МВт необходимо задействовать мощности производственных отборов турбин ПТ-135.

Для этого устанавливаем приключенную паровую турбину, работающую на мятом паре из производственных отборов турбин ПТ-135.

По параметрам и расходу мятого пара, с учетом необходимости увеличения тепловой мощности ТЭЦ-2, выбираем подходящую приключенную паровую турбину марки Т-35/55-1.6, производства УТЗ [2].

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 Т-35/55-1.6.

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

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

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

$U_{\text{зн}}$ – 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 0,295 кг у.т./(кВт·ч) или 0,295 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:

$$B_{ТЭЦ} = B_{зв} + B_{э}, \quad (2)$$

где $B_{зв}$ – расход топлива на производство тепловой энергии в горячей воде, тыс. т у.т.;

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

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

$$B_{э} = b_{э} \cdot W_{з.выр}, \quad (3)$$

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

$$W_{з.выр} = N_{у} \cdot T_{уст}, \quad (4)$$

где $N_{у}$ – установленная мощность блока, МВт;

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

$$W_{з.выр} = \frac{35 \cdot 235 \cdot 24 + 55 \cdot 24 \cdot (365 - 235)}{1000} = 369.$$

$$B_{э} = 0.259 \cdot 369 = 108.85.$$

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

$$B_{зв} = b_{т} \cdot Q_{зв}, \quad (5)$$

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

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

где $N_{зв}$ – тепловая нагрузка потребителей, Гкал/час;

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

$$Q_{26} = 110 \cdot 235 \cdot 24 \cdot 10^{-3} = 620.4,$$

$$B_{26} = 0.132 \cdot 620.4 = 81.91,$$

$$B_{ТЭЦ} = 81.91 + 108.85 = 190.76.$$

Затраты на топливо, млн. руб./год:

$$U_T = Ц \cdot B_{ТЭЦ} \cdot 10^{-3}, \quad (7)$$

где $Ц$ – цена условного топлива, руб./т у.т., по данным ФЭО КТЭЦ-2.

$$U_T = 805.9 \cdot 190.76 \cdot 10^{-3} = 153.7.$$

1.2.3 Расходы на оплату труда

Для приближённых расчётов заработной платы по станции можно использовать формулу, млн. руб./год:

$$U_{3П} = N_y \cdot n_y \cdot \Phi_{3П} \cdot 10^{-6}, \quad (8)$$

где n_y – штатный коэффициент, чел./МВт [3];

$\Phi_{3П}$ – средняя зарплата одного работника за год, руб. (по данным ОРП КТЭЦ-2).

$$U_{3П} = 35 \cdot 1.0 \cdot 264000 \cdot 10^{-6} = 9.24.$$

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.

$$K = K_{ан} \cdot \frac{d_{икр}}{d_{пЕРМ}}, \quad (10)$$

где $K_{ан}$ – капитальные вложения в аналогичную турбину Т-35/55-1.6 на Пермской ТЭЦ, млн.руб.;

$d_{\text{КР}}$ – поправочный коэффициент к стоимости промышленного строительства для Красноярского края;

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

$$K = 2600 \cdot \frac{1.13}{1.1} = 2670.9,$$

$$U_a = 2670.9 \cdot \frac{7.6}{100} = 202.99.$$

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.

$$U_{\text{тр}} = 2670.9 \cdot \frac{5}{100} = 133.55.$$

1.2.6 Прочие расходы

К прочим расходам относятся:

- общецеховые 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:

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

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

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (202.99 + 133.55 + 9.24) + 0,3 \cdot 9.24 = 71.93.$$

Эксплуатационные расходы составляют, млн. руб./год:

$$U_{\varepsilon} = 153.7 + 9.24 + 202.99 + 133.55 + 71.93 = 571.4.$$

1.3 Расчет себестоимости единицы тепловой и электрической энергии

Годовой отпуск электроэнергии с шин станции, МВт ч:

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

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

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

$$W_{\varepsilon.отп} = 369 \cdot (1 - 0.067) = 344277.$$

Себестоимость отпущенной электроэнергии, руб./кВт ч:

$$U_{отп}^{\varepsilon} = \frac{U_{\varepsilon}}{W_{\varepsilon.отп}}, \quad (14)$$

$$U_{отп}^{\varepsilon} = \frac{571.4 \cdot 10^6}{344277} = 1659.82.$$

Себестоимость выработанной электроэнергии, руб./кВт ч:

$$U_{выр}^{\varepsilon} = \frac{U_{\varepsilon}}{W_{\varepsilon.выр}}, \quad (15)$$

$$U_{выр}^{\varepsilon} = \frac{571.4 \cdot 10^6}{369000} = 1548.61.$$

Себестоимость отпуска тепловой энергии, руб./Гкал:

$$U_{отп}^m = \frac{U_m}{Q_{гв}}, \quad (16)$$

$$U_{отп}^m = \frac{153.7 \cdot 10^6}{620400} = 307.82.$$

1.4 Оценка экономической эффективности капитальных вложений

Срок окупаемости – это период (измеряемый в месяцах, кварталах или годах), начиная с которого первоначальные затраты покрываются суммар-

ными результатами. Другими словами, это интервал времени, в течение которого общий объем капитальных затрат остается большим суммы амортизационных отчислений и прироста прибыли предприятия.

Для оценки эффективности рассчитываются показатели, устанавливающие соотношения финансовых затрат и результатов, обусловленных реализацией инвестиций.

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

$$NPV = \sum_{n=0}^n (D_{э/э} + D_{т/э} + U_a) \cdot \frac{1}{(1+0.1)^n} - K, \quad (17)$$

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

$D_{т/э}$ – прибыль от продажи тепловой энергии, млн.руб./год;

U_a – амортизационные отчисления, млн.руб./год;

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

n – текущий год.

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

$$D_{э/э} = 0.8 \cdot (T_{cp} - U_{омн}^э) \cdot W_{э.омн} \cdot 10^{-6}, \quad (18)$$

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

$W_{э.омн}$ – годовой отпуск электрической энергии с шин станции, МВт ч;

T_{cp} – средняя тарифная ставка на электрическую энергию, руб./(МВт ч).

$$T_{cp} = \frac{12 \cdot T_m \cdot N_y + T_э \cdot W_{э.омн}}{W_{э.омн}}, \quad (19)$$

где T_m – цена на мощность, руб./МВт (в месяц), по данным КТЭЦ-2 составляет 448782.75 руб./МВт (в месяц);

$T_э$ – цена на электрическую энергию, руб./(МВт ч), по данным ФЭО КТЭЦ-2 составляет 1.59 тыс. руб./МВт.

$$T_{cp} = \frac{12 \cdot 448782.75 \cdot 35 + 1590 \cdot 344277}{344277} = 2137.49.$$

$$D_{э/э} = 0.8 \cdot (2137.49 - 1651.01) \cdot 344277 \cdot 10^{-6} = 131.56.$$

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

$$D_{m/\varepsilon} = (C_m - U_{omn}^m) \cdot Q_{28}, \quad (20)$$

где C_m – тариф на тепловую энергию на рынке составляет 575.00 руб./Гкал;

U_{omn}^m – себестоимость отпущенной тепловой энергии, руб./Гкал;

Q_{28} – годовое производство тепла на ТЭЦ по горячей воде, тыс. Гкал.

$$D_{m/\varepsilon} = (575.00 - 307.82) \cdot 620.4 \cdot 10^{-3} = 165.76.$$

Результаты расчет срока окупаемости капитальных вложений в проект расширения КТЭЦ-2 сведены в таблицу 1.

Таблица 1 – Оценка экономической эффективности капитальных вложений

| Показатели | Расчетный период (год) | | | | | | | | | | |
|---|------------------------|---------|---------|---------|---------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Денежный поток по инвестиционной деятельности – кап. вложения, млн.руб. | -2670.91 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Денежный поток по основной деятельности, млн.руб. | 0 | 498.95 | 498.95 | 498.95 | 498.95 | 498.95 | 498.95 | 498.95 | 498.95 | 498.95 | 498.95 |
| Амортизационные отчисления, млн.руб. | 0 | 202.99 | 202.99 | 202.99 | 202.99 | 202.99 | 202.99 | 202.99 | 202.99 | 202.99 | 202.99 |
| Доход от реализации э/э, млн.руб. | 0 | 131.56 | 131.56 | 131.56 | 131.56 | 131.56 | 131.56 | 131.56 | 131.56 | 131.56 | 131.56 |
| Доход от реализации т/э, млн.руб. | 0 | 165.76 | 165.76 | 165.76 | 165.76 | 165.76 | 165.76 | 165.76 | 165.76 | 165.76 | 165.76 |
| Чистый денежный поток, млн.руб. | -2670.91 | 498.95 | 498.95 | 498.95 | 498.95 | 498.95 | 498.95 | 498.95 | 498.95 | 498.95 | 498.95 |
| 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 дисконтированный доход, млн.руб. | -2670.91 | 453.55 | 412,13 | 374,71 | 340,78 | 309.85 | 281,41 | 255,96 | 232,51 | 211.51 | 192.09 |
| ЧДД нарастающим итогом, млн.руб. | -2670.91 | -2217,3 | -1805,2 | -1430,5 | -1089,7 | -779,8 | -498,4 | -242,5 | -9,9 | 201,5 | 393,6 |

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

Выполним оценку чувствительности показателей эффективности инвестиций к изменению величины капитальных вложений и цены топлива. В таблицах 2, 3 представлены результаты расчетов зависимости ЧДД от величины капитальных вложений и цены топлива соответственно.

Таблица 2 – Данные расчета зависимости ЧДД от величины капитальных вложений

| Показатели | -30% | -20% | -10% | 0 | 10% | 20% | 30% |
|----------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|---------|
| Капитальные вложения, млн.руб. | 1869,6 | 2136,7 | 2403,8 | 2670,9 | 2938 | 3205,1 | 3472,2 |
| Себестоимость э/э, руб./(МВт ч) | 1,32 | 1,42 | 1,54 | 1,66 | 1,77 | 1,89 | 2,01 |
| Себестоимость т/э, руб./(МВт ч) | 253,9 | 271,3 | 290,7 | 310,0 | 329,3 | 348,5 | 367,7 |
| Чистый доход, млн.руб. | 569,5 | 546,9 | 522,9 | 498,9 | 474,9 | 451,0 | 427,1 |
| ЧДД, млн.руб. | 241,1 | 231,8 | 221,7 | 211,5 | 201,3 | 191,2 | 181,1 |
| ЧДД нарастающим итогом, млн.руб. | 1376,3 | 1011,9 | 606,6 | 201,5 | -203,5 | -608,5 | -1013,4 |
| dЧДД, млн.руб. | 1174,7 | 810,4 | 405,1 | 0 | -405,1 | -810,1 | -1215 |
| dЧДД %, % | 487,3 | 349,4 | 182,7 | 0 | -201,1 | -423,5 | -670,9 |

Таблица 3 – Данные расчета зависимости ЧДД от цены топлива

| Показатели | -30% | -20% | -10% | 0 | 10% | 20% | 30% |
|----------------------------------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|--------|
| Цена топлива, руб./т.у.т. | 564,1 | 644,7 | 725,3 | 805,9 | 886,5 | 967,1 | 1047,6 |
| Себестоимость э/э, руб./(МВт ч) | 1,52 | 1,57 | 1,61 | 1,65 | 1,70 | 1,75 | 1,79 |
| Себестоимость т/э, руб./(МВт ч) | 276,6 | 287,7 | 298,9 | 307,8 | 321,1 | 332,1 | 343,1 |
| Чистый доход, млн.руб. | 556,5 | 537,3 | 518,1 | 498,9 | 479,7 | 460,6 | 441,5 |
| ЧДД, млн.руб. | 235,9 | 227,8 | 219,6 | 211,5 | 203,4 | 195,3 | 187,2 |
| ЧДД нарастающим итогом, млн.руб. | 533,1 | 422,5 | 311,9 | 201,5 | 91,2 | -18,9 | -129,1 |
| dЧДД, млн.руб. | 331,6 | 220,9 | 110,4 | 0 | -110,3 | -220,5 | -330,7 |
| dЧДД %, % | 140,5 | 96,9 | 50,2 | 0 | -54,2 | -112,9 | -176,6 |

При увеличении капитальных затрат увеличивается себестоимость электрической энергии. Так как при выполнении оценки чистый доход рассчитывался по тарифам базового расчета, следовательно, ЧДД уменьшается при той же выработке электрической энергии. Так как капитальные затраты увеличиваются, а ЧДД уменьшается, то срок окупаемости увеличивается и наоборот.

При увеличении цены топлива, также увеличивается себестоимость электрической энергии, а, следовательно, ЧДД уменьшается при той же выработке электрической энергии. При неизменных капитальных затратах срок окупаемости увеличивается и наоборот.

По полученным результатам строим график чувствительности ЧДД к изменению величины капитальных вложений и цены топлива, изображенный на рисунке 1.

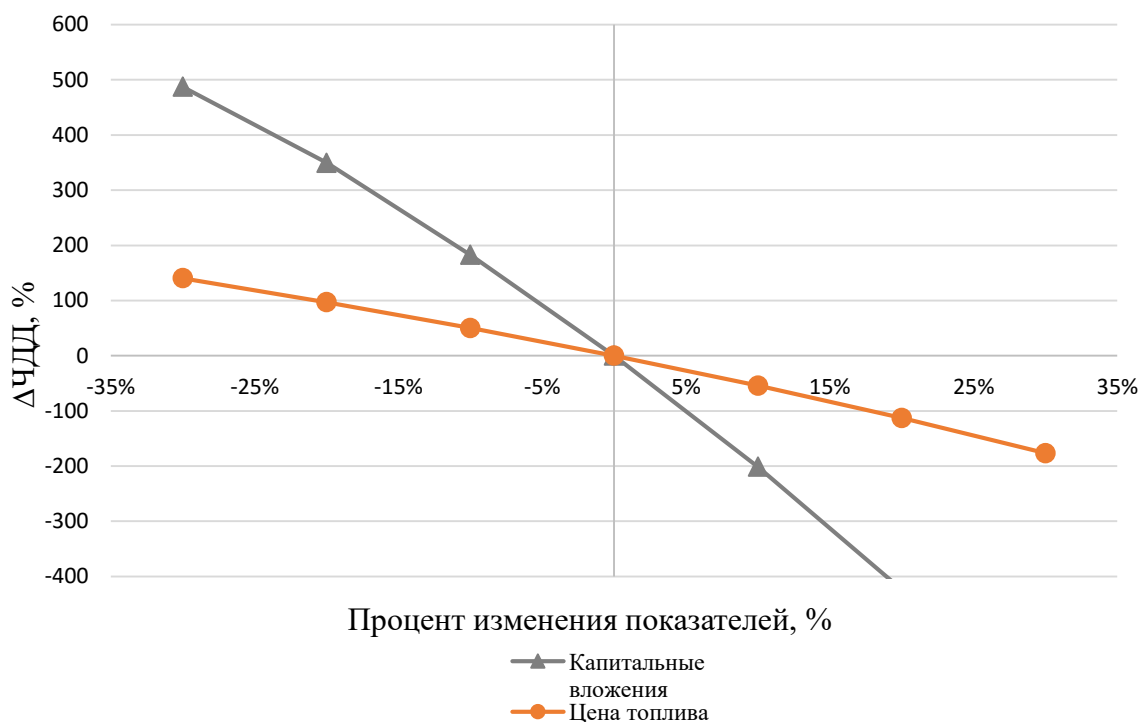


Рисунок 1 – График чувствительности ЧДД

График чувствительности позволяет сделать вывод, что ЧДД более чувствительный к изменению капитальных вложений, чем к изменению цены топлива.

Риск проект характеризуется как очень высокий, так как даже при небольшом увеличении цены топлива или капитальных вложений значительно снижается ЧДД.

