

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

Политехнический институт
институт

Тепловые электрические станции
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко
подпись инициалы, фамилия

«_____» 2018г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код – наименование направления

Проект реконструкции Березовской ГРЭС

тема

Руководитель

ст. преподаватель

должность, ученая степень

подпись, дата

Д.И. Карабарин

инициалы, фамилия

Выпускник

подпись, дата

М.Д. Козырев

инициалы, фамилия

Тех. контроль

профессор, д.т.н.

должность, ученая степень

подпись, дата

С.А. Михайленко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

доцент, к.т.н.

должность, ученая степень

подпись, дата

П.В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Красноярск 2018

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект реконструкции Березовской ГРЭС» содержит 75 страниц текстового документа, 11 использованных источников, 5 листов графического материала.

ТЕПЛОВАЯ СХЕМА, ОСНОВНОЙ КОНДЕНСАТ, ОЦР, ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ, ПЛАСТИНЧАТЫЙ ТЕПЛООБМЕННИК, ГЛУБОКАЯ УТИЛИЗАЦИЯ.

Объект реконструкции – филиал ПАО «ЮНИ ПРО Березовская ГРЭС»

Цели реконструкции:

- уменьшение условного расхода топлива
- снижение температуры уходящих газов
- снижение выбросов в атмосферу

В результате реконструкции второго энергоблока, в котлоагрегат П-67 установлен ВВТО увеличенной площади, в ПТС добавлен ПТО, что позволило снизить расход пара в отборы на ПНД-1, ПНД-2, ПНД-3, турбоагрегата К-800-240-5.

Произведены расчеты реконструированной схемы.

Произведены расчеты экономического эффекта.

Полученные результаты позволяют сделать вывод о высокой экономической привлекательности проекта реконструкции.

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|--|----|
| ВВЕДЕНИЕ | 4 |
| 1 Актуальность проекта. | 5 |
| 1.1 Краткая характеристика турбины | 5 |
| 1.2 Краткая характеристика котельного агрегата П-67 | 7 |
| 1.3 Предлагаемые решения | 11 |
| 1.4 Техническое решение | 12 |
| 2 Расчетная часть | 23 |
| 2.1 Расчет тепловой схемы до реконструкции | 23 |
| 2.2 Расчет реконструированной схемы | 41 |
| 3 Индивидуальное задание | 59 |
| 3.1 Выбор выгодного режима работы | 59 |
| 4 Экономическая часть | 61 |
| 4.1 Показатели эффективности инвестиционного проекта | 61 |
| 4.2 Расчет капитальных вложений | 65 |
| 4.3 Расчет доходов от реализации проекта | 66 |
| 5 Расчет выбросов с дымовыми газами | 70 |
| 5.1 Определение массового выброса диоксида серы | 70 |
| 5.2 Определение массового выброса окислов азота | 70 |
| 5.3 Определение приземной концентрации | 71 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ | 74 |
| Список использованных источников | 75 |

ВВЕДЕНИЕ

Активное развитие энергетики влечет за собой все большее использования природных ресурсов. Ставится вопрос о разработке и внедрении новых технологий, которые позволяют увеличить долю рационального использования природных богатств. Одновременно с экологическими проблемами, решаются и экономические вопросы, направленные на решение такой задачи, как уменьшение затрат на эксплуатацию используемого оборудования, в том числе, на уменьшение температуры уходящих газов для повышения экономичности котлоагрегата.

Так же рассматриваемые методы позволяют увеличить КПД котельного агрегата и КПД цикла.

Целью данной работы является внедрение второго контура системы ВВТО котельного агрегата П-67 БГРЭС-1 на второй энергоблок с увеличенными параметрами, позволяющие снизить расход пара на ПНД, что в свою очередь позволит снизить расход потребляемого топлива

1 Актуальность проекта.

1.1 Краткая характеристика турбины

При разработке проекта, к установке принята одновальная пятицилиндровая турбина типа К-800-240-5

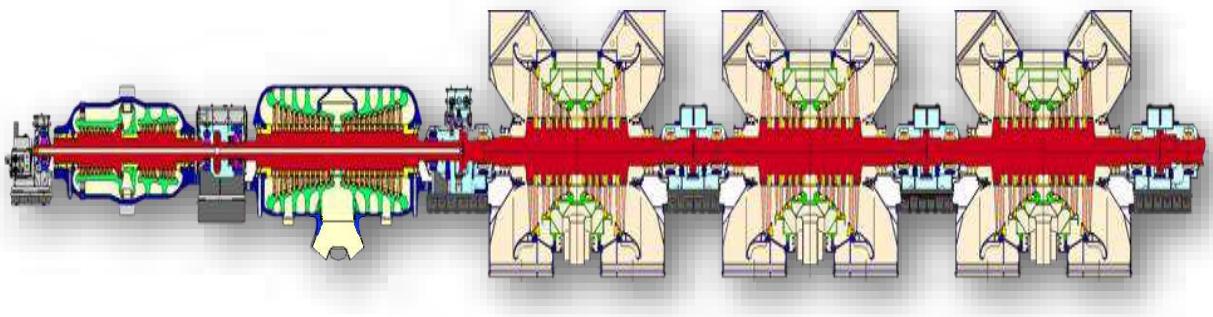


Рисунок 1.1 – Турбина К-800-240-5

Начальные параметры пара: $P_0 = 23,54$ МПа, $t_0 = 540$ °C, промперегрев пара производится при $P_{пп} = 3,41$ МПа до $t_{пп} = 540$ °C. Расчетная величина конечного давления $P_k = 0,00343$ МПа при $t_{lв} = 12$ °C. Частота вращения турбины $n = 50$ Гц. Турбина состоит из пяти цилиндров: ЦВД, выполненный по петлевой схеме; ЦСД двухпоточный; и трех двухпоточных ЦНД. Парораспределение сопловое. Свежий пар подается к четырем параллельно включенным стопорным клапанам, расположенным по два с каждой стороны. К коробкам стопорного клапана приварены по две коробки регулирующих клапанов.

От регулирующих клапанов по восьми трубам пар направляется к четырем паровпускным патрубкам, приваренным к наружному корпусу ЦВД и имеющим подвижное соединение с сопловыми камерами, вваренными во внутренний корпус ЦВД.

Роторы высокого и среднего давления турбины полностью цельнокованые; роторы ЦНД – с насадными дисками. Все соединительные муфты между роторами выполнены жесткими. Упорный подшипник располагается между ЦВД ЦСД. Система корпусов турбины имеет три мертвые точки: для ЦВД, ЦСД и первого ЦНД она находится на их передних фундаментных рамках. В турбине применены сегментные опорные подшипники.

Основные технические характеристики турбины представлены в таблице 1.1 [1].

Таблица 1.1 – Основные технические характеристики турбины

| Наименование | Величина |
|--|----------|
| Номинальная мощность, МВт | 800 |
| Температура свежего пара перед стопорными клапанами, °С | 540 |
| Абсолютное давление свежего пара перед стопорными клапанами, МПа | 23,5 |
| Давление пара на выходе из ЦВД при номинальной мощности, МПа | 3,77 |
| Максимальное давление на выхлопе из ЦВД, МПа | 3,85 |
| Температура пара на выхлопе из ЦВД при номинальной мощности, °С | 289 |
| Абсолютное давление пара перед стопорными клапанами ЦСД, МПа | 3,41 |
| Максимальное давление пара перед стопорными клапанами ЦСД, МПа | 3,66 |
| Температура пара перед стопорными клапанами ЦСД, °С | 540 |
| Расчетное абсолютное давление в конденсаторе турбины, МПа при температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор 12°С | 0,00336 |
| Количество нерегулируемых отборов, шт. | 8 |
| Парораспределение | Сопловое |
| Количество блоков распределения, шт. | 2 |
| Число регулирующих клапанов ЦВД, шт. | 2*2 |
| Число регулирующих клапанов ЦСД, шт. | 4 |
| Число цилиндров, шт. | 5 |

1.2 Краткая характеристика котельного агрегата П-67

Прямоточный однокорпусный котел Пп-2650/255 (П-67) (рисунок 1.2) предназначен для работы в блоке 800 МВт с одновальной турбиной К-800-240-5 и рассчитан на сжигание бурых углей Канско-Ачинского бассейна.