2 Расчетная часть

2.1 Краткое описание турбины ПТ-135/165-130-15

2.1.1 Конструкция турбины

Турбина ПТ-135/165-130/15 УТЗ состоит из двух цилиндров – ЦВД и ЦНД [4]. Из паропровода острый пар поступает к двум стопорным клапанам, от которых направляется к четырем регулирующим клапанам сопловой системы парораспределения, установленным на корпусе ЦВД. Подвод пара производится в центральную часть ЦВД. ЦВД турбины выполнен двустенным и противоточным и полностью унифицирован с ЦВД турбины Р-100-130/15 ТМЗ. В левом потоке, направленном в сторону переднего подшипника, расположены одновенечная регулирующая ступень и шесть ступеней давления, в правом потоке расположено шесть ступеней давления. Производственный отбор пара осуществляется из выходного патрубка ЦВД.

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

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

ЦНД турбины выполнен одностенным с одним выхлопом в конденсатор. Передняя и средняя части корпуса ЦНД - литые, задняя - сварная. Все диафрагмы установлены в обоймах, пространство между которыми использовано для размещения патрубков отбора.

С учетом работы в области значительной влажности из-за отсутствия промежуточного перегрева пара лопатка последней ступени выполнена умеренной длины (830 мм), что обеспечивает ее надежность против эрозионного износа.

Фикспункт турбины расположен на передних опорах выхлопного патрубка турбины. Агрегат расширяется в сторону переднего подшипника. Для сокращения времени прогрева и улучшения условий пуска турбины предусмотрен паровой обогрев фланцев и шпилек ЦВД. Для уменьшения протечек

пара в турбине применены бесконтактные лабиринтовые уплотнения. Турбина снабжена валоповоротным устройством, вращающим валопровод турбоагрегата с частотой $0,067 \text{ с}^{-1}$. Лопаточный аппарат турбины рассчитан и настроен на работу при частоте тока в сети 50 Гц , что соответствует частоте вращения ротора 50 с^{-1} . Допускается длительная работа турбины при частоте тока в сети от 49 до $50,5 \text{ Гц}$ [5].

Рассматриваемая турбина имеет четыре регулируемых параметра (давления в трех отборах и электрическая мощность). Система регулирования турбины выполнена электрогидравлической.

Электрическая часть системы регулирования обеспечивает хорошее качество регулирования мощности и давления в отборах и ускоряет срабатывание системы защиты в аварийных ситуациях.

2.1.2 Характеристика тепловой схемы

Основные характеристики для турбины ПТ-135/165-130/15 [4]:

- Электрическая мощность $W_0 = 135 \text{ МВт}$;
- Начальные параметры острого пара:
 - 1) Давление $P_0 = 12,75$;
 - 2) Температура $t_0 = 555 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Номинальная величина производственного отбора $D_{np} = 320 \text{ т/час}$;
- Давление в конденсаторе турбины $P_k = 0,0034 \text{ МПа}$;
- Число отборов пара на регенерацию – 7;
- Давление в отборах:
 - $P_{от1} = 3,335 \text{ МПа}$;
 - $P_{от2} = 2,236 \text{ МПа}$;
 - $P_{от3} = 1,6 \text{ МПа}$;
 - $P_{от4} = 0,5 \text{ МПа}$;
 - $P_{от5} = 0,24 \text{ МПа}$;
 - $P_{от6} = 0,178 \text{ МПа}$;
 - $P_{от7} = 0,086 \text{ МПа}$;
- Внутренний относительный КПД по отсекам турбины:
 - 1) ЦВД $\eta_{oi}^{ЦВД} = 83\%$;
 - 2) ЦНД $\eta_{oi}^{ЦНД} = 80\%$.
- КПД дросселирования по отсекам:
 - 1) ЦВД $\eta_{др}^{ЦВД} = 96\%$;
 - 2) ЦНД $\eta_{др}^{ЦНД} = 96\%$.
- Электромеханический КПД генератора $\eta_{эм} = 0,97$;
- Температура химически очищенной воды $t_{хов} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$;
- КПД подогревателей поверхностного типа $\eta_{мо} = 98\%$.

2.1.3 Краткое описание принципиальной тепловой схемы турбины ПТ-135/165-130/15

Принципиальная тепловая схема турбины ПТ-135/165-130/15, изображенная на рисунке 2 и на 1 листе графической части, состоит из турбоагрегата с генератором ТВВ-160-2 с водородным охлаждением, трех подогревателей высокого давления, деаэратора повышенного давления, подогревателя химочищенной воды, четырех подогревателей низкого давления, сальникового и эжекторного подогревателя, конденсатора КГ-2-6000-1, а также теплофикационной установки по подогреву сетевой воды, состоящей из двух сетевых подогревателей и пиковой бойлерной установки. На станции схема с поперечными связями, т.е. пар со всех котлов идет в общую магистраль острого пара, а затем к турбоагрегатам. На станции установлены парогенераторы БКЗ-420-140 и БКЗ-500-140 с двухступенчатыми расширителями непрерывной продувки, температура свежего пара составляет 560 °С, давление 140 бар [6].

Три подогревателя высокого давления нагревают воду до конечной температуры питательной воды. Слив дренажа в группе ПВД – каскадный. Из ПВД-3 дренаж сбрасывается в деаэратор повышенного давления 0,6 МПа. В него также поступает выпар из первой ступени расширителя непрерывной продувки и основной конденсат турбины.

Сетевая подогревательная установка состоит из двух подогревателей горизонтального типа, устроенных непосредственно под турбиной.

В группе подогревателей низкого давления дренаж из ПНД-4 сливается в ПНД-5 далее в ПНД-6. Из ПНД-6 дренаж подается дренажным насосом в линию основного конденсата. Дренаж из ПНД-7 сливается в конденсатор.

Первый, второй и третий отборы отбираются из цилиндра высокого давления турбины соответственно на подогреватели высокого давления ПВД-1, ПВД-2, ПВД-3. Из третьего отбора производится также отбор пара на деаэратор и промышленному потребителю. Четвертый, пятый, шестой и седьмой отборы осуществлены из цилиндра низкого давления турбины на подогреватели низкого давления ПНД- 4,5,6,7. Кроме этого из шестого и седьмого отборов осуществляется отбор пара на установку подогрева сетевой воды. Слив дренажа из сетевых подогревателей производится дренажными насосами в линию основного конденсата – перед ПНД-5 и перед ПНД-6.

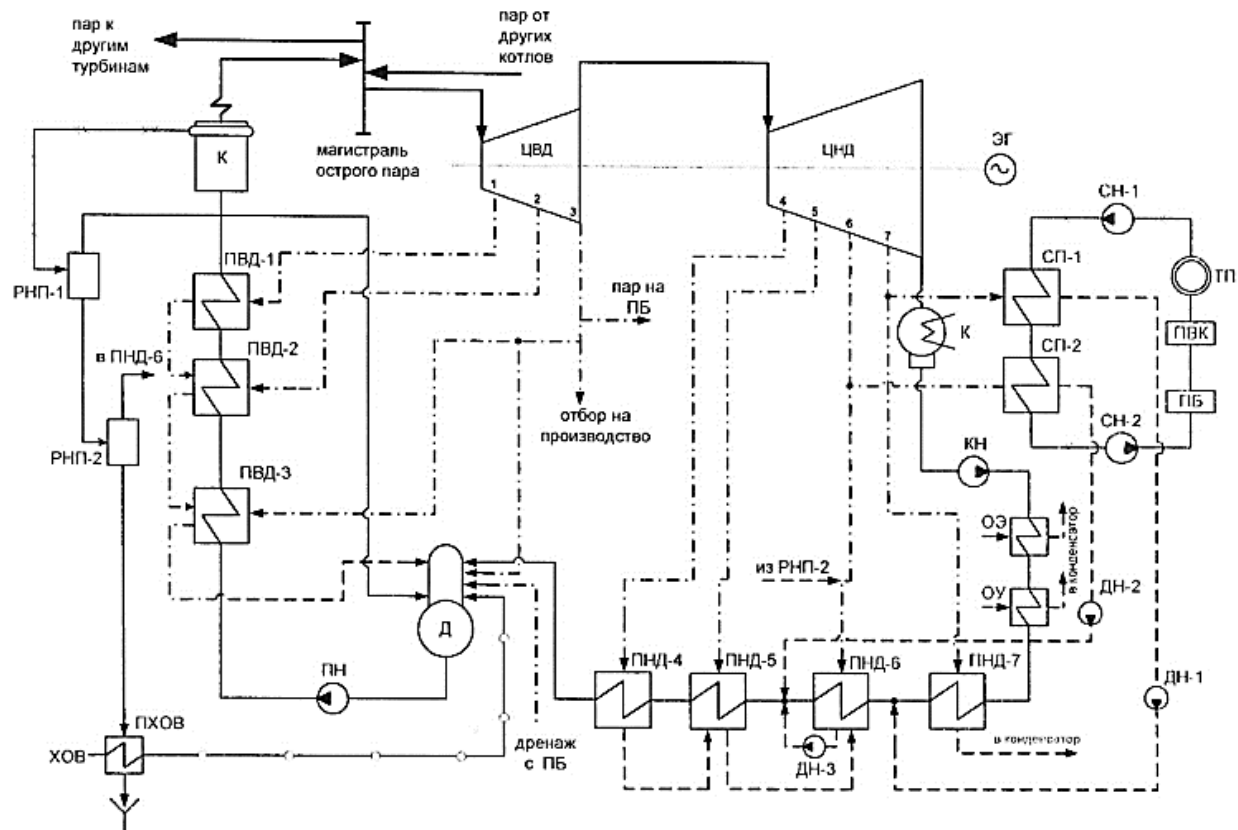


Рисунок 2 – Принципиальная тепловая схема турбины ПТ-135-130, работающей на Красноярской ТЭЦ-2

На сальниковый подогреватель подается пар из сальниковых уплотнений турбинной установки. Дренаж из эжекторного и сальникового подогревателя сливается в конденсатор. Добавочная вода поступает из цеха химводоочистки в деаэратор турбины через подогреватель химочищенной воды. Нагрев воды в сальниковом и эжекторном подогревателях $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ [7].

Пиковые бойлеры ПСВ предназначены для подогрева сетевой воды. По паровой части подогреватели подключены от коллектора $10 \div 16$ ата и коллектора пара на производство, конденсат откачивается на деаэратор высокого давления. Величина недогрева подогревателей сетевой воды и пиковых бойлеров $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ [7].

2.1.4 Подогреватели низкого давления

Подогрев основного конденсата перед подачей его в деаэратор осуществляется в подогревателях низкого давления ПНД-4,5,6,7. Величина недогрева поверхностных подогревателей низкого давления $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ [7]. Типы подогревателей низкого давления приведены в таблице 4.

Таблица 4 — Типы подогревателей низкого давления

| Наименование | Тип оборудования |
|--------------|------------------|
| 1. ПНД№4 | ПН-400-26-8 |
| 2. ПНД№5 | ПН-400-26-8 |
| 3. ПНД№6 | ПН-400-26-7 |
| 4. ПНД №7 | ПН-400-26-7 |

Все приведенные подогреватели низкого давления - поверхностного типа, вертикальные, давление нагреваемой воды в которых определяется напором, создаваемым конденсатными насосами [8].

Каждый ПНД комплектуется:

- регулятором уровня и регулирующим клапаном для поддержания необходимого, заданного уровня конденсата;
- дистанционным сигнализатором и местным указателем уровня.

2.1.5 Подогреватели высокого давления

Система регенерации высокого давления выполнена однопоточной с нагревом воды в одной группе последовательно расположенных подогревателей. Рабочее давление воды в трубных системах подогревателей высокого давления определяется полным напором питательных насосов. Нагрев питательной воды перед подачей ее в парогенератор осуществляется в подогревателях высокого давления: ПВД-1,2,3. Величина недогрева поверхностных подогревателей высокого давления 5°С [6]. Типы подогревателей приведены в таблице 5.

Таблица 5 – Типы подогревателей высокого давления

| Наименование | Тип оборудования |
|--------------|------------------|
| 1. ПВД-3 | ПВ-760-230-14 |
| 2. ПВД-2 | ПВ-800-230-21 |
| 3. ПВД-1 | ПВ-800-230-32 |

2.1.6 Эжектор уплотнений

Эжектор уплотнений предназначен для отсоса паровоздушной смеси из концевых камер лабиринтовых уплотнений турбины и штоков регулирующих клапанов и для использования тепла пара этой смеси для подогрева основного конденсата.

Эжектор рассчитан на работу с сухим насыщенным или перегретым паром с давлением перед соплом 5 ата. Расход пара на эжектор составляет 500 кг/ч. Эжектор снабжен двумя холодильниками паровоздушной смеси. По водяной стороне они рассчитаны на полный напор конденсатных насосов.

2.1.7 Сальниковый подогреватель

Сальниковый подогреватель предназначен для отсоса пара из промежуточных камер лабиринтовых уплотнений турбины и использования тепла этого пара для подогрева основного конденсата. В пароохладителе пар охлаждается за счет впрыска конденсата.

В качестве сальникового подогревателя используется подогреватель низкого давления поверхностного типа. Конденсат греющего пара сливается в конденсатор. Сальниковый подогреватель по водяной стороне рассчитан на работу при полном давлении конденсатных насосов.

2.1.8 Выводы и обоснование реконструкции

Турбина ПТ-135/165-130/15 имеет производственный отбор номинальным расходом 320 т/ч. В связи с малой величиной фактической нагрузкой внешних промышленных потребителей турбина работает с номинальным расходом пара в производственном отборе только период температуры наружного воздуха ниже - 20°C. При выводе из работы пиковых бойлеров, сокращается расход пара производственного отбора, нагрузка турбоагрегата при этом ограничивается пропускной способностью ЧСД.

Период максимальной загрузки пиковых бойлеров в течении отопительного периода составляет примерно 20%, в остальное время приходится снижать давление греющего пара на ПСВ-500 от параметров производственного отбора 13 ата до 2,5 ата. При этом снижается экономичность работы станции из-за дросселирования пара производственного отбора.

Необходимо произвести реконструкцию с целью повышения максимальной электрической мощности при сохранении тепловой нагрузки теплофикационных отборов.

2.2 Расчет действующей тепловой схемы турбины ПТ-135/165-130/15

2.2.1 Расчет установки по подогреву сетевой воды

От теплового потребителя обратная сетевая вода возвращается с температурой 70°C и расходится на сетевые установки четырех турбин. Часть потока сетевой воды подается на сетевую установку турбины ПТ-135. В расчете принимаем, что водогрейные котлы не работают. Подогрев сетевой воды до температуры 150°C осуществляется паром от стороннего источника.

Схема включения установки по подогреву сетевой воды представлена на рисунке 3.

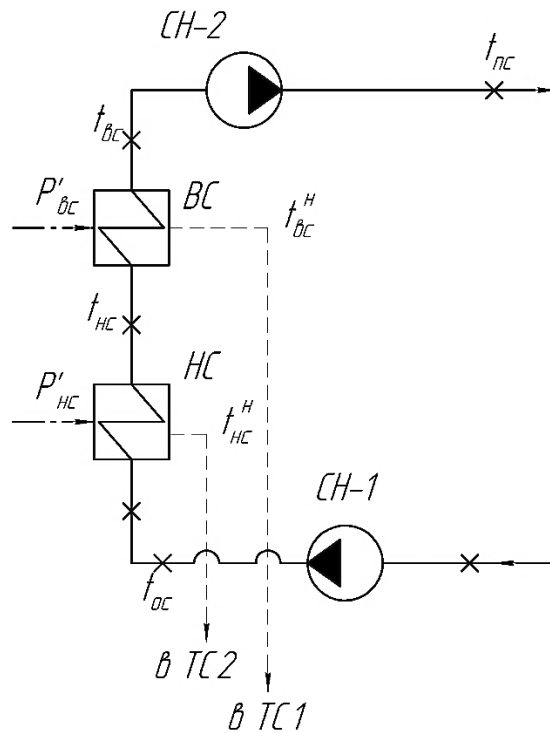


Рисунок 3 – Расчетная схема установки по подогреву сетевой воды:
 CH – сетевой насос; HC – нижний сетевой подогреватель; BC – верхний сетевой подогреватель

Максимальную тепловую нагрузку принимаем равной, мВт:
 $Q_{om}^{\max} = Q_{om}^{\text{баз}} = 127.38.$

Расход сетевой воды, кг/с:

$$G_{CB} = \frac{Q_{om}^{\max}}{C_B \cdot \Delta t} = \frac{127380}{4.186(110 - 70)} = 760.75, \quad (21)$$

где t_{nc} – температура прямой сетевой воды;

t_{oc} – температура обратной сетевой воды;

C_B – теплоемкость воды.

Температура сетевой воды после верхнего сетевого подогревателя, °C:

$$t_{вс} = t_{oc} + \frac{Q_{om}^{\text{баз}}}{G_{CB} \cdot C_B} = 70 + \frac{127380}{760.75 \cdot 4.186} = 110. \quad (22)$$

Принимая недогрев сетевой воды в верхнем сетевом подогревателе 5°C, температура насыщения конденсирующего пара верхнего сетевого подогревателя составляет, °C:

$$t_{\text{вс}}^{\text{н}} = t_{\text{вс}} + \vartheta = 110 + 5 = 115. \quad (23)$$

Энтальпия насыщения конденсирующего пара верхнего сетевого подогревателя кДж/кг:

$$\overline{t_{\text{вс}}^{\text{н}}} = 482.49.$$

Давление пара в корпусе верхнего сетевого подогревателя, МПа [9]:

$$P'_{\text{вс}} = 0.169.$$

Давление пара в шестом отборе турбины с учетом потери давления в трубопроводе 5 % [7], МПа:

$$P_6 = \frac{P'_{\text{вс}}}{0.95} = \frac{0.169}{0.95} = 0.178. \quad (24)$$

Принимаем давление пара в седьмом отбор турбины:

$$P_7 = 0.0816.$$

Давление пара в корпусе нижнего сетевого подогревателя, МПа:

$$P'_{\text{нс}} = P_7 \cdot 0.95 = 0.0816 \cdot 0.95 = 0.086. \quad (25)$$

Энтальпия насыщения конденсирующего пара нижнего сетевого подогревателя кДж/кг:

$$\overline{t_{\text{нс}}^{\text{н}}} = 393.8.$$

Температура насыщения конденсирующего пара нижнего сетевого подогревателя составляет, °С:

$$t_{\text{нс}}^{\text{н}} = 95.$$

Принимая недогрев сетевой воды в нижнем сетевом подогревателе 5 °С, температура сетевой воды после нижнего сетевого подогревателя, °С:

$$t_{\text{нс}} = t_{\text{нс}}^{\text{н}} - \vartheta = 95 - 5 = 90. \quad (26)$$

Расход пара на верхний сетевой подогреватель определяется, кг/с:

$$D_{BC} = \frac{G_{CB} \cdot \Delta t_{BC} \cdot C_B}{(i_{отб6} - t_{вс}^H) \cdot \eta_n} = \frac{760.75 \cdot (110 - 90) \cdot 4.186}{(2650.4 - 482.49) \cdot 0.98} = 29.98. \quad (27)$$

Расход пара на нижний сетевой подогреватель, кг/с:

$$D_{HC} = \frac{G_{CB} \cdot (t_{вс} - t_{ос}) \cdot C_B}{(i_{отб7} - t_{вс}^H) \cdot \eta_n} = \frac{760.75 \cdot (90 - 70) \cdot 4.186}{(2554.6 - 393.8) \cdot 0.98} = 30.08. \quad (28)$$

Нагрузка верхнего сетевого подогревателя, кВт:

$$Q_{BC} = G_{CB} \cdot (t_{вс} - t_{вс}) \cdot C_B = 760.75 \cdot (110 - 90) \cdot 4.186 = 63690. \quad (29)$$

Нагрузка нижнего сетевого подогревателя, кВт:

$$Q_{HC} = G_{CB} \cdot (t_{вс} - t_{ос}) \cdot C_B = 760.75 \cdot (90 - 70) \cdot 4.186 = 63690. \quad (30)$$

2.2.2 Построение процесса расширения пара на i-s диаграмме

Находим на i-s диаграмме точку A_0 . С учётом дросселирования пара в регулирующих органах ЦВД давление пара на входе в проточную часть составляет, МПа:

$$P_0' = P_0 \cdot \eta_{оп}^{уд} = 12.75 \cdot 0.95 = 12.24. \quad (31)$$

Теоретический процесс расширения пара от давления P_0 до давления P_3 , соответствующего давлению за ЦВД, изображается линией $A_0' B_0$. При действительном процессе расширения энтальпию пара в точке "В" можно определить, кДж/кг:

$$i_B = i_{A_0} - (i_{A_0} - i_{B_0}) \cdot \eta_{oi}^{уд}, \quad (32)$$

где $i_{B_0} = 2908.15$ кДж/кг - энтальпия пара в конце теоретического процесса расширения;

$i_{A_0} = 3486.507$ кДж/кг - энтальпия острого пара; $\eta_{oi}^{уд} = 0.83$ - внутренний относительный коэффициент полезного действия цилиндра высокого давления.

$$i_B = 3486.507 - (3486.507 - 2897.7) \cdot 0.83 = 2997.8.$$

Потеря давления от дросселирования пара в цилиндре низкого давления, точка В', МПа:

$$P_3' = P_3 \cdot \eta_{op}^{инд} = 1.6 \cdot 0.98 = 1.57, \quad (33)$$

Давление в конденсаторе, МПа:

$$P_k = 0.0064$$

Используя значения давления в отборах, находим на i -s диаграмме энтальпии пара в этих отборах:

$$i_{от61} = 3156.7 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{от62} = 3067.6 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{от63} = 2997.8 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{от64} = 2800.7 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{от65} = 2692 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{от66} = 2650.4 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{от67} = 2554.6 \text{ кДж/кг};$$

$$i_k = 2266.6 \text{ кДж/кг};$$

Процесс расширения пара в турбине представлен на рисунке 4.

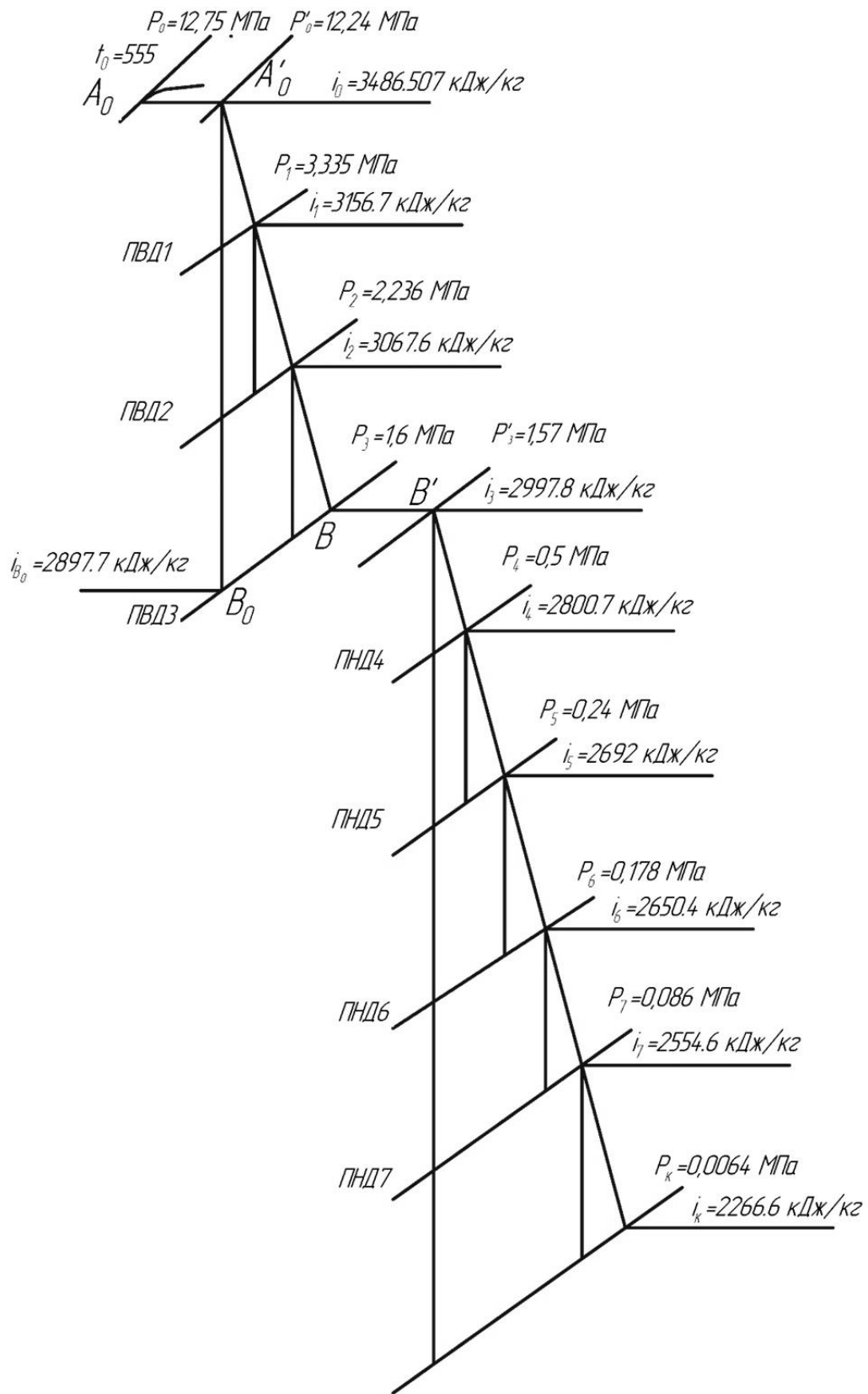


Рисунок 4 – Процесс расширения пара в турбине

2.2.3 Определение параметров по элементам схемы

Основой определения параметров по элементам схемы являются заводские данные по параметрам пара в отборах турбины и данные рабочего процесса в турбине [6]. На примере подогревателя высокого давления ПВД-1 разработана методика расчета.

Давление пара в отборе на ПВД-1 3.335 МПа. Принимая потерю давления в паропроводе 5% [10], находим давление пара у подогревателя, МПа:

$$P_{ПВД1} = 3.335 \cdot 0.95 = 3.168. \quad (34)$$

Температура конденсата греющего пара за ПВД-1, °С [9]:

$$t_{ПВД1}^H = 236.8.$$

Энтальпия конденсата греющего пара за ПВД-1 кДж/кг [9]:

$$t_{ПВД1}^{-H} = 1022.7.$$

Температура питательной воды за ПВД-1 с учетом недогрева, °С:

$$t_{нс} = t_H - \theta = 236.8 - 5 = 231.8. \quad (35)$$

Энтальпия питательной воды на выходе, кДж/кг:

$$t_{нс}^{-} = t_{нс} \cdot C_B = 231.8 \cdot 4.186 = 970.32. \quad (36)$$

Энтальпия пара из отбора, кДж/кг (из i-s диаграммы):

$$i_{отб1} = 3156.7.$$

Использованный теплоперепад на турбине, кДж/кг:

$$h = i_0 - i_{отб1} = 3486.51 - 3156.7 = 329.81. \quad (37)$$

Аналогично рассчитываем параметры по другим элементам схемы. Результаты расчета сводим в таблицу 6.

Таблица 6 – Параметры элементов тепловой схемы

| Наименование величины | ПВД1 | ПВД2 | ПВД3 | Деаэ-ратор | ПНД4 | ПНД5 | ПНД6 | ВС | ПНД7 | НС | Конденсатор |
|--|--------|--------|--------|------------|--------|-------|--------|--------|--------|--------|-------------|
| Давление отборного пара, МПа | 3.335 | 2.236 | 1.6 | 1.6 | 0.5 | 0.24 | 0.178 | 0.178 | 0.086 | 0.086 | 0.0064 |
| Энтальпия пара, кДж/кг | 3156.7 | 3067.6 | 2997.8 | 2997.8 | 2800.7 | 2692 | 2650.4 | 2650.4 | 2554.6 | 2554.6 | 2266.6 |
| Давление пара у подогревателя, | 3.168 | 2.124 | 1.568 | 0.6 | 0.475 | 0.22 | 0.1692 | 0.169 | 0.0816 | 0.0816 | 0.0064 |
| Температура насыщения греющего пара, °С | 236.9 | 215.4 | 200.4 | 158.8 | 149.9 | 124.4 | 115 | 115 | 95 | 95 | 37.3 |
| Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг | 1022.8 | 922.6 | 858.6 | 670.5 | 631.8 | 522.5 | 482.5 | 482.5 | 393.8 | 393.8 | 156.1 |
| Температура воды за подогревателем, °С | 231.9 | 200.4 | 195.4 | 158.8 | 144.9 | 119.4 | 110 | 111 | 90 | 90 | – |
| Энтальпия воды за подогревателем, кДж/кг | 983.9 | 893.5 | 810.2 | 664.8 | 610.8 | 504 | 460.4 | 464.6 | 372.6 | 376.8 | – |
| Использованный теплореперпад, кДж/кг | 329.8 | 418.9 | 488.7 | 488.7 | 685.8 | 794.5 | 836.1 | 836.1 | 931.9 | 931.9 | 1219.9 |

2.2.4 Определение предварительного расхода пара на турбину

Номинальный расход пара в производственный отбор 320 т/ч. Из них около 32 т/ч (8.88 кг/с) идут производственному потребителю.

Коэффициент недоиспользования мощности производственного отбора:

$$y_{nm} = \frac{i_{np} - i_k}{i_0 - i_k} = \frac{2997.8 - 2266.6}{3486.51 - 2266.6} = 0.59. \quad (38)$$

Коэффициент недоиспользования мощности отопительных отборов:
для первого отбора:

$$y_{вс} = \frac{i_{вс} - i_k}{i_0 - i_k} = \frac{2650.4 - 2266.6}{3486.51 - 2266.6} = 0.32. \quad (39)$$

Для второго отбора:

$$y_{нс} = \frac{i_{нс} - i_k}{i_0 - i_k} = \frac{2554.6 - 2266.6}{3486.51 - 2266.6} = 0.24. \quad (40)$$

Примем коэффициент регенерации $K_p = 1.19$.