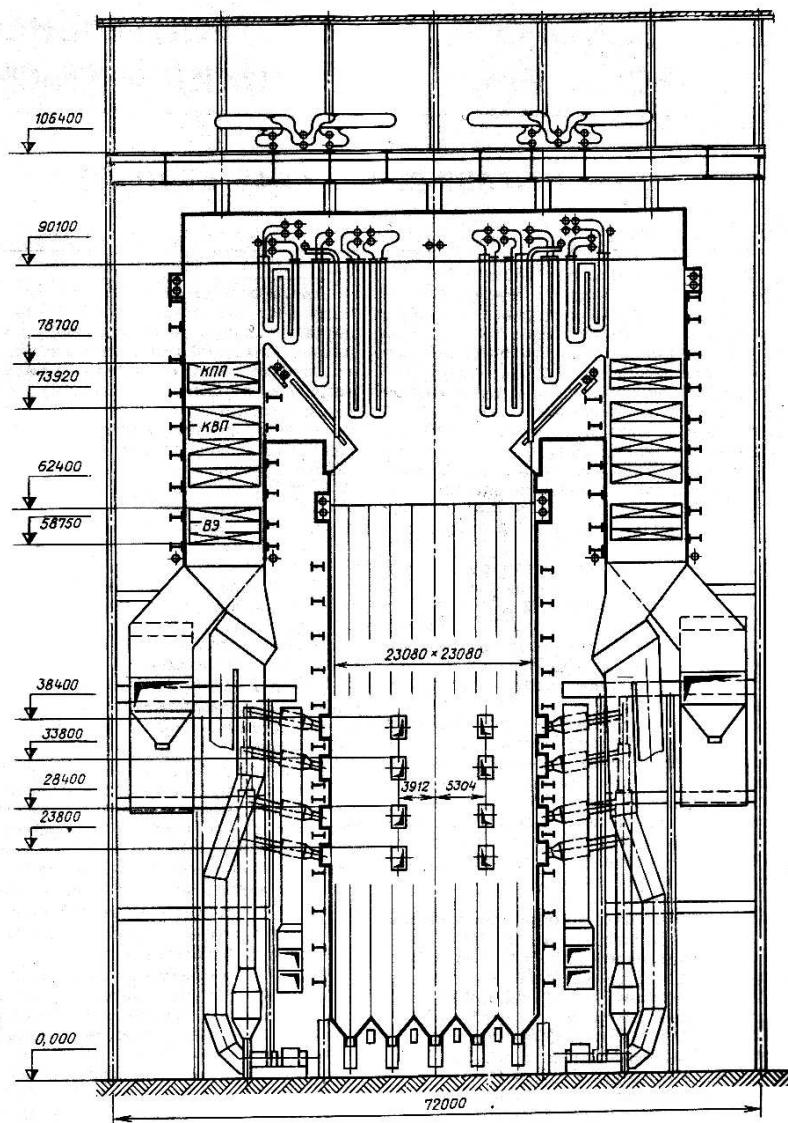


Рисунок 1.2 – Поперечный разрез котельного агрегата Пп-2650/255 (П-67)

Завод-изготовитель – Подольский машиностроительный завод им. Орджоникидзе.

Основные расчётные параметры котла при номинальной нагрузке и гарантированном топливе (Березовский бурый уголь $Q_n^p = 15660$ кДж/кг (3740 ккал/кг) представлены в таблице 1.2:

Таблица 1.2 - Основные расчётные параметры котла

| Наименование | Величина |
|---|--------------|
| Паропроизводительность, кг/с (т/ч) | 736,1 (2650) |
| Давление свежего пара, МПа (кгс/см ²) | 25 (255) |
| Температура свежего пара, °С | 545 |
| Расход пара через вторичный пароперегреватель, кг/с (т/ч) | 607,2 (2186) |
| Давление вторичного пара, МПа (кгс/см ²) | 3,6 (36,8) |
| Температура вторичного пара, °С | 545 |
| Температура уходящих газов, °С | 177,7 |
| Температура горячего воздуха, °С | 335 |
| КПД котла (брутто), % | 90,55 |

Котельный агрегат П-67 однокорпусный, выполнен по Т-образной компоновке газоходов и состоит из топочной камеры, двух горизонтальных газоходов и двух конвективных шахт.

Топочная камера имеет призматическую форму с размером по осям труб в плане 23080x23080 мм и отметкой по осям труб потолка 90100 мм.

Все стены топки, соединительных газоходов и конвективных шахт экранированы газоплотными панелями.

В нижней части топочной камеры расположены 32 щелевые горелки, расположенные в 4 яруса. Для создания вихревого факела горения топлива горелки установлены тангенциально к условной окружности в центре топки диаметром 2,3 м. Для растопки котла служат мазутные форсунки, расположенные на нулевом, первом и третьем ярусах горелок котла блока № 1 и на первом, третьем и четвертом ярусах горелок котла блока № 2.

Для уменьшения шлакования стен топки в кotle принято "низкотемпературное" горение топлива, при котором температура ядра факела 1250-1300 °С достигается за счет рассредоточения горелок по высоте топки, газовой сушки топлива в пылесистемах и подачи через горелки в зону горения рециркулирующих газов с температурой 360 °С. Горелки установлены на

каркасе здания, для уплотнения мест примыкания горелок к фланцам амбразур горелок предусмотрены специальные уплотнения горелок.

На выходе из топки в горизонтальных газоходах расположены последовательно по ходу газов ширмы 2 и 3 ступеней пароперегревателя первичного тракта, фестон боковых стен топки, ширмы 1 ступени и ширмы вторичного пароперегревателя, подвесные трубы ВРЧ и подвесные трубы экранов конвективной шахты.

В опускных газоходах (КШ) сверху вниз последовательно по ходу газов расположены 2 яруса пакетов конвективного первичного пароперегревателя (выходная ступень), 3 яруса пакетов конвективного вторичного пароперегревателя и 2 яруса пакетов мембранныго экономайзера.

Опускные газоходы отличаются наличием в середине каждого из них особого канала, выделенного двухсветными мембранными панелями, по которому газы из поворотной камеры направляются в пылесистемы с МВ.

Во вторичном тракте регулирование температуры перегрева осуществляется за счет изменения количества впрыскиваемой воды в пароохладителях, расположенных перед ширмовой ступенью вторичного пароперегревателя.

Золоудаление твердое. Удаление шлака, выпадающего в холодную воронку из топочной камеры, производится цепным скребковым конвейером.

После экономайзера дымовые газы направляются в трубчатый воздухоподогреватель (ТВП), расположенный в отдельном помещении главного корпуса. Часть газов до ТВП забирается посредством дымососов рециркуляции в систему рециркуляции газов для подачи их в специальные каналы горелок и в пылесистемы. Перед этими дымососами имеются золоуловители с циклонами Ø530 мм.

Для снижения температуры уходящих из котла газов с 160-170 °С до 140 °С, необходимых для поддержания высокого КПД электрофильтров, на котле предусмотрена установка системы избыточного воздуха со своими вентиляторами и воздушно – водяными теплообменниками (ВВТО), позволяющими отдавать тепло газов в теплофикационную сеть блока (станции). В задачу этой же системы входит и поддержание постоянной температуры воздуха (40 °С) на входе в ТВП.

Холодный воздух забирается из верхней части котельного отделения и двумя вентиляторами подается на вход в ТВП через смесители, в которые поступает горячий воздух из системы избыточного воздуха.

Для уменьшения температуры воздуха в пространстве между топкой и КШ из верхней части пазух осуществляется забор воздуха на всас вентиляторов.

Пройдя ТВП, воздух из общего короба поступает к горелкам, в нижнюю часть топки (холодную воронку), в пылесистему и часть его идет на систему избыточного воздуха (рециркуляцию).