Расход пара на турбину, кг/с:

$$D_T = K_p \cdot \left(\frac{W_{\Delta}}{H_i \cdot \eta_{эм}} + y_n \cdot D_n + y_{вс} \cdot D_{вс} + y_{нс} \cdot D_{нс} \right), \quad (41)$$

где $H_i = 1219.9$ - теплоперепад, срабатываемый турбиной, кДж/кг;
 $\eta_{эм} = 0.98$ - электромеханический КПД.

$$D_T = 1,19 \cdot \left(\frac{135000}{1219.9 \cdot 0.98} + 0.59 \cdot 8.88 + 0.24 \cdot 30.08 + 0.32 \cdot 29.98 \right) = 160.39.$$

2.2.5 Баланс пара и конденсата

Расход пара на эжектор принят 0,5 % от расхода пара на турбину, кг/с [10]:

$$D_{эж} = 0.005 \cdot D_T = 0.005 \cdot 160.39 = 0.802. \quad (42)$$

Расход пара на уплотнение турбины, кг/с [10]:

$$D_{упл} = 0.01 \cdot D_T = 0.01 \cdot 160.39 = 1.6. \quad (43)$$

Утечки пара и конденсата, кг/с [10]:

$$D_{ум} = \frac{\alpha_{ум}}{100} \cdot D_T = \frac{1.1}{100} \cdot 160.39 = 1.76. \quad (44)$$

Расход пара на собственные нужды, кг/с [10]:

$$D_{сн} = \frac{\alpha_{сн}^{мз} + \alpha_{сн}^{ко}}{100} \cdot D_T = \frac{1.2 + 1.25}{100} \cdot 160.39 = 3.93. \quad (45)$$

Расход перегретого пара, кг/с:

$$D_{ne} = D_T + D_{эжс} + D_{упл} + D_{ум} + D_{сн}, \quad (46)$$

$$D_{ne} = 160.39 + 0.801 + 1.6 + 1.76 + 3.93 = 168.49.$$

Расход продувочной воды, кг/с [10]:

$$G_{np} = \frac{\alpha_{np}}{100} \cdot D_{ne} = \frac{1,5}{100} \cdot 168.49 = 2.53. \quad (47)$$

Расход питательной воды с учетом продувки, кг/с:

$$G_{нс} = D_{ne} + G_{np} = 168.49 + 2.53 = 171.02. \quad (48)$$

2.2.6 Расчет расширителей непрерывной продувки

Расчетная схема расширителей непрерывной продувки представлена на рисунке 5.

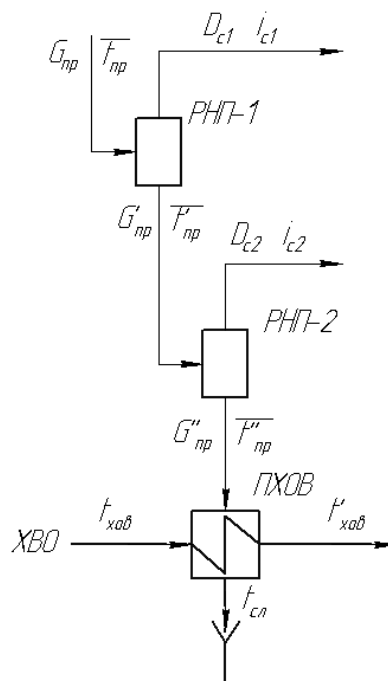


Рисунок 5 – Схема включения расширителей непрерывной продувки

Составим систему уравнений материального и теплового баланса для РНП-1 и РНП-2:

$$\begin{cases} G_{np} = D_{c1} + G'_{np} \\ G_{np} \cdot \bar{t}_{np} = D_{c1} \cdot i_{c1} + G'_{np} \cdot \bar{t}'_{np} \\ G'_{np} = D_{c2} + G''_{np} \\ G'_{np} \cdot \bar{t}'_{np} = D_{c2} \cdot i_{c2} + G''_{np} \cdot \bar{t}''_{np} \end{cases} \quad (49)$$

Исходные данные:

$P_6 = 14$ МПа – давление в барабане котла;

$P_{p1} = 0,6$ МПа – давление в РНП-1;

$P_{p2} = 0,169$ МПа – давление в РНП-2;

Искомые величины:

D_{c1} – расход вторичного пара с РНП-1, кг/с;

G'_{np} – расход продувочной воды с РНП-1, кг/с;

D_{c2} – расход вторичного пара с РНП-2, кг/с;

G''_{np} – расход продувочной воды с РНП-2, кг/с.

Из уравнений материального и теплового баланса для первой ступени расширителя найдём количество вторичного пара, кг/с:

$$D_{c1} = \frac{G_{np} \cdot (\bar{t}_{np} - \bar{t}'_{np})}{r_1} = \frac{2.53 \cdot (1570.88 - 670.5)}{2085.6} = 1.091, \quad (50)$$

где $\bar{t}_{np} = 1570.88$ кДж/кг – энтальпия воды в барабане парогенератора при давлении воды в барабане парогенератора $P_6 = 14$ МПа [9];

$\bar{t}'_{np} = 670.5$ кДж/кг – энтальпия продувочной воды, сливаемой из первой ступени расширителя при давлении $P_{p1} = 0,6$ МПа [9];

$i_{c1} = 2756.139$ кДж/кг – энтальпия вторичного пара из РНП-1 при давлении $P_{p1} = 0,6$ МПа [9];

$r_1 = 2085.6$ кДж/кг – теплота парообразования при давлении $P_{p1} = 0,6$ МПа [9].

Расход продувочной воды в расширитель второй ступени, кг/с:

$$G'_{np} = G_{np} - D_{c1} = 2.53 - 1.091 = 1.436. \quad (51)$$

Из уравнений материального и теплового баланса для второй ступени расширителя найдём количество вторичного пара, кг/с:

$$D_{c2} = \frac{G'_{np} \cdot (\bar{t}'_{np} - \bar{t}''_{np})}{r_2} = \frac{1.436 \cdot (670.5 - 482.5)}{2216} = 0.122, \quad (52)$$

где $\bar{t}'_{np} = 670.5$ кДж/кг – энтальпия продувочной воды, поступающей из первой ступени расширителя при давлении $P_{p1} = 0,6$ МПа [9];

$\bar{t}''_{np} = 482.5$ кДж/кг – энтальпия продувочной воды, сливаемой из второй ступени расширителя при давлении $P_{p2} = 0.169$ МПа [9];

$i_{c2} = 2698.5$ кДж/кг – энтальпия вторичного пара из РНП-2 при давлении $P_{p2} = 0,17$ МПа [9];

$r_2 = 2216$ кДж/кг – теплота парообразования при давлении $P_{p2} = 0.169$ МПа [9].

Количество воды, сливаемой в техническую канализацию, кг/с:

$$G''_{np} = G'_{np} - D_{c2} = 1.436 - 0.122 = 1.31. \quad (53)$$

Количество химически очищенной воды, подаваемой в деаэратор, кг/с:

$$G_{хов} = G''_{np} + D_{ym} + D_{сн} + D_n, \quad (54)$$

$$G_{хов} = 1.31 + 1.76 + 3.93 + 8.88 = 15.89.$$

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

$$t'_{хов} = t_{хов} + \frac{G''_{np} \cdot (t''_{np} - t_{сл})}{G_{хов}} = 30 + \frac{1.31 \cdot (115.27 - 60)}{15.89} = 34.57, \quad (55)$$

где $t''_{np} = 115.27$ °С – температура продувочной воды расширителя второй ступени;

$t_{сл} = 60$ °С – температура продувочной воды, сливаемая в техническую канализацию после подогревателя химически очищенной воды.

2.2.7 Расчет регенеративной схемы ПВД

Схема включения ПВД представлена на рисунке 6.

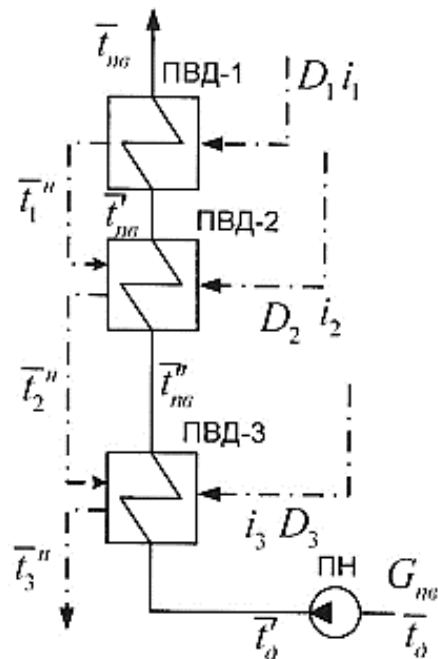


Рисунок 6 – Схема включения подогревателей высокого давления

Уравнение теплового баланса для ПВД-1:

$$D_1 \cdot (i_1 - \bar{t}_{н1}) \cdot \eta = G_{нв} (\bar{t}_{нв} - \bar{t}'_{нв}). \quad (56)$$

Из выражения (56) находим расход пара на ПВД-1, кг/с:

$$D_1 = \frac{G_{нв} (\bar{t}_{нв} - \bar{t}'_{нв})}{(i_1 - \bar{t}_{н1}) \cdot \eta} = \frac{171.02 \cdot (970.32 - 893.5)}{(3156.7 - 1022.7) \cdot 0.98} = 6.28.$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-2:

$$(D_2 \cdot (i_2 - \bar{t}_{н2}) + D_1 \cdot (\bar{t}_{н1} - \bar{t}_{н2})) \cdot \eta = G_{нв} (\bar{t}'_{нв} - \bar{t}_{нв}). \quad (57)$$

Из выражения (57) находим расход пара на ПВД-2, кг/с:

$$D_2 = \frac{G_{нв} (\bar{t}'_{нв} - \bar{t}_{нв}) - D_1 \cdot (\bar{t}_{н1} - \bar{t}_{н2}) \cdot \eta}{(i_2 - \bar{t}_{н2}) \cdot \eta}, \quad (58)$$

Тогда расход пара на ПВД-2, кг/с:

$$D_2 = \frac{171.02 \cdot (893.5 - 810.2) - 6.28 \cdot (1022.7 - 922.6) \cdot 0.98}{(3067.6 - 922.6) \cdot 0.98} = 6.48.$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-3:

$$(D_3(i_3 - \bar{t}_{н3}) + (D_1 + D_2) \cdot (\bar{t}_{н2} - \bar{t}_{н3})) \cdot \eta = G_{нс} (\bar{t}_{нс}'' - \bar{t}_0'), \quad (59)$$

Из выражения (59) находим расход пара на ПВД-3, кг/с:

$$D_3 = \frac{G_{нс} (\bar{t}_{нс}'' - \bar{t}_0') - (D_1 + D_2) \cdot (\bar{t}_{н2} - \bar{t}_{н3}) \cdot \eta}{(i_3 - \bar{t}_{н3}) \cdot \eta}, \quad (60)$$

где \bar{t}_0' - энтальпия питательной воды на входе в ПВД-3, определим с учётом нагрева её в питательном насосе, кДж/кг:

$$\bar{t}_0' = h_0 + \frac{\Delta P_{нн} \cdot V}{\eta_n} = 670.5 + \frac{(182 - 6) \cdot 10^2 \cdot 0.0011}{0.75} = 696.31, \quad (61)$$

где $\Delta P_{нн}$ – перепад давления питательной воды в питательном насосе, МПа;
 $V = 0.0011$ м³/кг – удельный объем питательной воды;
 $\eta_n = 0.75$ – КПД насоса.

$$D_3 = \frac{171.02 \cdot (810.2 - 696.31) - (6.28 + 6.48) \cdot (922.6 - 858.61) \cdot 0.98}{(2997.8 - 858.61) \cdot 0.98} = 8.91.$$

2.2.8 Расчет деаэратора

Схема потоков воды и пара деаэратора представлена на рисунке 7.

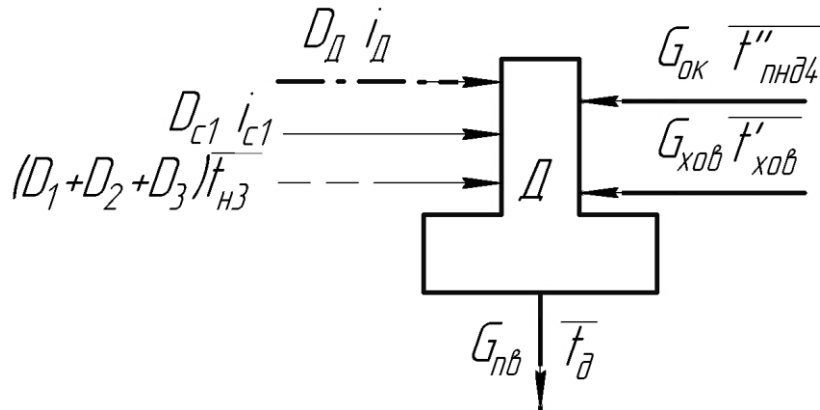


Рисунок 7 – Схема включения деаэратора

Уравнение материального баланса:

$$G_{нс} = (D_1 + D_2 + D_3) + D_{c1} + D_{Д} + G_{ок} + D_{хов}, \quad (62)$$

$$171.02 = (6.28 + 6.48 + 8.91) + 1.091 + D_{Д} + G_{ок} + 15.89.$$

Уравнение теплового баланса:

$$G_{нс} \cdot \bar{t}_o = (D_1 + D_2 + D_3) \cdot \bar{t}_{н3} + D_{c1} \cdot i_{c1} + D_D \cdot i_D + G_{ок} \cdot \bar{t}_{ПНД4}'' + D_{хов} \cdot \bar{t}'_{хов}, \quad (63)$$
$$171.02 \cdot 696.31 = (6.28 + 6.48 + 8.91) \cdot 858.61 + 1.091 \cdot 2756.14$$
$$+ D_D \cdot 2982.7 + G_{ок} \cdot 610.8 + 15.89 \cdot 34.57 \cdot 4.186.$$

Искомые величины:

$G_{ок}$ – расход основного конденсата после ПНД-4, кг/с;

D_D – расход греющего пара в деаэратор, кг/с.

Определение параметров при неизвестных:

$i_D = 2982.7$ кДж/кг – энтальпия греющего пара в деаэратор;

$\bar{t}_{ПНД4}'' = 610.8$ кДж/кг – энтальпия основного конденсата после ПНД-4;

$\bar{t}'_{хов} = 34.57$ °С – температура химически очищенной воды на выходе из подогревателя.

Решив систему из уравнений (62) и (63) получим, кг/с:

$$G_{ок} = 126.32$$

$$D_D = 6.04$$

2.2.9 Расчет регенеративной схемы ПНД

Схема включения подогревателей низкого давления представлена на рисунке 8.