В качестве размольных устройств приняты мельницы-вентиляторы, работа которых не ограничивается влажностью сырого топлива.

Сушка топлива производится дымовыми газами: "горячими", забираемыми из поворотной камеры, с добавлением "холодных", забираемых после водяного экономайзера.

Котлоагрегат П-67 оборудован восемью пылесистемами, каждая из которых состоит из бункера сырого угля, ленточного питателя сырого угля, мельницы-вентилятора с сепаратором, делителем пыли и горелочным блоком – четыре прямоточно-щелевые горелки.

Номинальная производительность системы пылеприготовления по сырому углю расчетного качества около 70 т/ч.

На энергоблоках ст. № 1 и 2 Березовской ГРЭС установлено два дутьевых вентилятора ВДН-36x23, три осевых дымососа ДОД-43-500, четыре вентилятора рециркуляции горячего воздуха ГД-31 и два дымососа рециркуляции газов ДРГ-29x2.

На котлах блоков № 1 и 2 установлен комплекс очистки поверхностей нагрева от золовых отложений, включающий в себя:

маловыдвижные обдувочные аппараты водяной очистки экранов ОВМ, глубоковыдвижные обдувочные аппараты водяной очистки экранов ОВГ и аппараты WLB для очистки топочной камеры;

- глубоковыдвижные обдувочные аппараты RK-SL для обдувки ширм;
- многосопловые аппараты RK-SB для обдувки КПП, КВП, ВЭК.

Для снижения температуры уходящих из котла газов со 160-170 °С до 140 °С, необходимых по условиям обеспечения достаточно высокого КПД эл/фильтров, на котле предусмотрена установка системы избыточного воздуха со своими вентиляторами и воздушноводяными теплообменниками (ВВТО), позволяющими отдавать тепло газов в теплофикационную сеть блока (станции). В задачу этой же системы входит и поддержание постоянной температуры воздуха (40 °С) на входе в ТВП.

1.3 Предлагаемые решения

Отсутствие роста теплопотребления г. Шарыпово с 2009÷2017г. создало определенные ограничения в обеспечении экономических и экологических показателей.

Предлагается выполнить комбинированную схему отбора тепловой нагрузки от ВВТО:

А) Внедрение модуля, работающего на органическом цикле Ренкина, запитанный сетевой водой после ВВТО.

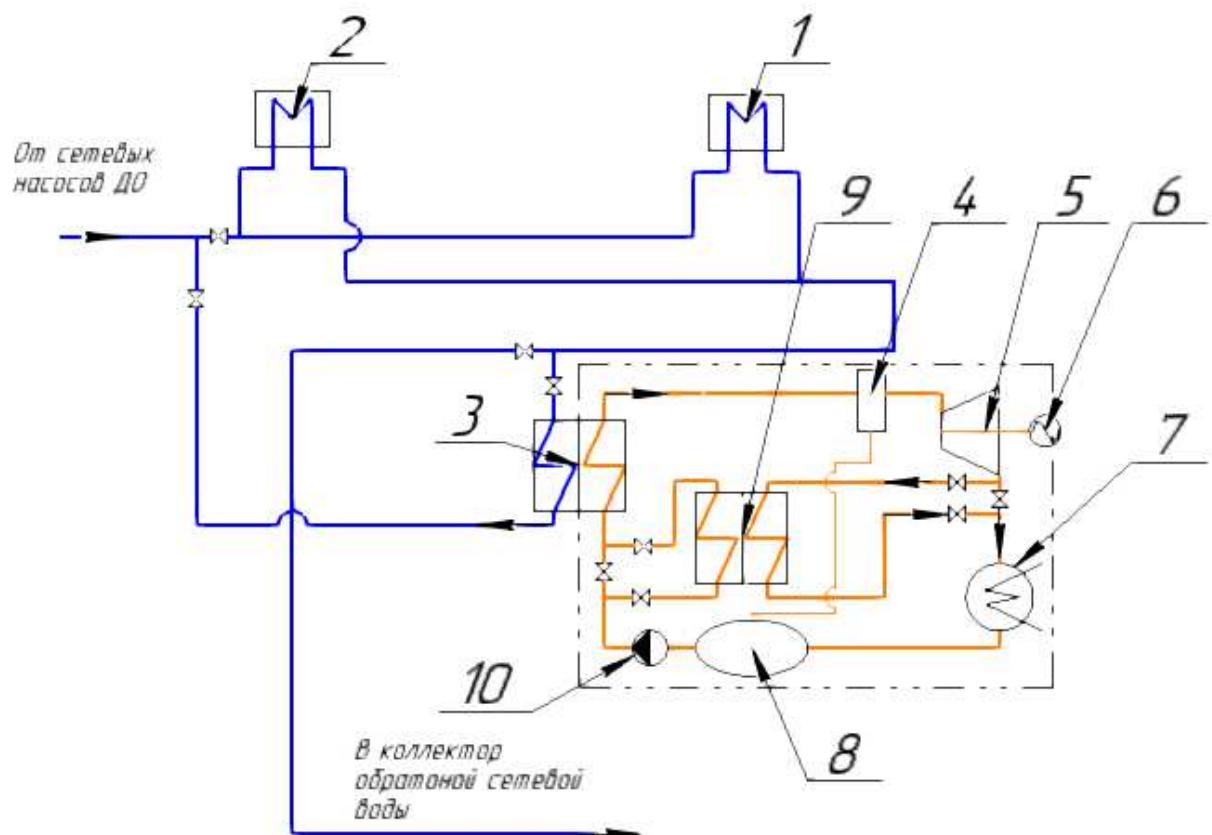
Б) Основным конденсатом за ПНД-1 через 2 пластинчатых теплообменника из замкнутого по сетевой воде контура ВВТО – резервная двухконтурная схема (при отсутствии теплопотребления).

В) Основным конденсатом за конденсатором, байпасируя ПНД-1, ПНД-2, ПНД-3 через пластинчатый теплообменник из замкнутого по сетевой воде контура ВВТО – резервная двухконтурная схема (при отсутствии теплопотребления). С повышенными параметрами за счёт снижения температуры уходящих газов.

1.4 Техническое решение

Вариант А.

Вся сетевая вода после ВВТО направляется на теплообменник - испаритель, соединяющий контур сетевой воды и контур рабочего агента, который использует теплоту для выработки электроэнергии. Схема представлена на рисунке 1.3.