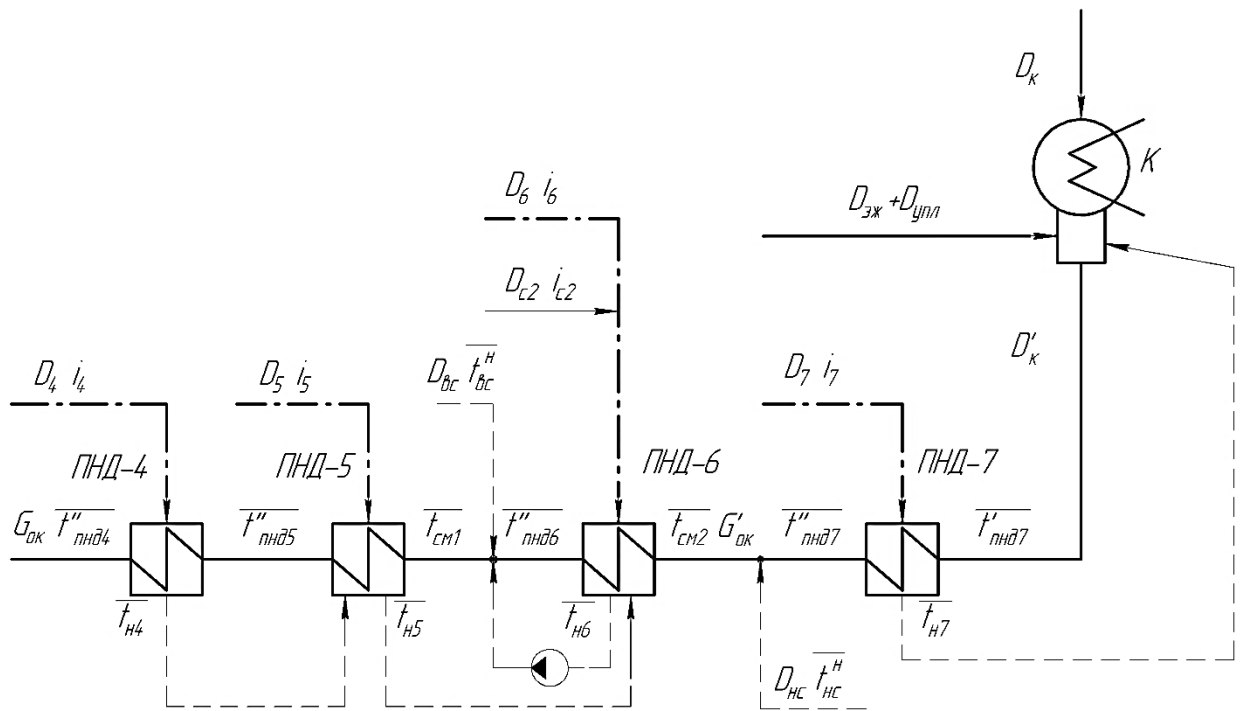


Рисунок 8 – Схема включения подогревателей низкого давления

Уравнения теплового и материального баланса для схемы:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 D_4 \cdot (i_4 - \bar{t}_{н4}) \cdot \eta = G_{ок} \cdot (\bar{t}_{ПНД4}'' - \bar{t}_{ПНД5}'') \\
 D_5 \cdot (i_5 - \bar{t}_{н5}) \cdot \eta + D_4 \cdot (\bar{t}_{н4} - \bar{t}_{н5}) \cdot \eta = G_{ок}' \cdot (\bar{t}_{ПНД5}'' - \bar{t}_{см1}') \\
 G_{ок} = G_{ок}' + (D_5 + D_4 + D_6 + D_{c2}) + D_{вс} \\
 G_{ок} \cdot \bar{t}_{см1} = G_{ок}' \cdot \bar{t}_{ПНД5}'' + (D_5 + D_4 + D_6 + D_{c2}) \cdot \bar{t}_{н6} + D_{вс} \cdot \bar{t}_{вс}^H \\
 (D_{c2} \cdot (i_{c2} - \bar{t}_{н6}) + D_6 \cdot (i_6 - \bar{t}_{н6})) \cdot \eta = G_{ок}' \cdot (\bar{t}_{ПНД6}'' - \bar{t}_{см2}') \\
 G_{ок}' = D_{к}' + D_{нс} \\
 G_{ок}' \cdot \bar{t}_{см2}' = D_{к}' \cdot \bar{t}_{ПНД7}'' + D_{нс} \cdot \bar{t}_{нс}^H \\
 (D_7 \cdot (i_7 - \bar{t}_{н7})) \cdot \eta = D_{к}' \cdot (\bar{t}_{ПНД7}'' - \bar{t}_{ПНД7}')
 \end{array} \right. \quad (64)$$

Искомые величины:

D_4 – расход греющего пара на ПНД-4, кг/с;

D_5 – расход греющего пара на ПНД-5, кг/с;

$G_{ок}'$ – расход основного конденсата до точки смешения №1, кг/с;

$\bar{t}_{см1}'$ – энтальпия основного конденсата в точке смешения №1, кДж/кг;

D_6 – расход греющего пара на ПНД-6, кг/с;

D_7 – расход греющего пара на ПНД-7, кг/с;

D'_k – расход основного конденсата до точки смешения №2, кг/с;

$\bar{t}_{см2}$ – энтальпия основного конденсата в точке смешения №2, кДж/кг.

Решив данную систему, получим:

$$D_4 = 6.34 \text{ кг/с};$$

$$D_5 = 6.78 \text{ кг/с};$$

$$G'_{ок} = 76.59 \text{ кг/с};$$

$$\bar{t}_{см1} = 384.43 \text{ кДж/кг.}$$

$$D_6 = 6.49 \text{ кг/с};$$

$$D_7 = 4.29 \text{ кг/с};$$

$$D'_k = 46.51 \text{ кг/с};$$

$$\bar{t}_{см2} = 273.99 \text{ кДж/кг}$$

Расход пара в конденсатор, кг/с:

$$D_k = D'_k - (D_{эжс} + D_{yn} + D_7), \quad (65)$$

$$D_k = 46.51 - (0.802 + 1.6 + 4.29) = 39.81.$$

Проверка баланса пара в турбине, кг/с:

$$D_k = D_T - (D_1 + D_2 + D_3 + D_\partial + D_n + D_4 + D_5 + D_6 + D_7 + D_{нс} + D_{вс}),$$

$$D_k = 160.39 - (6.28 + 6.48 + 8.91 + 6.04 + 8.88 + 6.34 + 6.78 + 6.49 + 4.29 + 30.07 + 29.98) = 39.81.$$

Что совпадает с ранее найденным значением.

Проверка по мощности:

$$W_p = \left(\sum_{i=1}^n D_i^{омб} \cdot H_i^{омб} \right) \cdot \eta_{эм}. \quad (66)$$

Электрическая нагрузка турбины, кВт:

$$W_p = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6 + W_7 + W_k$$

$$W_1 = D_1 \cdot H_1 \cdot \eta_{эм} = 6.28 \cdot 329.81 \cdot 0.98 = 2030.42,$$

$$W_2 = D_2 \cdot H_2 \cdot \eta_{эм} = 6.48 \cdot 418.91 \cdot 0.98 = 2661.79,$$

$$\begin{aligned}
W_3 &= (D_3 + D_\partial + D_n) \cdot H_3 \cdot \eta_{эм} = \\
&= (8.91 + 6.04 + 8.88) \cdot 488.71 \cdot 0.98 = 11415.77, \\
W_4 &= D_4 \cdot H_4 \cdot \eta_{эм} = 6.34 \cdot 685.81 \cdot 0.98 = 4262.84, \\
W_5 &= D_5 \cdot H_5 \cdot \eta_{эм} = 6.78 \cdot 794.51 \cdot 0.98 = 5282.45, \\
W_6 &= (D_6 + D_{6c}) \cdot H_6 \cdot \eta_{эм} = (6.49 + 29.98) \cdot 836.11 \cdot 0.98 = 29889.43, \\
W_7 &= (D_7 + D_{7c}) \cdot H_7 \cdot \eta_{эм} = (4.29 + 30.08) \cdot 931.91 \cdot 0.98 = 31390.95, \\
W_k &= D_k \cdot H_k \cdot \eta_{эм} = 39.81 \cdot 1219.9 \cdot 0.98 = 47597.06. \\
W_p &= \sum_{i=1}^n W_i = 134531.
\end{aligned}$$

Погрешность расчета составляет:

$$\delta = \left| \frac{W_э - W_p}{W_э} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{135000 - 134531}{135000} \right| \cdot 100\% = 0.348\%. \quad (67)$$

Так как отклонение мощности от ранее принятой для расчета не превышает заданную мощность (<2%), то расчет закончен.

2.2.10 Расчет технико-экономических показателей работы станции

Расчет ведется по новой методике определения технико-экономических показателей ТЭЦ [11].

Расход тепла на турбоустановку, кВт:

$$\begin{aligned}
Q_{my} &= D_m \cdot (i_0 - \bar{t}_{не}) + D_{c1} \cdot (i_{c1} - \bar{t}_{не}) + D_{c2} \cdot (i_{c2} - \bar{t}_{не}) + G_{хов} \cdot (\bar{t}'_{хов} - \bar{t}_{не}), \quad (68) \\
Q_{my} &= 160.39 \cdot (3486.51 - 970.32) + 1.091 \cdot (2756.14 - 970.32) + \\
&+ 0.12 \cdot (2698.54 - 970.32) + 15.89 \cdot (34.57 \cdot 4.186 - 970.32) = 392611.
\end{aligned}$$

Тепловая нагрузка котла, кВт:

$$\begin{aligned}
Q_{не} &= D_{не} \cdot (i_{не} - \bar{t}_{не}) + G_{np} \cdot (\bar{t}_{np} - \bar{t}_{не}), \quad (69) \\
Q_{не} &= 168.49 \cdot (3489.5 - 970.32) + 2.53 \cdot (1570.88 - 970.35) = 425979.
\end{aligned}$$

Затраченная теплота на сетевые подогреватели, кВт:

$$\begin{aligned}
Q_{BC} &= D_{BC} \cdot (i_{омб6} - \bar{t}_{6c}^H) = 29.98 \cdot (2650.4 - 482.49) = 64989.79, \\
Q_{HC} &= D_{HC} \cdot (i_{омб7} - \bar{t}_{7c}^H) = 30.08 \cdot (2554.6 - 393.8) = 64989.79.
\end{aligned}$$

Расход теплоты на производство, кВт:

$$Q_{np} = D_{вк} \cdot (i_3 - \bar{t}_{ок}) + D_{нк} \cdot (i_3 - \bar{t}_{хов}), \quad (70)$$

$$Q_{np} = 0 + 8.88 \cdot (2997.8 - 34.57 \cdot 4.186) = 25360.8.$$

Затраченная теплота на сетевые подогреватели и производство, кВт:

$$Q_m = Q_{BC} + Q_{HC} + Q_{np} = 64989.79 + 64989.79 + 25360.8 = 155340. \quad (71)$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кВт:

$$Q^3 = Q_{my} - Q_m = 392611 - 155340 = 237270. \quad (72)$$

Полный расход натурального топлива, кг/с:

$$B = \frac{Q_{не}}{Q_n^p \cdot \eta_{нг}} = \frac{425979}{15700 \cdot 0.921} = 29.46. \quad (73)$$

где $Q_n^p = 15700$ – теплота сгорания натурального топлива, кДж/кг;

$\eta_{нг} = 0.921$ – КПД парогенератора.

Расход натурального топлива на выработку электроэнергии, кг/с:

$$B_3 = B \cdot K_3 \cdot \frac{W_{омн}}{W_3 - W_{33}^{ch}}. \quad (74)$$

Принимая мощность собственных нужд блока 9 % [10], отпущенная мощность составляет, кВт:

$$W_{омн} = W_3 - e_{сн} \cdot W = 135000 - 0.09 \cdot 135000 = 122850. \quad (75)$$

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

$$W_{33}^{ch} = e_{33}^{ch} \cdot W = 0.05 \cdot 135000 = 6750. \quad (76)$$

где $e_{33}^{ch} = 0.05$ – доля электроэнергии, затраченная на производство электроэнергии [10].

Коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии:

$$K_3 = \frac{Q^3 + \Delta Q_{отб}^3 + Q_{my}^{ch}}{Q^3 + \Delta Q_{отб}^3 + Q_{my}^{ch} + Q_{my}^m}. \quad (77)$$

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

$$\Delta Q_{отб}^3 = [Q_{вс} \cdot (1 - \xi_{вс}) + Q_{нс} \cdot (1 - \xi_{нс})] \cdot \frac{Q_m^{отб}}{Q_{му}^m} + Q_{np} \cdot (1 - \xi_{np}). \quad (78)$$

Коэффициенты ценности тепла:

$$\xi_{вс} = \frac{i_{вс} - i_{\kappa}}{i_0 - i_{\kappa}} \cdot \left(1 + K \cdot \frac{i_0 - i_{вс}}{i_0 - i_{\kappa}} \right) = \frac{2650.4 - 2266.6}{3486.5 - 2266.6} \cdot \left(1 + 0.42 \cdot \frac{3486.5 - 2650.4}{3486.5 - 2266.6} \right) = 0.41, \quad (79)$$

$$\xi_{нс} = \frac{i_{нс} - i_{\kappa}}{i_0 - i_{\kappa}} \cdot \left(1 + K \cdot \frac{i_0 - i_{нс}}{i_0 - i_{\kappa}} \right) = \frac{2554.6 - 2266.6}{3486.5 - 2266.6} \cdot \left(1 + 0.42 \cdot \frac{3486.5 - 2554.6}{3486.5 - 2266.6} \right) = 0.31, \quad (80)$$

$$\xi_{np} = \frac{i_{np} - i_{\kappa}}{i_0 - i_{\kappa}} \cdot \left(1 + K \cdot \frac{i_0 - i_{np}}{i_0 - i_{\kappa}} \right) = \frac{2997.8 - 2266.6}{3486.15 - 2266.6} \cdot \left(1 + 0.42 \cdot \frac{3486.5 - 2997.8}{3486.5 - 2266.6} \right) = 0.7. \quad (81)$$

Расход тепла на собственные нужды турбоагрегата, кВт:

$$Q_{му}^{сн} = 0,05 \cdot Q_{му}^3 = 0,05 \cdot 392611 = 19630.54. \quad (82)$$

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

$$\Delta Q_{отб}^3 = 64989.79 \cdot (1 - 0.41) + 64989.79 \cdot (1 - 0.31) + 19630.54 \cdot (1 - 0.7) = 90983.43.$$

Коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии:

$$K_3 = \frac{237270.38 + 90983.43 + 19630.54}{237270.38 + 90983.43 + 19630.54 + 155340.41} = 0.691.$$

Расход натурального топлива на выработку электроэнергии, кг/с:

$$B_3 = 29.46 \cdot 0.691 \cdot \frac{122850}{135000 - 6750} = 19.51.$$

Расход топлива на выработку тепла, кг/с:

$$B_m = B - B_3 = 29.46 - 19.51 = 9.95. \quad (83)$$

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

$$b_3 = \frac{B_3}{W_{omn}} \cdot 3600 = \frac{19.51}{122850} \cdot 3600 = 0.57. \quad (84)$$

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

$$b_m = \frac{B_m}{Q_{om}^{\max} + Q_{np}} \cdot 10^6 = \frac{9.95}{127.38 + 25360.82} \cdot 10^6 = 65.15. \quad (85)$$

2.3 Расчет приключенной турбины Т-35/55-1.6

Турбина Т-35/55-1.6 произведена ЗАО «УТЗ», предназначена для питания отработавшим паром турбин типа «Р» или паром производственного отбора турбин типа «ПТ» [2].

Турбина одноцилиндровая, проточная часть состоит из 11 ступеней. Ступени 2-6 полностью унифицированы со ступенями 15-19 турбины ПТ-140. Ступени 10-11 полностью унифицированы со ступенями 24 и 25 турбины Т-110. Подвод пара к турбине осуществляется от двух стопорно-регулирующих клапанов. Система регенерации состоит из четырех ПНД. В качестве ПСГ принят ПСГ-1300 поверхностью теплообмена 1300 м² и расходом сетевой воды до 3000 м³/ч.

Принципиальная тепловая схема турбины Т-35/55-1.6 изображена на рисунке 9 и на 2 листе графической части.

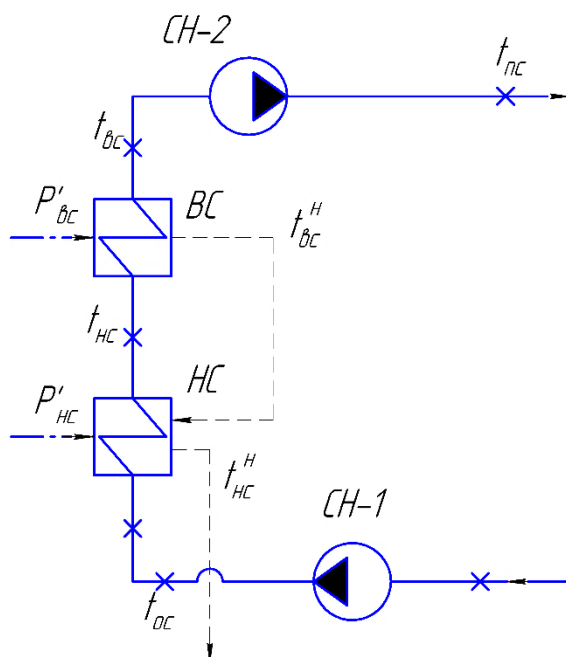


Рисунок 10 – Расчетная схема установки по подогреву сетевой воды:
 СН – сетевой насос; НС – нижний сетевой подогреватель;
 ВС – верхний сетевой подогреватель

Максимальную тепловую нагрузку принимаем равной, МВт:

$$Q_{om}^{\max} = 232.6.$$

Базовая тепловая нагрузка составляет, МВт:

$$Q_{om}^{\text{баз}} = 116.3.$$

Расход сетевой воды, кг/с:

$$G_{CB} = \frac{Q_{om}^{\max}}{C_B \cdot \Delta t} = \frac{232600}{4.186(150 - 70)} = 694.58, \quad (86)$$

где $t_{пс}$ – температура прямой сетевой воды;

$t_{ос}$ – температура обратной сетевой воды;

C_B – теплоемкость воды.

Температура сетевой воды после верхнего сетевого подогревателя, °С:

$$t_{вс} = t_{ос} + \frac{Q_{om}^{\text{баз}}}{G_{CB} \cdot C_B} = 70 + \frac{116300}{694.58 \cdot 4.186} = 110. \quad (87)$$

Принимая недогрев сетевой воды в верхнем сетевом подогревателе 5°C , температура насыщения конденсирующего пара верхнего сетевого подогревателя составляет, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{\text{вс}}^{\text{н}} = t_{\text{вс}} + \vartheta = 110 + 5 = 115. \quad (88)$$

Энтальпия насыщения конденсирующего пара верхнего сетевого подогревателя кДж/кг:

$$\overline{t_{\text{вс}}^{\text{н}}} = 482.42.$$

Давление пара в корпусе верхнего сетевого подогревателя, МПа [9]:

$$P'_{\text{вс}} = 0.169.$$

Давление пара в шестом отборе турбины с учетом потери давления в трубопроводе 5 % [7], МПа:

$$P_6 = \frac{P'_{\text{вс}}}{0.95} = \frac{0.169}{0.95} = 0.178. \quad (89)$$

Принимаем давление пара в седьмом отбор турбины:

$$P_7 = 0.089.$$

Давление пара в корпусе нижнего сетевого подогревателя, МПа:

$$P'_{\text{нс}} = P_7 \cdot 0.95 = 0.089 \cdot 0.95 = 0.085. \quad (90)$$

Энтальпия насыщения конденсирующего пара нижнего сетевого подогревателя кДж/кг:

$$\overline{t_{\text{нс}}^{\text{н}}} = 398.5.$$

Температура насыщения конденсирующего пара нижнего сетевого подогревателя составляет, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{\text{нс}}^{\text{н}} = 95.$$

Принимая недогрев сетевой воды в нижнем сетевом подогревателе 5°C , температура сетевой воды после нижнего сетевого подогревателя, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{\text{нс}} = t_{\text{нс}}^{\text{н}} - \vartheta = 95 - 5 = 90. \quad (91)$$

Расход пара на верхний сетевой подогреватель определяется, кг/с:

$$D_{BC} = \frac{G_{CB} \cdot \Delta t_{BC} \cdot C_B}{(i_{отб6} - t_{вс}^H) \cdot \eta_n} = \frac{694.58 \cdot (110 - 90) \cdot 4.186}{(2650.4 - 482.42) \cdot 0.98} = 27.37. \quad (92)$$

Расход пара на нижний сетевой подогреватель, кг/с:

$$D_{HC} = \frac{G_{CB} \cdot (t_{вс} - t_{ос}) \cdot C_B - D_{BC} \cdot (t_{вс}^H - t_{вс}^H) \cdot \eta_n}{(i_{отб7} - t_{вс}^H) \cdot \eta_n} =$$

$$= \frac{694.58 \cdot (90 - 70) \cdot 4.186 - 27.37 \cdot (482.42 - 398.5) \cdot 0.98}{(2571.27 - 398.5) \cdot 0.98} = 26.25. \quad (93)$$

Нагрузка верхнего сетевого подогревателя, кВт:

$$Q_{BC} = G_{CB} \cdot (t_{вс} - t_{вс}^H) \cdot C_B = 694.58 \cdot (110 - 90) \cdot 4.186 = 58150. \quad (94)$$

Нагрузка нижнего сетевого подогревателя, кВт:

$$Q_{HC} = G_{CB} \cdot (t_{вс} - t_{ос}) \cdot C_B = 694.58 \cdot (90 - 70) \cdot 4.186 = 58150. \quad (95)$$

2.3.2 Построение процесса расширения пара на i-s диаграмме

Процесс расширения пара турбины Т-35/55-1.6 строится аналогично процессу расширения пара турбины ПТ-135/165-130/15. Находим на i-s диаграмме точку A_0 . С учётом дросселирования пара в регулирующих органах ЦВД давление пара на входе в проточную часть составляет, МПа:

$$P_0' = P_0 \cdot \eta_{оп}^{уд} = 16 \cdot 0.95 = 15.2. \quad (96)$$

Теоретический процесс расширения пара от давления P_0 до давления $P_k = 0.0064$, соответствующего давлению в конденсаторе, изображается линией $A'_0 B_0$. При действительном процессе расширения энтальпию пара в точке "В" можно определить, кДж/кг:

$$i_B = i_{A_0} - (i_{A_0} - i_{B_0}) \cdot \eta_{oi}^{уд}, \quad (97)$$

где $i_{B_0} = 2040.42$ кДж/кг - энтальпия мягого пара в конце теоретического процесса расширения;

$i_{A_0} = 2996.9$ кДж/кг - энтальпия мягого пара; $\eta_{oi} = 0.75$ - внутренний относительный коэффициент полезного действия цилиндра.

$$i_B = 2996.9 - (2996.9 - 2040.42) \cdot 0.75 = 2275.5.$$

Используя значения давления в отборах, находим на i -s диаграмме энтальпии пара в этих отборах:

$$i_{от61}=2782.1 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{от62}=2650.45 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{от63}=2571.27 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{от64}=2464.24 \text{ кДж/кг};$$

$$i_k=2275.54 \text{ кДж/кг};$$

Процесс расширения пара в турбине представлен на рисунке 11.

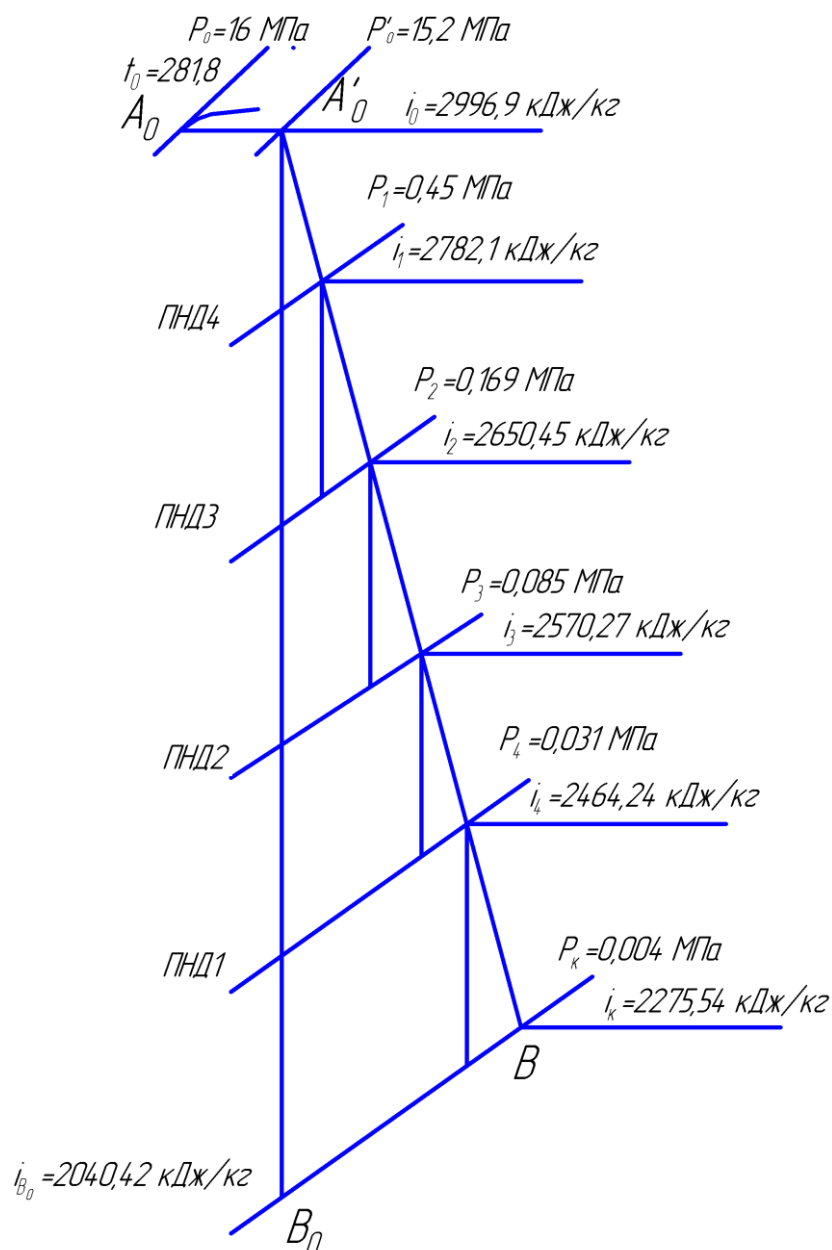


Рисунок 11 – Процесс расширения пара в турбине

2.3.3 Определение параметров по элементам схемы

Параметры по элементам тепловой схемы турбины Т-35/55-1.6 определяются по той же методике, что и для турбины ПТ-135/165-130/15.

Результаты расчета сводим в таблицу 7.

Таблица 7 – Параметры элементов тепловой схемы

| Наименование величины | ПНД4 | ПНД3 | ПНД2 | ВС | ПНД1 | НС | Конденсатор |
|--|--------|--------|--------|--------|---------|--------|-------------|
| Давление отборного пара, МПа | 0.47 | 0.178 | 0.089 | 0.178 | 0.033 | 0.089 | 0.004 |
| Энтальпия пара, кДж/кг | 2782.1 | 2650.4 | 2571.2 | 2650.4 | 2464.24 | 2571.2 | 2275.54 |
| Давление пара у подогревателя, МПа | 0.45 | 0.169 | 0.085 | 0.169 | 0.031 | 0.085 | 0.004 |
| Температура насыщения греющего пара, °С | 149.5 | 115 | 95 | 115 | 71.3 | 95 | 28.96 |
| Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг | 630.1 | 482.9 | 398.5 | 482.9 | 292.2 | 398.5 | 121.4 |
| Температура воды за подогревателем, °С | 144.5 | 110 | 90 | 110 | 66.3 | 90 | – |
| Энтальпия воды за подогревателем, кДж/кг | 608.5 | 461.4 | 376.9 | 461.4 | 277.5 | 376.9 | – |
| Использованный теплоперепад, кДж/кг | 214.8 | 390.3 | 425.6 | 390.3 | 532.6 | 425.6 | 721.4 |

2.3.4 Определение предварительного расхода пара на турбину

Коэффициент недоиспользования мощности отопительных отборов:
для первого отбора:

$$y_{вс} = \frac{i_{вс} - i_k}{i_0 - i_k} = \frac{2650.45 - 2275.54}{2996.9 - 2275.54} = 0.52. \quad (98)$$

Для второго отбора:

$$y_{нс} = \frac{i_{нс} - i_k}{i_0 - i_k} = \frac{2571.27 - 2275.54}{2996.9 - 2275.54} = 0.41. \quad (99)$$

Примем коэффициент регенерации $K_p = 1.06$.

Расход пара на турбину, кг/с:

$$D_T^{T-35} = K_p \cdot \left(\frac{W_{\varepsilon}^{T-35}}{H_i \cdot \eta_{эм}} + y_{вс} \cdot D_{вс} + y_{нс} \cdot D_{нс} \right), \quad (100)$$

где $H_i = 721.36$ – теплоперепад, срабатываемый турбиной, кДж/кг;
 $\eta_{эм} = 0.98$ – электромеханический КПД.

$$D_T^{T-35} = 1.06 \cdot \left(\frac{35000}{721.36 \cdot 0.98} + 0.41 \cdot 26.25 + 0.52 \cdot 27.37 \right) = 78.97.$$

2.3.5 Баланс пара и конденсата

Расход пара на эжектор принят 0,5 % от расхода пара на турбину, кг/с [10]:

$$D_{эж} = 0.005 \cdot D_T^{T-35} = 0.005 \cdot 78.97 = 0.39. \quad (101)$$

Расход пара на уплотнение турбины, кг/с [10]:

$$D_{упл} = 0.01 \cdot D_T^{T-35} = 0.01 \cdot 78.97 = 0.79. \quad (102)$$

Расход мягкого пара, кг/с:

$$D_{не}^{T-35} = D_T^{T-35} + D_{эж} + D_{упл}, \quad (103)$$

$$D_{не}^{T-35} = 78.97 + 0.39 + 0.79 = 80.15.$$

Расход питательной воды равен расходу мягкого пара, кг/с:

$$G_{пв}^{T-35} = D_{не}^{T-35} = 80.15. \quad (104)$$

D_4 – расход греющего пара на ПНД-1, кг/с;

D'_k – расход основного конденсата до точки смешения, кг/с;

$\bar{t}_{см}$ – энтальпия основного конденсата в точке смешения, кДж/кг.

Решив данную систему, получим:

$$D_1 = 5.32 \text{ кг/с};$$

$$D_2 = 3.65 \text{ кг/с};$$

$$D_3 = 0.96 \text{ кг/с};$$

$$D_4 = 0.88 \text{ кг/с};$$

$$D'_k = 26.53 \text{ кг/с};$$

$$\bar{t}_{см} = 356.85 \text{ кДж/кг}$$

Расход пара в конденсатор, кг/с:

$$D_k = D'_k - (D_{эжс} + D_{yn} + D_1 + D_2 + D_3 + D_4), \quad (106)$$

$$D_k = 26.53 - (0.39 + 0.79 + 5.32 + 3.65 + 0.96 + 0.88) = 14.54.$$

Проверка баланса пара в турбине, кг/с:

$$D_k = D_T^{T-35} - (D_1 + D_2 + D_3 + D_4 + D_{нс} + D_{вс}),$$

$$D_k = 78.97 - (5.32 + 3.65 + 0.96 + 0.88 + 26.25 + 27.37) = 14.54.$$

Что совпадает с ранее найденным значением.

Проверка по мощности:

$$W_p^{T-35} = \left(\sum_{i=1}^n D_i^{омб} \cdot H_i^{омб} \right) \cdot \eta_{эм}. \quad (107)$$

Электрическая нагрузка турбины, кВт:

$$W_p^{T-35} = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_k$$

$$W_1 = D_1 \cdot H_1 \cdot \eta_{эм} = 5.32 \cdot 214.8 \cdot 0.98 = 1120.65,$$

$$W_2 = (D_2 + D_{вс}) \cdot H_2 \cdot \eta_{эм} = (3.65 + 27.37) \cdot 390.33 \cdot 0.98 = 11865,$$

$$W_3 = (D_3 + D_{нс}) \cdot H_3 \cdot \eta_{эм} = (0.96 + 26.25) \cdot 425.63 \cdot 0.98 = 11350.1,$$

$$W_4 = D_4 \cdot H_4 \cdot \eta_{эм} = 0.88 \cdot 532.66 \cdot 0.98 = 457.25,$$

$$W_k = D_k \cdot H_k \cdot \eta_{эм} = 14.54 \cdot 721.36 \cdot 0.98 = 10277.9.$$

$$W_p^{T-35} = \sum_{i=1}^n W_i = 35070.9.$$

Погрешность расчета составляет:

$$\delta = \left| \frac{W_3^{T-35} - W_p^{T-35}}{W_3} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{35000 - 35070.9}{35000} \right| \cdot 100\% = 0.2\%. \quad (108)$$

Так как отклонение мощности от ранее принятой для расчета не превышает заданную мощность (<2%), то расчет закончен.