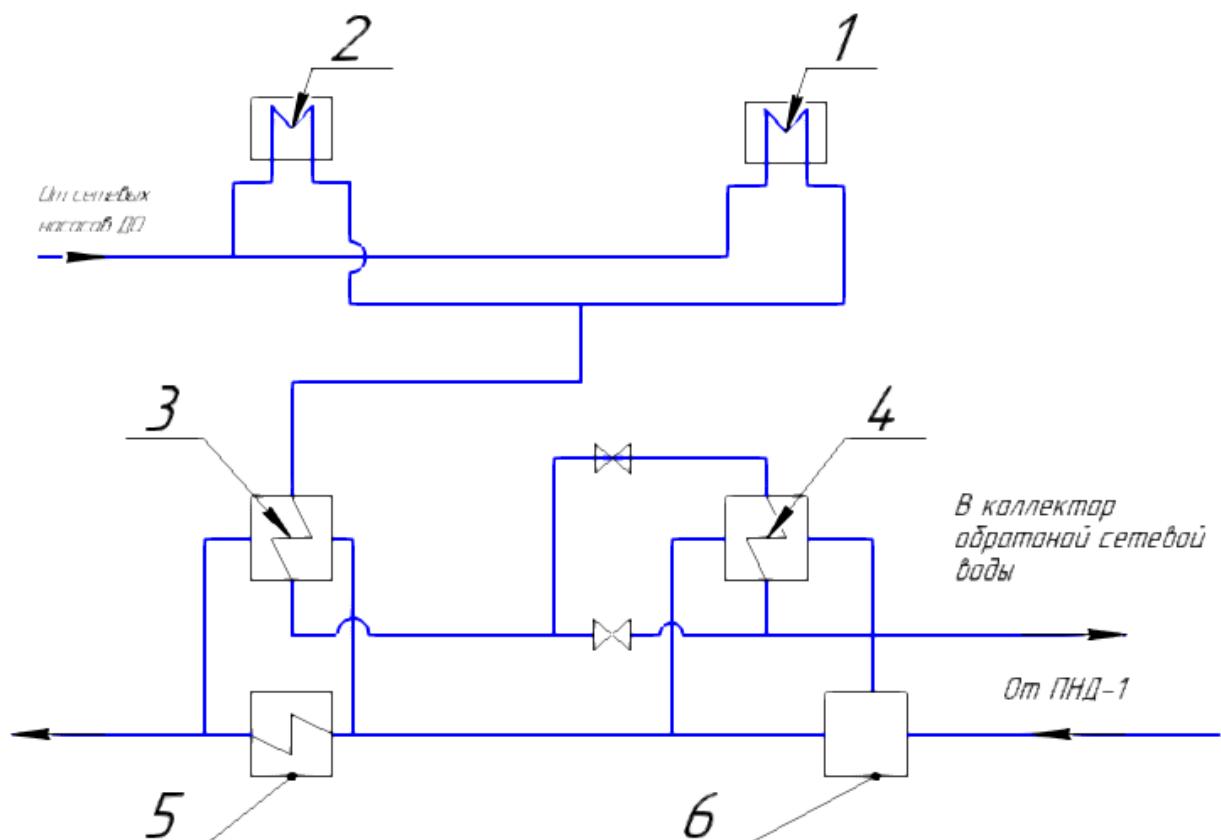


1 – ВВТО-1, 2 – ВВТО-2, 3 – Теплообменник испаритель, 4 – Сепаратор, 5 – Турбина, 6 – Электрогенератор, 7 – Конденсатор, 8 – Накопительный бак, 9 – Рекуператор, 10 – Питательный насос.

Рисунок 1.3 – Вариант А

Вариант Б.

Заданная температура сетевой воды после ВВТО (135°C) и соответствующая возможная температура подогрева воды в ПТО (с учетом ТН – около 125 °C) определяют наиболее целесообразную точку подвода байпасирующего потока в линию основного конденсата за ПНД-3 (поскольку температура ОК за ПНД-3 составляет 124 °C). В этом случае необходимо организовывать две байпасные линии через два последовательных ПТО: одна – в обход ПНД-2, а другая – в обход ПНД-3. Схема представлена на рисунке 1.4.



1 – ВВТО-1, 2 – ВВТО-2, 3 – ПТО-1, 4 – ПТО-2, 5 – ПНД-3, 6 – ПНД-2

Рисунок-1.4 – Вариант Б

Вариант В.

Сетевая вода направляется в модернизированный ВВТО, обладающий большей площадью поверхности, после которого направляется в байпасирующую линию ПНД-1, ПНД-2 и ПНД-3, как и в варианте Б через пластинчатый теплообменник.

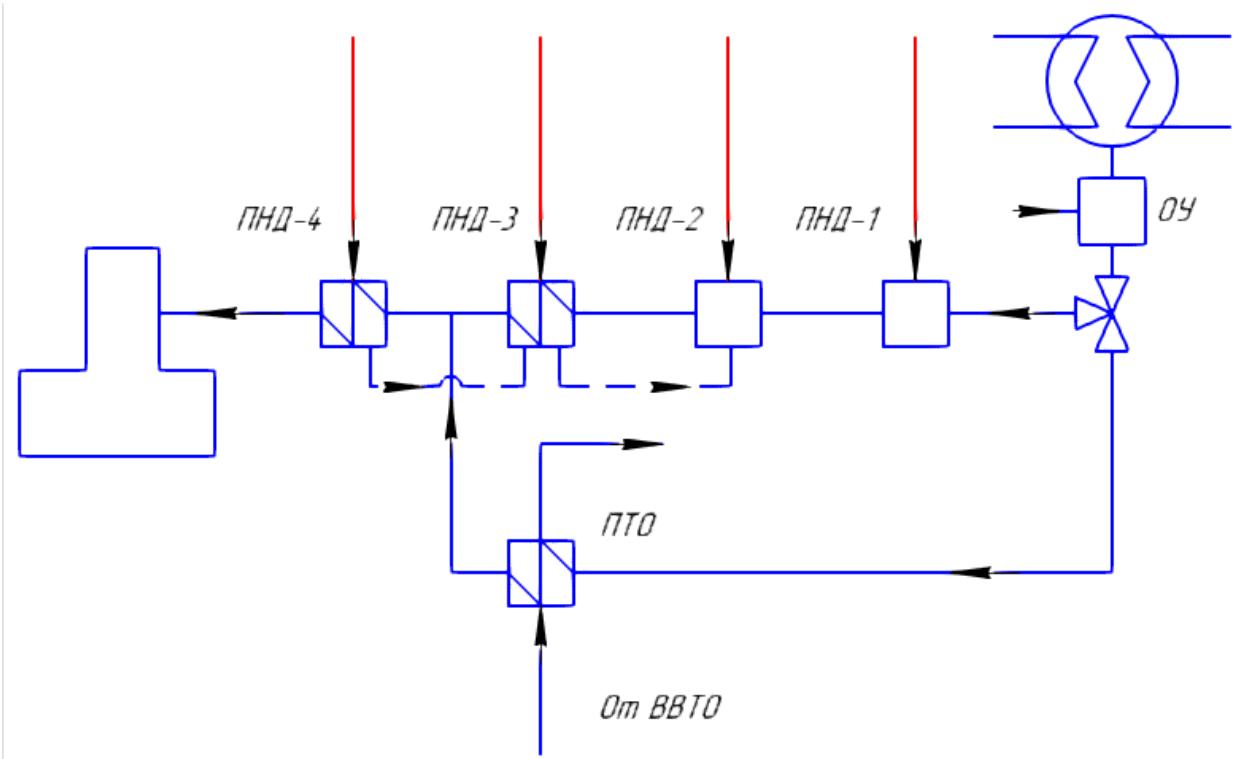


Рисунок 1.5 – Вариант В

1.4.1 Обоснование реконструкции Вариант А

В наши дни все острее становится проблема использования энергетических ресурсов, поскольку разрабатываемые месторождения нефти и газа исчерпываются, добыча ресурсов становится дороже. Стоимость электроэнергии до тех пор будет возрастать, пока не найдены новые источники энергии. Вследствие увеличения стоимости электроэнергии оказывается выгоднее найти возможность использования сбрасываемой теплоты, которая выделяется во многих технологических процессах.

Эту теплоту можно применять для отопления, получения холода (например, в абсорбционных холодильных машинах) либо механической работы (например, в цикле Ренкина, Брайтона или Стирлинга). Для утилизации теплоты предпочтительнее использовать цикл Ренкина. Цикл

Стирлинга требует больших капитальных затрат на изготовление высокотехнологичных компонентов машины, а для достижения максимального КПД требуется высокое давление в цикле и дорогостоящие рабочие тела, (гелий) или горючее (водород). Цикл Брайтона представляет собой газовый цикл, в котором используется больший расход рабочего тела, чем в цикле Ренкина.

Объясняется это тем, что теплоемкость рабочего тела при фазовых переходах гораздо выше, чем теплоемкость газа при обычном теплообмене, а значит, при одном и том же уровне температуры количество теплоты, подводимое к одному килограмму кипящего агента, будет значительно больше, что снизит расход. Кроме того, для сжатия рабочего тела в цикле Брайтона необходим компрессор, а в цикле Ренкина — насос, который является менее габаритной и металлоемкой конструкцией. Вместе с уменьшенным расходом рабочего тела это позволяет достичь минимальных размеров установки при цикле Ренкина, нежели цикле Брайтона.