2.4 Расчет турбины Т-35/55-1.6 на конденсационном режиме

Расчет принципиальной схемы приключенной турбины Т-35/55-1.6 на конденсационном (летнем) режиме работы производится аналогично предыдущему тепловому расчету, но без учета отопительных отборов пара.

Номинальная мощность турбины на таком режиме составляет, МВт:

$$W_3^{T-55} = 55.$$

Результаты расчета сведены в таблицу 8.

Таблица 8 – Результаты расчета Т-35/55-1.6 на конденсационном режиме

| Наименование величины | Значение |
|---|----------|
| Коэффициент регенерации K_p | 1.13 |
| Расход пара на турбину D_T^{T-55} , кг/с | 87.92 |
| Расход пара на эжектор $D_{эж}$, кг/с | 0.44 |
| Расход пара на уплотнение турбины $D_{уп}$, кг/с | 0.88 |
| Расход мягкого пара $D_{не}^{T-55}$, кг/с | 89.23 |
| Расход питательной воды $G_{пв}^{T-55}$, кг/с | 89.23 |
| Расход пара на ПНД-1 D_1 , кг/с | 5.93 |
| Расход пара на ПНД-2 D_2 , кг/с | 7.64 |
| Расход пара на ПНД-3 D_3 , кг/с | 3.87 |
| Расход пара на ПНД-4 D_4 , кг/с | 3.73 |
| Расход основного конденсата до точки смешения D'_k , кг/с | 89.23 |
| Энтальпия основного конденсата в точке смешения $\bar{t}_{см}$, кДж/кг | 272.56 |
| Расход пара в конденсатор D_k , кг/с | 66.75 |

Продолжение таблицы 8

| Наименование величины | Значение |
|---|----------|
| Электрическая нагрузка турбины W_p^{T-55} , кВт | 54919.6 |
| Несоответствие заданной мощности δ , % | 0.15 |

Кратность циркуляции конденсатора определяется:

$$m = \frac{h_k}{c \cdot \Delta t}, \quad (109)$$

где h_k – энтальпия конденсата в конденсаторе, кДж/кг;

c – теплоемкость воды, кДж/кг;

Δt – глубина охлаждения воды в эжекционной градирне, °С.

$$m = \frac{2275.54}{4.19 \cdot 10} = 54.3.$$

Расход охлаждающей воды определяется, т/ч:

$$G_{охл.в} = D_k \cdot m = 66.75 \cdot 3.6 \cdot 54.3 = 13097.16. \quad (110)$$

2.5 Расчет турбины ПТ-135/165-130/15 с учетом отпуска пара из производственного отбора на турбину Т-35/55

Схема включения подогревателей в данном расчете не изменяется. Расход пара в производственный отбор $D_n = 320$ т/ч. Поток конденсата из схемы приключенной турбины направляется в деаэратор в объеме $G_{ок}^{T-35} = 80.15$ кг/с, с энтальпией $\bar{t}_{ПНД4}^{T-35} = 608.5$ кДж/кг. Восполнение потерь с невозвращенным конденсатом производится химочищенной водой в деаэратор повышенного давления.

Результаты расчета представлены в таблице 9.

Таблица 9 – Результаты теплового расчета схемы ПТ-135/165-130/15 с отбором пара на приключенную турбину

| Наименование величины | Значение |
|---|----------|
| Коэффициент регенерации K_p | 1.17 |
| Расход пара на турбину D_T , кг/с | 213.79 |
| Расход пара на эжектор $D_{эж}$, кг/с | 1.07 |
| Расход пара на уплотнение турбины $D_{ун}$, кг/с | 2.14 |

Продолжение таблицы 9

| Наименование величины | Значение |
|--|----------|
| Утечки пара и конденсата $D_{ум}$, кг/с | 2.35 |
| Расход пара на собственные нужды $D_{сн}$, кг/с | 5.24 |
| Расход перегретого пара $D_{не}$, кг/с | 224.59 |
| Расход продувочной воды $G_{пр}$, кг/с | 3.37 |
| Расход питательной воды с учетом продувки $G_{пв}$, кг/с | 227.97 |
| Количество вторичного пара из РНП-1 D_{c1} , кг/с | 1.45 |
| Расход продувочной воды в РНП-2 $G'_{пр}$, кг/с | 1.91 |
| Количество вторичного пара из РНП-2 D_{c2} , кг/с | 0.16 |
| Количество сливаемой воды $G''_{пр}$, кг/с | 1.75 |
| Количество химически очищенной воды $G_{хов}$, кг/с | 18.08 |
| Температура химически очищенной воды $t'_{хов}$, °С | 35.36 |
| Расход пара на ПВД-1 D_1 , кг/с | 9.79 |
| Расход пара на ПВД-2 D_2 , кг/с | 8.58 |
| Расход пара на ПВД-3 D_3 , кг/с | 11.83 |
| Расход основного конденсата после ПНД-4 $G_{ок}$, кг/с | 89.66 |
| Расход греющего пара в деаэратор D_d , кг/с | 8.42 |
| Расход пара на ПНД-4 D_4 , кг/с | 4.5 |
| Расход пара на ПНД-5 D_5 , кг/с | 6.23 |
| Расход пара на ПНД-6 D_6 , кг/с | 5.14 |
| Расход пара на ПНД-7 D_7 , кг/с | 1.25 |
| Расход основного конденсата до точки смешения №1 $G'_{ок}$, кг/с | 43.64 |
| Энтальпия основного конденсата в точке смешения №1 $\bar{t}_{см1}$, кДж/кг | 350.91 |
| Расход основного конденсата до точки смешения №2 D'_k , кг/с | 13.57 |
| Энтальпия основного конденсата в точке смешения №2 $\bar{t}_{см2}$, кДж/кг | 196.38 |
| Расход пара в конденсатор D_k , кг/с | 9.11 |
| Электрическая нагрузка турбины W_p^{T-55} , кВт | 135110 |
| Несоответствие заданной мощности δ , % | 0.08 |

2.6 Расчет технико-экономических показателей

Расчет технико-экономических показателей режима после реконструкции произведен аналогично расчету действующей на ТЭЦ-2 тепловой схемы турбины ПТ-135-130.

Для сравнения режимов результаты расчетов сведены в таблицу 10.

Таблица 10 – Техничко-экономические показатели различных режимов

| Техничко-экономические показатели | До реконструкции | После реконструкции |
|---|----------------------|----------------------|
| Расход тепла на турбоустановку Q_{my} , кВт | 392611 | 522939 |
| Тепловая нагрузка котла Q_{ne} , кВт | 425979 | 564863 |
| Затраченная теплота на сетевые подогреватели Q_{BC} и Q_{HC} , кВт | 64989.79 64989.79 | 64989.79 64989.79 |
| Расход тепла на производственный потребитель Q_{np} , кВт | 25360.8 | 216909 |
| Затраченная теплота на сетевые подогреватели и производство Q_m , кВт | 155340 | 346889 |
| Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии $Q_{my}^э$, кВт | 237270 | 176050 |
| Полный расход топлива B , кг/с | 29.46 | 39.06 |
| Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии за счет отборов пара $\Delta Q_{отб}^э$, кВт | 90983.43 | 148401.8 |
| Расход тепла на собственные нужды турбоагрегата $Q_{my}^{сн}$, кВт | 19630.54 | 26146.96 |
| Коэф. отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии $K_э$ | 0.691 | 0.503 |
| Расход топлива на выработку электроэнергии $B_э$, кг/с | 19.51 | 18.81 |
| Расход топлива на выработку тепла B_m , кг/с | 9.95 | 20.25 |
| Удельный расход топлива на выработку электрической энергии $b_э$, кг/кВтч | 0.57 | 0.55 |
| Удельный расход топлива на выработку тепла b_m , кг/ГДж | 65.15 | 58.83 |

Как видно из результатов расчета наиболее экономичным из сравниваемых режимов является режим после реконструкции, при котором в производственном отборе номинальный расход пара. При номинальном режиме самые маленькие значения удельного расхода натурального топлива на выработку электроэнергии и тепла.

При расчете на условное топливо удельный расход на выработку электроэнергии b_e составляет 0.295 кг/(кВт·ч), на выработку тепла b_m составляет 31.51 кг/ГДж=132.03 кг/Гкал=0.132 т/Гкал.

2.7 Выбор оборудования в пределах тепловой схемы Т-35/55

2.7.1 Регенеративные подогреватели

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

Подогреватели низкого давления [6]:

- ПНД-1 типоразмера ПН-350-16-7-II, где 350 – площадь поверхности теплообмена, м², 16 – максимальное давление в трубной системе, бар, 7 – максимальное давление в корпусе, бар;
- ПНД-2 типоразмера ПН-350-16-7-II;
- ПНД-3 типоразмера ПН-200-16-7-I;
- ПНД-4 типоразмера ПН-200-16-7-I;

2.7.2 Выбор конденсатных насосов

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

Выбираем конденсатные насосы 12КсВ-9х4 количеством 2 шт. (на турбину), с характеристиками [10]:

- подача 300 м³/ч;
- полный напор: 160 м вод.ст.;
- частота вращения: 1450 об/мин;
- потребляемая мощность электродвигателя: 230 кВт.

2.7.3 Выбор циркуляционных насосов

Принятая схема технического водоснабжения обратная с градирней. По расходу циркуляционной воды на турбину $G_{охл.в} = 13097.16$ м³/ч выбираем два насоса типа 40ПрВ-60х2 с характеристиками [10]:

- производительность 10400-17300 м³/ч;
- полный напор 10-21 м вод.ст.;
- число оборотов 485 об/мин;
- потребляемая мощность электродвигателя 450-940 кВт.

2.7.4 Выбор сетевых подогревателей

Подогреватели сетевой воды выбираем [10] по расчетному пропуску воды, давлению пара в корпусе и температуре пара на входе и воды на выходе.

Выбираем НС: ПСГ-1300-3-8-I - давление по пару 0.3 МПа, давление по воде - 0.8 МПа. Площадь поверхности нагрева: $F = 1300 \text{ м}^2$. Соблюдается расчетный расход сетевой воды: $G_{св} = 649.58 \text{ кг/с}$ (2338.5 т/ч). По характеристике подогревателя 2000-3000 т/ч.

Выбираем ВС: ПСГ-1300-3-8-I - давление по пару 0.3 МПа, давление по воде - 0.8 МПа

2.7.5 Выбор сетевых насосов

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.

Производительность сетевого насоса:

$$G_{сн} = \frac{G_{св}}{2} \cdot 3.6 = \frac{649.58}{2} \cdot 3.6 = 1169.24. \quad (111)$$

Для первой ступени выбираем насосы СЭ 1250-100 с подачей 1250 м³/ч, напором 0.98 МПа, частотой вращения 1500 об/мин, мощностью 415 кВт.

Для второй ступени выбираем насосы СЭ-1250-140 с подачей 1250 м³/ч, напором 1.37 МПа, частотой вращения 1500 об/мин, мощностью 640 кВт [11].

3 Индивидуальное задание

3.1 Выбор градирни

В системе охлаждения ТЭЦ-2 имеется недостаток охлаждающей воды, который выливается в ограничение установленной мощности в отдельные периоды года. Прямоточная система технического водоснабжения Красноярской ТЭЦ-2 запроектирована изначально на работу только 3 турбоагрегатов в конденсационном режиме. Это основная причина ограничения установленной мощности.

По этой причине выбираем установку оборотного технического водоснабжения с градирней для вновь устанавливаемой турбины. Для установки приключенной турбины необходим объем охлаждающей воды $G_{охл.в} = 13097.16$ т/ч, который был рассчитан по формуле (110). По данному расходу подбираем подходящий агрегат.

По признаку организации движения воздуха градирни классифицируются на: атмосферные – поступление воздуха в объем аппарата продувкой ветром; вентиляционные – движение воздуха в объеме градирни создается вытяжными или нагнетательными вентиляторами; башенные – движение создается естественной тягой воздушного потока вследствие разности плотностей нагретого воздуха и холодного вне ее [12].

По принципу организации поверхности теплообмена в оросителях градирни можно разделить на капельные и пленочные.

Движение воздуха по отношению к воде может быть противоточным, поперечноточным и смешанным.

Градирни атмосферные (открытого типа) – это охладители с малыми расходами воды от 1 до 350 м³/час.

Вентиляторные градирни с гидравлической нагрузкой до 5000 м³/ч – для одиночных одновентиляторных градирен и секционных с нагрузкой на секцию 750, 1000 и 1500 м³/ч. Градирни такого типа широко применяются на промышленных предприятиях со средним расходом охлаждающей воды. Они обеспечивают более устойчивое охлаждение воды, чем атмосферные градирни, и допускают автоматизацию для удержания температуры воды на заданном уровне.

Башенные градирни проектируются на высокие гидравлические нагрузки в пределах от 7 – 10³ до 10 - 10⁴ м³/ч на одну башню при плотности орошения от 6 до 12 м²/(м³·ч). По величине допустимых гидравлических нагрузок башенные градирни являются единственным типом аппаратов, пригодных для практического применения в энергетике.

Особый тип градирен представляют так называемые сухие градирни, в которых охлаждение технической воды происходит в радиаторах. Такого типа аппараты рекомендуется применять лишь, в зонах предельного дефицита пресной воды.

На сегодняшний день самыми конкурентоспособными являются эжекционные градирни серии «ЭГРА», производимые компанией «СПЕЦЗАКАЗ» [13]. Градирни этой серии имеют характеристики на уровне вентиляторных, а по некоторым и превосходят их. К тому же, в данных агрегатах имеется ряд оригинальных технических решений. Активная зона полностью изолирована, предотвращая вынос капельной влаги и попадания мусора. Обеспечен свободный доступ в любую точку агрегата. Водораспределительная система вынесена за пределы активной зоны. Это определяет еще одно преимущество градирен «ЭГРА» - удобство технического обслуживания даже во время их работы. Для предотвращения обледенения в зимний период разработана эффективная противообледенительная система, применяемая только в градирнях «ЭГРА».

3.2 Многоконтурная эжекционная градирня

Так как необходимой охлаждающей воды достаточно велик, подбираем агрегат многоконтурного исполнения.

Агрегат имеет корпус в виде правильной многогранной призмы, базирующийся на опорах высотой не менее двух метров. Градирня может содержать три и более автономных контуров охлаждения кольцевой формы, разделенных между собой концентричными перегородками. Каждый периферийный контур имеет свой водосборный бассейн, а в центральном расположена приемная камера, из которой осуществляется подача охлажденной воды потребителю. Над бассейнами по их периметрам на высоте роста человека располагаются наклонные водосливы. На водосливах смонтированы каналы эжекционных узлов. Непосредственно под ними водораспределительная система.

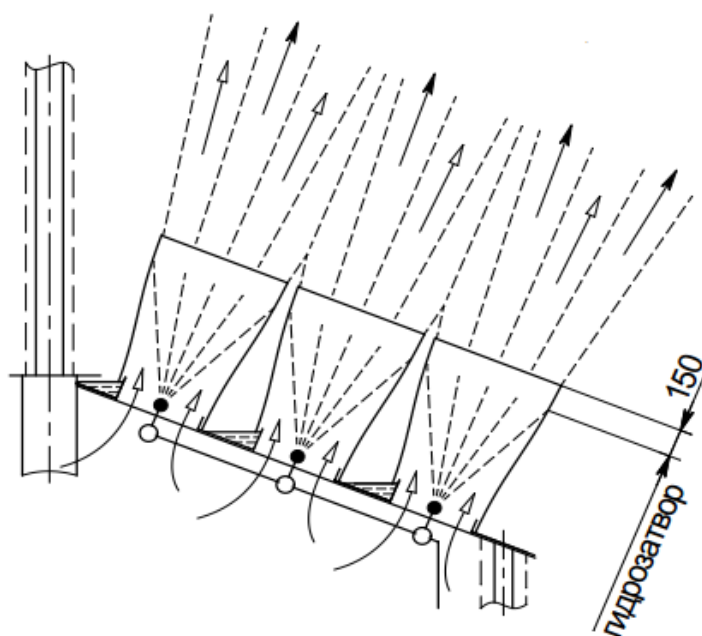


Рисунок 13 – Каналы эжекционных узлов

Ниже устраивают технологические площадки. Ветровые перегородки полностью локализируют активную зону, предотвращая вынос капельной влаги из объема градирни. При этом под водосливами внутри образуются воздухозаборные коридоры, а на периферии – галерея. Настилы технологических площадок в коридорах решетчатые. Двухслойные ограждения формируются из эпоксидированных профильных листов ЭПЛ-200. Ограждения, собранные с помощью специальных крепежных изделий, долговечны и очень устойчивы к разрушению даже при ураганном ветре.