Таблица 1.3 – Выбор рабочего тела

| h` | h`` | Раб тел. | Тиспар | Rs | R1 | PREDICTOR | Q,кВт | Q,кВт | КПД | \$/кВт | руб | M``` | P | себестоимость |
|----------------|----------------|----------|------------|----------------|----------------|-------------------|---------------|---------------|-----------------|------------------|-------------------------|------------------|-----------------|---------------|
| 434,535 | 667,87 | R600A | 90 | 233,335 | 138,255 | 2,31915663 | 339,39 | 339,39 | 0,089 | 2848000 | 91 136 000,00 ₽ | 172,23284 | 5696,000 | 3,83 |
| 437,595 | 668,853 | | 91 | 231,258 | 141,315 | -1,9058486 | 339,39 | 339,39 | 0,09044 | 2894080 | 92 610 560,00 ₽ | 171,77842 | 5788,160 | 3,78 |
| 440,671 | 669,822 | | 92 | 229,151 | 144,391 | -5,9765013 | 339,39 | 339,39 | 0,091 | 2912000 | 93 184 000,00 ₽ | 171,33281 | 5824,000 | 3,76 |
| 443,762 | 670,775 | | 93 | 227,013 | 147,482 | -9,9007472 | 339,39 | 339,39 | 0,0928 | 2969600 | 95 027 200,00 ₽ | 170,89681 | 5939,200 | 3,70 |
| 446,871 | 671,712 | | 94 | 224,841 | 150,591 | -13,687451 | 339,39 | 339,39 | 0,09402 | 3008640 | 96 276 480,00 ₽ | 170,47028 | 6017,280 | 3,66 |
| 449,996 | 672,631 | | 95 | 222,635 | 153,716 | -17,342827 | 339,39 | 339,39 | 0,095 | 3040000 | 97 280 000,00 ₽ | 170,05402 | 6080,000 | 3,63 |
| h` | h`` | Раб тел | Тиспар | Rs | R1 | PREDICTOR | Q,кВт | Q,кВт | КПД | \$/кВт | руб | M``` | P | себестоимость |
| 375,292 | 542,356 | R152A | 89 | 167,064 | 103,722 | 2,54208365 | 339,39 | 339,39 | 0,088 | 2816000 | 90 112 000,00 ₽ | 236,349 | 5632,000 | 3,87 |
| 377,778 | 542,064 | | 90 | 164,286 | 106,208 | -2,0481885 | 339,39 | 339,39 | 0,0891 | 2851200 | 91 238 400,00 ₽ | 236,60414 | 5702,400 | 3,83 |
| 380,292 | 541,73 | | 91 | 161,438 | 108,722 | -6,45391 | 339,39 | 339,39 | 0,0902845 | 2889104 | 92 451 328,00 ₽ | 236,89665 | 5778,208 | 3,79 |
| 382,836 | 541,352 | | 92 | 158,516 | 111,266 | -10,684917 | 339,39 | 339,39 | 0,091383 | 2924256 | 93 576 192,00 ₽ | 237,22858 | 5848,512 | 3,75 |
| 385,411 | 540,925 | | 93 | 155,514 | 113,841 | -14,750231 | 339,39 | 339,39 | 0,09245 | 2958400 | 94 668 800,00 ₽ | 237,60465 | 5916,800 | 3,72 |
| 388,02 | 540,447 | | 94 | 152,427 | 116,45 | -18,658403 | 339,39 | 339,39 | 0,0934 | 2988800 | 95 641 600,00 ₽ | 238,02705 | 5977,600 | 3,68 |
| 390,66 | 539,912 | | 95 | 149,252 | 119,09 | -22,414963 | 339,39 | 339,39 | 0,09451 | 3024320 | 96 778 240,00 ₽ | 238,50161 | 6048,640 | 3,65 |
| h` | h`` | Раб тел | Тиспар | Rs | R1 | PREDICTOR | Q,кВт | Q,кВт | КПД | \$/кВт | руб | M``` | P | себестоимость |
| 533,27 | 1301,36 | Этанол | 120 | 768,09 | 237,25 | -76,762529 | 339,39 | 339,39 | 0,152 | 6167552,0 | 197 361 664,00 ₽ | 63,660055 | 9728,000 | 2,72 |
| 536,707 | 1302,46 | | 121 | 765,753 | 240,687 | -81 | 339,39 | 339,39 | 0,154 | 6209280,0 | 198 696 960,00 ₽ | 63,590477 | 9856,000 | 2,69 |
| 516,282 | 1295,78 | | 115 | 779,498 | 220,262 | -53,766251 | 339,39 | 339,39 | 0,146026 | 5981225,0 | 191 399 198,72 ₽ | 64,015364 | 9345,664 | 2,80 |
| 467,224 | 1278,15 | | 100 | 810,926 | 171,204 | 39,468739 | 339,39 | 339,39 | 0,1235 | 5611840,0 | 179 578 880,00 ₽ | 65,164489 | 7904,000 | 3,25 |
| 496,322 | 1288,88 | | 109 | 792,558 | 200,302 | -21,518217 | 339,39 | 339,39 | 0,1373 | 5975296,0 | 191 209 472,00 ₽ | 64,460246 | 8787,200 | 2,98 |
| 483,267 | 1284,16 | | 105 | 800,893 | 187,247 | 3,43521125 | 339,39 | 339,39 | 0,132912 | 5869393,9 | 187 820 605,44 ₽ | 64,76815 | 8506,368 | 3,06 |
| 486,512 | 1285,35 | | 106 | 798,838 | 190,492 | -3,0967285 | 339,39 | 339,39 | 0,1329 | 5783808,0 | 185 081 856,00 ₽ | 64,690245 | 8505,600 | 3,04 |

Проанализировав данные таблицы можно увидеть, что применение ОЦР невыгодно, так как себестоимость вырабатываемой электроэнергии выше чем тариф отпускаемым потребителям в г.Шарыпово - 2.85 рублей.

1.4.2 Обоснование реконструкции Вариант Б

Схема с байпасированием ОК в обход ПНД-2,3,4 (целесообразна только в случае повышения температуры СВ на выходе из ВВТО до 161 °C и выше).

Для заданной температуры сетевой воды после ВВТО (135 °C) рассмотрение варианта с байпасированием ОК ПНД-4 очевидно является заведомо нецелесообразным, поскольку при принятом допустимом температурном напоре в ПТО (10 °C) температура подогретой в ПТО воды не будет превышать $135-10=125$ °C, что соответствует температуре воды после ПНД-3 (124 °C, см. вариант Б). Соответственно в случае байпасирования ПНД-4 к основному конденсату с температурой 151 °C будет подмешана вода с температурой 125 °C, что приведет к снижению эффективности системы регенерации турбины. Поэтому для варианта с байпасированием ПНД-4 температура сетевой воды на выходе из ВВТО принимается не менее: $151+10=161$ °C (температура воды за ПНД-4 + минимальный ТН в ПТО).

В таком случае необходимо организовать две байпасные линии через два последовательных ПТО: одна – в обход ПНД-2, другая – в обход ПНД-3,4.

Сравнение технико-экономической эффективности вариантов представлено в таблице 1.5.

В Рассматриваемых схемах сетевой воды после ПТО имеет температуру 67 °C (определяется температурой ОК после ПНД-1 на уровне 57 °C) и направляется на всас СНГК, смешиваясь при этом с обратной сетевой водой. Учитывая то, что заданная температура воды на входе в ВВТО составляет 60 °C, имеем поток теплоты, который не утилизируется в системе регенерации турбины в размере (67-60) (расход СВ через ПТО). Это тепло, однако, не теряется, а передается обратной сетевой воде.

1.4.3 Обоснование реконструкции Вариант В

Для глубокой утилизации температуры уходящих газов рассмотрена возможность использования ВВТО из легированных сталей устойчивых к сернокислотной коррозии, а так, же из стекла. Полученные сравнительные результаты приведены в таблице 1.4.