Принципиальная схема многоконтурной эжекционной градирни представлена на 4 листе графической части данной работы и на рисунке 14.

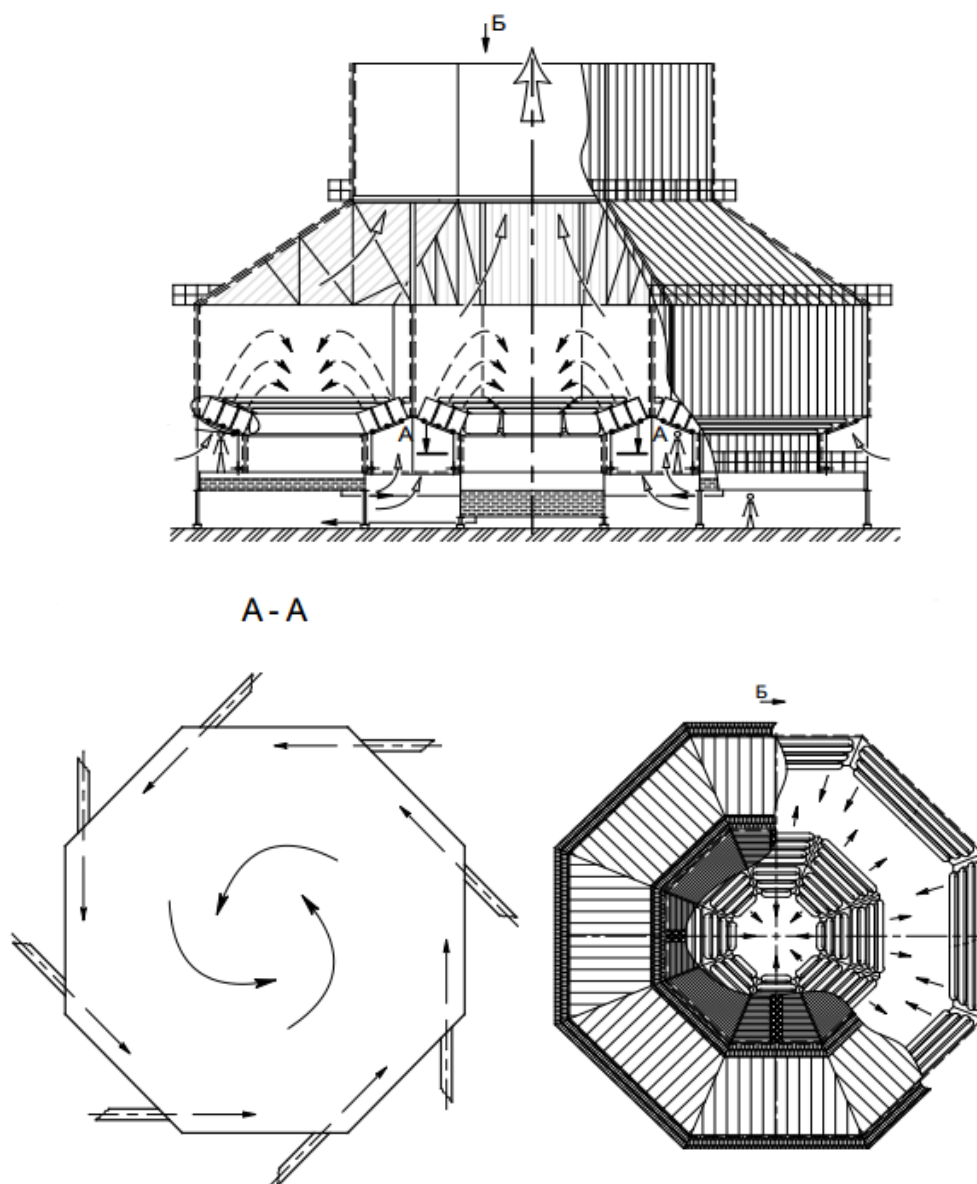


Рисунок 14 – Принципиальная схема многоконтурной эжекционной градирни

Воздух в коридоры поступает из-под днища градирни через щели решетчатого настила. Охлаждение воды начинается уже в объеме эжекционных каналов, где происходит интенсивный подсос воздуха и потоки движутся с большими скоростями. После эжекционных узлов потоки диспергированной воды, взаимодействуя с эжектированным воздухом, движутся вверх по криволинейным траекториям на высоту 5-6 м. Под каплеуловителем происходит двухстороннее лобовое столкновение противоположных потоков, сопровождаемое многократным дроблением и витанием капель в процессе хаотического движения. При этом потоки как бы зависают в объеме на некоторое время, и часть воздуха уходит в атмосферу. Другая часть воздуха, увлекаемая дождем, падающим с большой высоты в пространства между водосливами, перемещается вниз. Затем, воздух, поворачивая у поверхности воды в бассейне, под действием Архимедовой силы и некоторого избыточного давления устремляется к выхлопному каналу. При этом воздух «просеивается» между каплями дождя в периферийных зонах, где плотность орошения в значительно меньше.

Охлажденная вода из бассейнов поступает в приемную камеру по переливным труба, сориентированным тангенциально. Образовавшийся водоворот закручивает воздух и в объеме внутреннего контура охлаждения создается смерчеобразный восходящий поток, увеличивающий самотягу градирни.

В зимний период роль-ставни на галерее опускаются, создавая под водосливами парниковую зону и тем самым, предотвращая обмерзание конструкций.

Таблица 11 – Основные характеристики многоконтурных градирен

| № | Наименование характеристики | Величина показателя |
|---|---|----------------------|
| 1 | Кол-во контуров, шт. | До 4 и более |
| 2 | Высота агрегата, м | До 23 |
| 3 | Габариты в плане (диаметр вписанной окружности), м | До 58 и более |
| 4 | Общий расход воды, м ³ | До 20000 и более |
| 5 | Номинальный перепад температур на входе и выходе, °С | 8-10 |
| 6 | Достижимая глубина охлаждения (при относительной влажности воздуха φ =65%), °С: - без рециркуляции, - с рециркуляцией | tм+(5÷6) tм+(2÷3) |
| 7 | Каплеунос (доля от общего расхода), % | Отсутствует |
| 8 | Расход подпиточной воды, % | 0,9-1 |
| 9 | Потребное давление, МПа (на уровне водораспределительной системы) | 0,2-0,25 |

Таким образом, предлагаемые конструкция градирни, имеющаяся самотяга корпуса и технологическая схема процесса охлаждения обеспечивают высокие эксплуатационные показатели агрегата. Градирня очень удобна для

технического обслуживания даже во время ее работы. В конструкции этой градирни также реализовано множество оригинальных технических решений, четыре из которых защищены патентами РФ. Основные элементы несущих конструкций выполнены из высококачественной конструкционной стали марки 09Г2С. Многоконтурная, также, как и другие градирни серии «ЭГРА», очень надежна в эксплуатации и поэтому для нее может быть установлен гарантийный срок не менее четырех лет

3.3 Специальная форсунка

Важными факторами, определяющими эффективность теплообмена при испарительном охлаждении жидкостей, являются степень диспергирования, скорость движения и структура потока.

Форсунка в таких аппаратах по этим и ряду других параметров имеет одни из лучших показателей - размер капель не превышает 2 мм, структура факела организована в виде полого конуса, сформированного из множества закрученных струй, одновременно движущихся с большими скоростями по спиральным траекториям в контуре конуса. Такая структура потока создает сильную его турбулизацию, также способствующую интенсификации теплообмена. Высокая эффективность достигается благодаря соразмерности и конфигурации элементов проточной части форсунки. Конструкция специального вкладыша «сатурнель» определяет локальное скачкообразное повышение давления, вследствие чего, даже при сравнительно невысоких давлениях в системе поток с большими скоростями вырывается из отверстия насадки. Конструкция форсунки запатентована.

Помимо характеристик, указанных выше, факел с такой структурой обладает повышенной эжектирующей способностью. Это свойство определяет возникновение в объеме насадочных градирен дополнительной зоны интенсивного теплообмена, кроме поверхностей оросителя, а в эжекционных агрегатах позволяет снизить в 1,5-2 раза величину рабочего давления.

4 Общая часть

4.1 Генеральный план

Генеральный план – план размещения основного и вспомогательного оборудования (строений, цехов, сооружений) на площадке, отведенной для строительства электростанции [10]. Генеральный план Красноярской ТЭЦ-2 изображен на пятом листе графической части.

Генеральный план включает следующие производственные и подсобные здания и сооружения:

– Главный корпус, который состоит из машинного зала, бункерно-деаэрационного отделения и котельного отделения. Расположение турбоагрегатов в машинном зале поперечное;

– Объединено-вспомогательный корпус – двухэтажное здание, в котором располагаются центральные ремонтные мастерские, химводоочистка, лаборатория металлов, электролизерная, центральный материальный склад и другие службы;

- Мазутонасосная;
- ЗРУ-110кВ;
- Галерея конвейеров;
- Разгрузочное устройство;
- Узлы пересыпки;
- Пиковая котельная;
- Общестанционная компрессорная;
- Промливневая насосная;
- Пожаронасосная;
- Хозфекальная насосная;
- Автотранспортный цех;
- Азото-кислородная станция;
- Другие здания и сооружения.

Поскольку установка дополнительных агрегатов требует размещения ряда вспомогательного оборудования, были внесены небольшие изменения на генеральном плане станции, а именно, выбрано место расположения приключенной турбины и градирни. Так как эжекционная градирня имеет минимальный каплеунос, направление розы ветров в районе станции не оказывает особого влияния на положение агрегата на генплане.

4.2 Система технического водоснабжения

Система охлаждения Красноярской ТЭЦ-2 прямоточная, с забором и сбросом воды в реку Енисей. Водозаборное сооружение ковшевого типа с низовым забором воды расположено на острове Отдыха. В ковше расположена береговая насосная станция (БНС) для подачи технической воды на ТЭЦ-2. В

насосной станции установлено 4 вертикальных центробежных насоса с производительностью 5000/6120 м³ /ч. От насосной станции воды проходит камеру переключений и по 2 ниткам стальных напорных водоводов идет на ТЭЦ-2. Длина трассы от камеры переключений до ряда А главного корпуса составляет 4.9 км. Прокладка подземная, проходит в сложных городских условиях с 17 отводами с углами от 5 до 90 градусов. Измерение расхода охлаждающей воды, забираемой из реки Енисей производится штатными расходомерами, установленными на обоих напорных водоводах сразу за БНС. Турбины Т-110/120-130 имеют два конденсатора ступеней №1,2,3 с поверхностью охлаждения 6000м² и номинальным расходом охлаждающей воды 16000 м³ /ч. Конденсатор турбины ПТ-135/165-130/15 ступень №4 с поверхностью охлаждения 6000м² и номинальным расходом охлаждающей воды 12400 м³ /ч. Охлаждение вспомогательного оборудования (маслоохладителей турбоагрегатов, питательных насосов) осуществляется из напорных водоводов. Вода для подпитки теплосети и собственные нужды ТЭЦ забирается подогретой после конденсаторов турбин.

Установка приключенной турбины требует дополнительного объема охлаждающей воды на конденсационную установку. Существующая на сегодняшний день схема технического водоснабжения не имеет данного запаса. В связи с этим, в данном проекте предложен вариант использования для этой цели градирни.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В бакалаврской работе рассмотрен вопрос реконструкции Красноярской ТЭЦ-2 с целью максимально задействовать мощность производственного отбора турбины ПТ-135 и получить дополнительную выработку электроэнергии и увеличить тепловую мощность станции.

Проанализировав существующие нагрузки и потребность в электрической и тепловой энергии была выбрана турбина марки Т-35/55-1.6 производства Уральского турбинного завода, работающая на мятом паре.

По результатам оценки экономической эффективности, срок окупаемости проекта реконструкции составляет семь лет.

Выполнены расчеты принципиальных тепловых схем и технико-экономических показателей существующего турбоагрегата ПТ-135/165-130/15 и Т-35/55-1.6 на различные режимы работы. Выбрано оборудование в пределах тепловой схемы турбины Т-35/55-1.6.

В связи с недостатком водного ресурса на станции, рассмотрена схема оборотного технического водоснабжения для конденсатора приключенной турбины. В качестве оптимального агрегата выбрана многоконтурная эжекционная градирня, обеспечивающая достаточно большую глубину охлаждения циркуляционной воды при низких затратах энергии на собственные нужды.

Поскольку установка дополнительных агрегатов требует размещения ряда вспомогательного оборудования, были внесены небольшие изменения на генеральном плане станции, а именно, выбрано место расположения приключенной турбины и градирни.

С учетом полученных результатов, данный проект реконструкции имеет высокую экономическую и техническую привлекательность.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Сибирская генерирующая компания [сайт]. – Режим доступа : <http://sibgenco.ru>.
2. Продукция и услуги : Приключенные паровые турбины [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://www.utz.ru/cgi-bin/catalog/view-pos.cgi?in_id=14.
3. Обоснование решения по составу оборудования ТЭЦ : Метод. Указания для студентов спец. 0305 «Тепловые электрические станции» / Сост. А.Н. Симоненко ; КрПИ. – Красноярск, 1986.
4. Трухний, А.Д. Стационарные паровые турбины : учеб. / А.Д. Трухний. – 2-е изд. перераб. и доп. – Москва : Энергоатомиздат, 1990. – 640 с.
5. Костюк, А.Г. Турбины ТЭС и АЭС. Учебник для вузов. – 2-е изд. перераб. и доп. / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний. – Москва : «МЭИ», 2001. – 448 с.
6. Теплоэнергетика и теплотехника : Общие вопросы : Справочник / Под общ. ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. – 2-е изд. перераб. – Москва : Энергоатомиздат, 1989. – 608 с.
7. Рыжкин, В.Я. Тепловые электрические станции : Учебник для вузов / В.Я. Рыжкин – Москва : Энергоатомиздат. 1987. – 328 с.
8. Рихтер, Л.А. Вспомогательное оборудование тепловых электростанций : учеб. / Л.А. Рихтер, Д.П. Елиазаров, В.М. Лавыгин. – Москва : Энергоатомиздат, 1987. – 218 с.
9. Ривкин, С.Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара : Учеб. для вузов / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – Москва : Энергоатомиздат, 1980. – 424 с.
10. Цыганок, А.П. Проектирование тепловые электрических станций : Учебное пособие / А.П. Цыганок, С.А. Михайленко. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 136 с.
11. Михайленко, С.А. Тепловые электрические станции : Учебное пособие. – 2-е изд. испр. / С.А. Михайленко, А.П. Цыганок. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. – 302 с.
12. Пономаренко, В.С., Арефьев Ю.И. Градирни промышленных и энергетических предприятий : Справочное пособие / Под общ. ред. В.С. Пономаренко. – Москва : Энергоатомиздат, 1998. – 376 с.
13. СПЕЦЗАКАЗ инженерное оборудование [сайт]. – Режим доступа : http://www.sp-zakaz.ru/infa_egra/.