Таблица 1.4 – Сравнение вариантов использования различных ВВТО.

| Стекло | | | | | |
|------------------------------|-----------------|------------------|------------------------|-------------------|----------------------------|
| Площадь ВВТО, м ² | Стоимость руб | Удельные затраты | Себестоимость руб/Гкал | Снимаемая теплота | Температура уходящих газов |
| 239037,107 | 33628800 | 116,95 | 235,040442 | 44,00 | 150 |
| 356148,281 | 41177600 | 161,27 | 271,998831 | 39,07 | 140 |
| 495723,880 | 48710400 | 149,67 | 219,113936 | 49,80 | 130 |
| 667115,000 | 56640000 | 143,18 | 185,225421 | 60,53 | 120 |
| 886623,000 | 65446400 | 140,54 | 162,007077 | 71,26 | 110 |
| 1838337,510 | 94790400 | 114,17 | 99,5973377 | 127,05 | 100 |
| 2441793,000 | 109494400 | 121,61 | 95,8748083 | 137,78 | 90 |
| 3633959,000 | 134003200 | 138,07 | 95,1855445 | 148,51 | 80 |
| Сталь | | | | | |
| Площадь ВВТО, м ² | Стоимость руб | Удельные затраты | Себестоимость руб/Гкал | Снимаемая теплота | Температура уходящих газов |
| 13934,097 | 6534400 | 22,72 | 211,76702 | 44,00 | 150 |
| 20749,000 | 2745600 | 6,42 | 142,32625 | 65,47 | 140 |
| 28860,180 | 3110400 | 5,47 | 107,17931 | 86,94 | 130 |
| 38796,376 | 3478400 | 4,91 | 85,953437 | 108,41 | 120 |
| 51475,765 | 3872000 | 4,56 | 71,745552 | 129,88 | 110 |
| 68680,356 | 4316800 | 4,36 | 61,568037 | 151,35 | 100 |

С помощью диаграмм на рисунке 1.6 и 1.7 по пересечению, определяем выгодный вариант утилизации уходящих газов с определением их температуры, при использовании ВВТО изготовленного из стали и стекла.

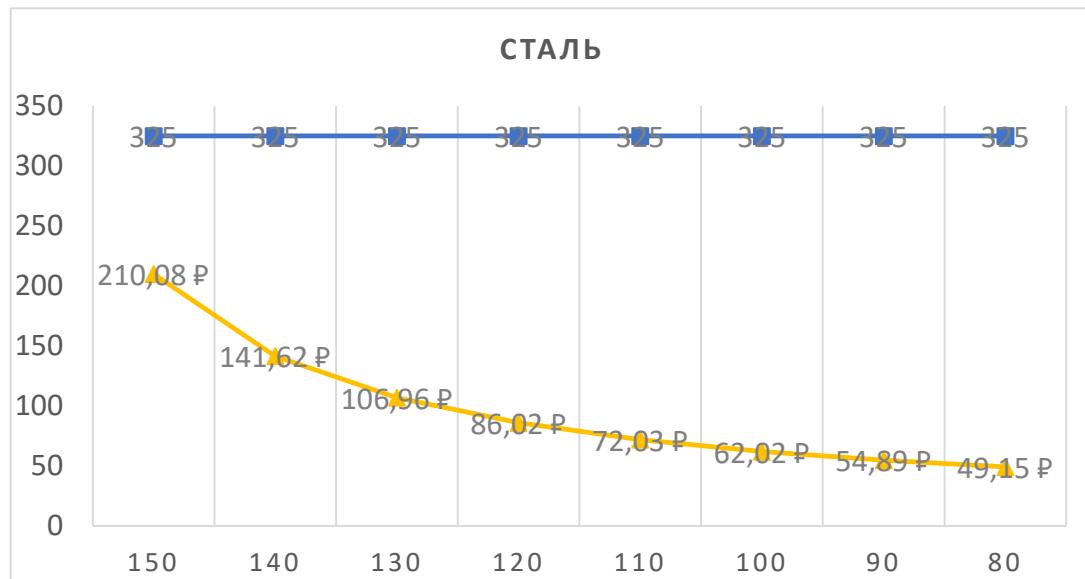


Рисунок 1.6 – Определение температуры газов при использовании стального ВВТО

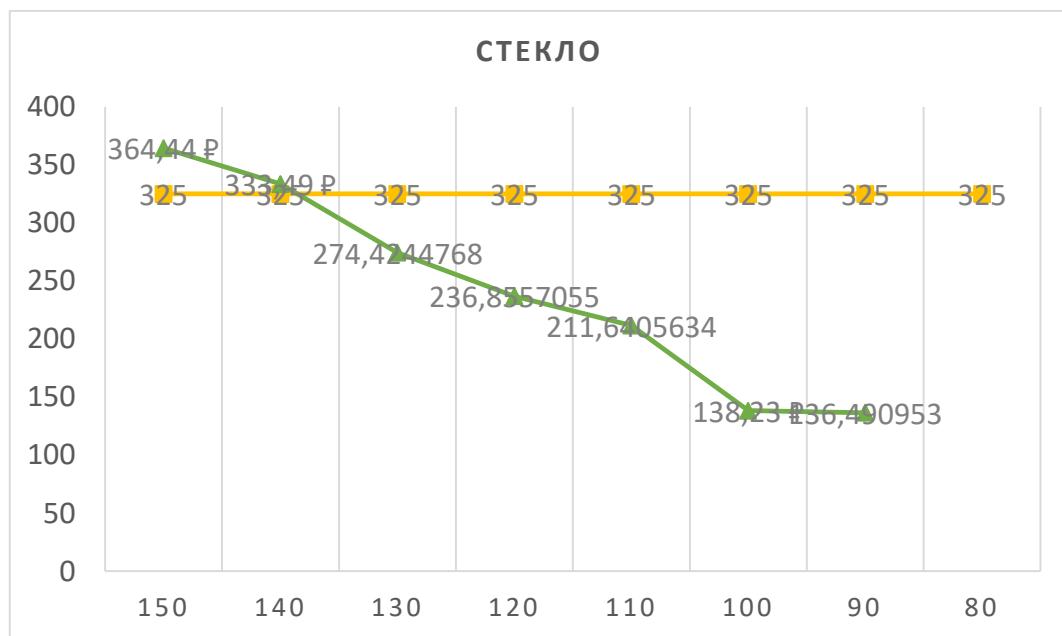


Рисунок 1.7 – Определение температуры газов при использовании стеклянного ВВТО

Таблица 1.5 – Сравнительные характеристики вариантов реконструкции

| Наименование параметра | Вариант А (вода после ВВТО направляется на ОЦР-модуль) | Вариант Б (байпас ОК ПНД-2 и ПНД-3 через два последовательных ПТО) | Вариант В (байпас ОК ПНД-1, ПНД-2 и ПНД-3 через последовательный ПТО, вода после модернизированного ВВТО) |
|---|--|--|---|
| Прирост мощности блока, МВт | 9,5 | 11,6 | 34,4 |
| Повышение КПД блока, % | 0,3 | 0,38 | 1,22 |
| Повышение КПД котла, % | 2,9 | 2,9 | 3,2 |
| Изменение расхода пара в конденсатор, Т/ч | 25 | 212 | 379 |
| Расход сетевой воды через ПТО, Т/ч | 670 | 670 | 670 |
| Температура сетевой воды после ВВТО, °C | 131 | 131 | 131 |
| Температура сетевой воды после ПТО, °C | 70 | 70 | 70 |
| Подведенное тепло к ОК от сетевой воды, МВт | - | 64 | 127 |

1.4.4 Вывод

Сравнительный анализ технико-экономической эффективности трех вариантов реконструкции одноконтурной и двухконтурной системы подключения ВВТО в схему регенерации низкого давления энергоблока 800 МВт показал, что вариант «В» является наиболее экономичным, для заданных параметров сетевой воды после модернизированного ВВТО (температура сетевой воды 131 °C).

2 Расчетная часть

2.1 Расчет тепловой схемы до реконструкции

2.1.1 Исходные данные

Установленная мощность – 800 МВт, полная тепловая нагрузка – 152 МВт., район размещения – г. Шарыпово, топливо – Березовский бурый уголь.

Тепловая схема второго энергоблока представлена на рисунке 2.1. Выполнена в виде моноблока турбины К-800-240-5 и котлоагрегата П-67.

Турбина К-800-240-5 [3] мощностью 800 МВт, давление острого пара 23,5 МПа, рассчитана на сверхкритические параметры пара с одноступенчатым промежуточным перегревом. Турбина имеет пять цилиндров: ЦВД выполнен “петлевым”, ЦСД и ЦНД выполнены двухпоточными. Свежий пар с параметрами 23,5 МПа и температурой 540 °C через группу стопорных и регулирующих клапанов поступает в двухкорпусный ЦВД, после чего направляется в промежуточный перегреватель парового котла при давлении 3,77 МПа и температуре 289 °C. После промежуточного перегрева пар с давлением 3,24 МПа и температурой 540 °C подводится через стопорные и регулирующие клапаны в середину двухпоточного ЦСД, из ЦСД отводится в три двухпоточных цилиндра низкого давления, Конечное давление в двухсекционном конденсаторе составляет 0,0034 МПа.

Турбина восемь регулирующих отборов пара: два из ЦВД, четыре из ЦСД и два из ЦНД.

Конденсационная группа состоит из двух продольно расположенных в фундаменте однородных конденсаторов типа 800 КЦС-5. Для отсоса паровоздушной смеси установлены три водоструйных эжектора типа ЭВ-7-1000, обеспечивающих протекание нормального теплообмена в конденсаторах.

Конденсационная установка имеет три конденсационных насоса типа КСВ-1000-95 предназначенных для откачки конденсата из конденсатора и подачи его на БОУ.

Охлаждающая вода в конденсаторы подается двумя циркуляционными насосами типа ОВ-2-185.

Регенеративная схема предназначена для подогрева питательной воды паром до температуры 271°C, отбиаемым из промежуточных ступеней турбины. В состав регенеративной установки входит следующее оборудование: ПВД, деаэратор, ПНД, охладитель пара из уплотнений, конденсатные насосы.

Питательная установка имеет конденсационный турбопривод, питаемый паром из третьего отбора. Конденсат турбопривода конденсатным насосом направляется в основной конденсатор.

Особенностью тепловой схемы энергоблока с турбиной К-800-240 пятой модификации является применение смешивающих подогревателей низкого давления, в которых вместо конденсатных насосов используется сила гравитации. Для этого подогреватели устанавливают на разных высотах так, чтобы разность давлений уравновешивалась массой столба воды в водоперепускной трубе между смежными аппаратами.

Система регенерации высокого давления предназначена для подогрева питательной воды, подаваемыми насосами из деаэратора в котлоагрегат.

Деаэрационная установка блока 800МВт состоит из деаэрационной колонки и аккумуляторного бака, и предназначена для удаления из питательной воды коррозионно-агрессивных газов, для подогрева питательной воды и для создания рабочего резерва воды в баке аккумуляторе.

В схеме предусмотрена установка по подогреву сетевой воды. Для подогрева сетевой воды используется пар из четвертого и шестого отборов турбины с параметрами $P_5=0,578$ МПа и $i_5=3081$ кДж/кг, $P_6=0,28$ МПа и $i_6=2928$ кДж/кг.

Чтобы выдержать тепловой график сети температура выхода воды из верхнего сетевого подогревателя 150°C. Температура за нижней ступенью сетевой установки равна 125°C. Температура обратной сетевой воды 70°C. Конденсат греющего пара из пятого шестого отборов сливаются в деаэратор.

Температура химически очищенной воды 30°C.

Подогрев в сальниковом подогревателе 5°C.

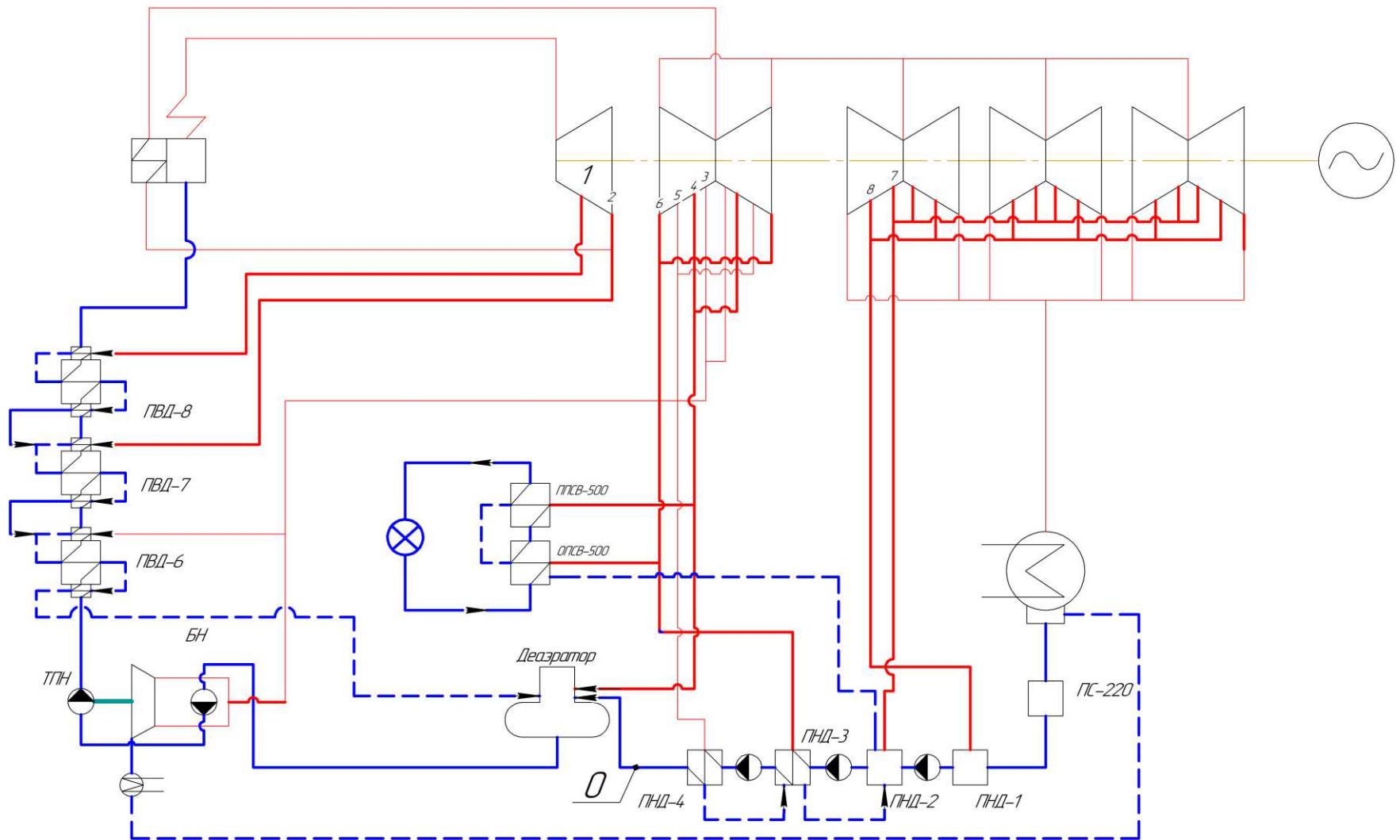


Рисунок 2.1 – Расчетная тепловая схема

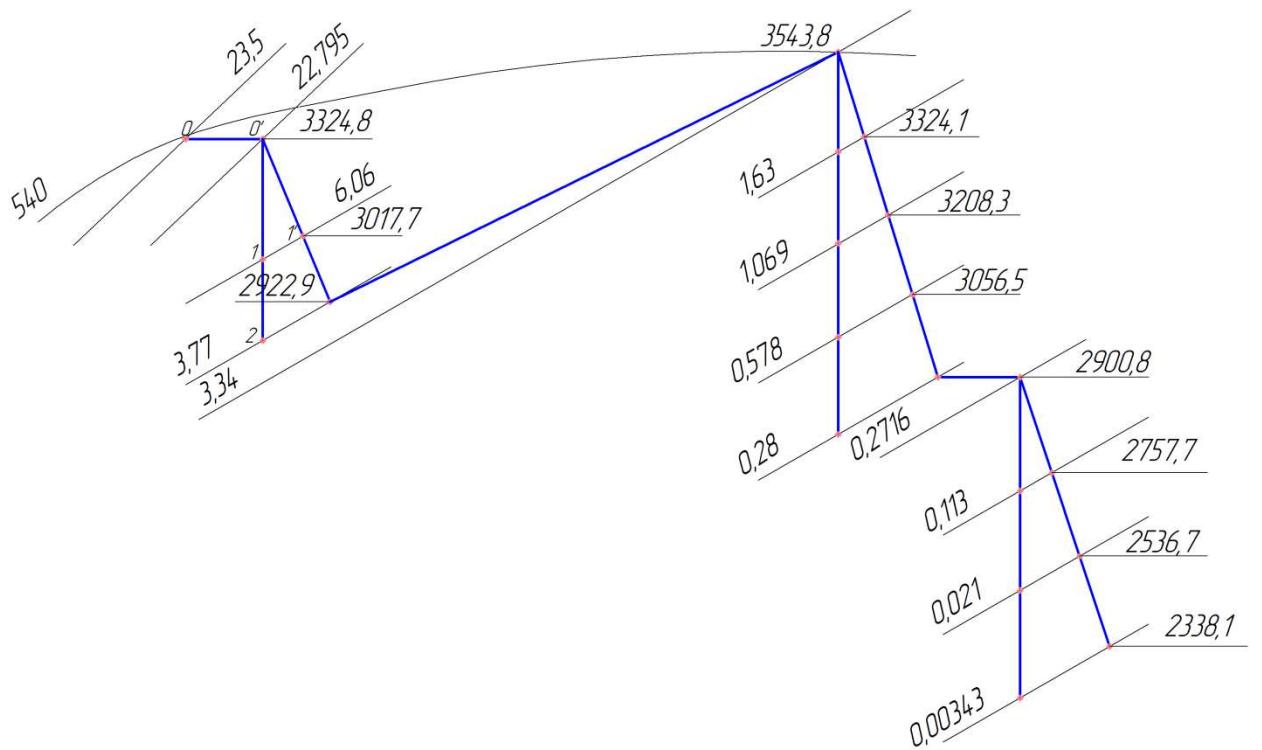


Рисунок 2.2 – Процесс расширения пара в турбине

Технические характеристики турбины приведены в таблице 1.1.

2.1.2 Расчет установки по подогреву сетевой воды

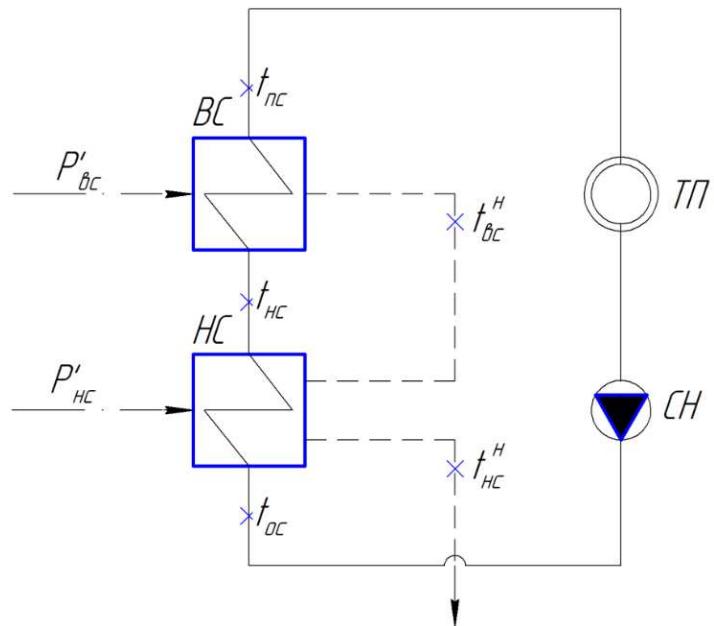


Рисунок 2.3 – Схема подогрева сетевой воды

Расход сетевой воды, кг/с:

$$G_{\text{cb}} = \frac{Q_{\text{от}}^{\text{турб}}}{c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{пс}} - t_{\text{oc}})} \quad (1)$$

где $c_{\text{в}}$ – теплоемкость воды, кДж/кг.

$$G_{\text{cb}} = \frac{152000}{4,186 \cdot (150 - 70)} = 463,157$$

Температура сетевой воды после нижнего СП, °С:

$$t_{\text{hc}} = 104,149$$

Энталпия насыщения конденсирующегося пара верхнего и нижнего СП, кДж/кг:

$$\bar{t}_{\text{bc}}^{\text{H}} = 694,616$$

$$\bar{t}_{\text{hc}}^{\text{H}} = 466,231$$

Расход пара на ВС, кг/с:

$$D_{\text{bc}} = \frac{G_{\text{cb}} \cdot (\bar{t}_{\text{пс}} - \bar{t}_{\text{hc}})}{(i_{\text{bc}} - \bar{t}_{\text{bc}}^{\text{H}}) \cdot \eta} \quad (2)$$

где $\bar{t}_{\text{пс}} = t_{\text{пс}} \cdot c_{\text{в}} = 150 \cdot 4,186 = 633,864$ – энталпия прямой сетевой воды, кДж/кг;

$\bar{t}_{\text{hc}} = t_{\text{hc}} \cdot c_{\text{в}} = 104,149 \cdot 4,186 = 466,231$ – энталпия сетевой воды после нижнего СП, кДж/кг.

$$D_{\text{bc}} = \frac{463,157 \cdot (633,864 - 466,231)}{(3208 - 694) \cdot 0,98} = 37,085$$

Расход пара на НС, кг/с:

$$D_{\text{hc}} = \frac{G_{\text{cb}} \cdot (\bar{t}_{\text{hc}} - \bar{t}_{\text{oc}}) - D_{\text{bc}} \cdot (\bar{t}_{\text{bc}}^{\text{H}} - \bar{t}_{\text{hc}}^{\text{H}}) \cdot \eta}{(i_{\text{hc}} - \bar{t}_{\text{hc}}^{\text{H}}) \cdot \eta} \quad (3)$$

где $\bar{t}_{\text{oc}} = t_{\text{oc}} \cdot c_{\text{в}} = 70 \cdot 4,186 = 293,018$ – энталпия обратной сетевой воды, кДж/кг.

$$D_{\text{hc}} = \frac{463,157 \cdot (436,619 - 293,018) - 37,085 \cdot (633,864 - 466,231) \cdot 0,98}{(2900,8 - 466,231) \cdot 0,98} = 24,327.$$

Таблица 2.1 – Параметры по элементам схемы

| Наименование параметра | Размерность | Элементы схемы | | | | | | | | | | |
|-----------------------------------|-------------|----------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | | ПВД8 | ПВД7 | ПВД6 | Д | ПНД4 | ПНД3 | ПНД2 | ПНД1 | ВС | НС | К |
| Давление пара в отборе | бар | 60,6 | 37,7 | 16,3 | 10,69 | 5,78 | 2,8 | 1,13 | 0,21 | 5,78 | 2,8 | 0,0343 |
| Давление пара у подогревателя | бар | 57,57 | 35,815 | 15,485 | 7 | 5,491 | 2,66 | 1,0735 | 0,1995 | 5,491 | 2,66 | 0,0343 |
| Температура конденсата греющего | °C | 272,9 | 243,9 | 199,8 | 165 | 155,4 | 129,5 | 101,6 | 60 | 155,4 | 129,5 | 26,3 |
| Энталпия конденсата греющего пара | кДж/кг | 1199,9 | 1056,1 | 851,5 | 697,1 | 655,6 | 544,1 | 425,9 | 251,2 | 655,6 | 544,1 | 110,4 |
| Температура питательной воды за | °C | 270,9 | 241,9 | 197,8 | 165 | 151,4 | 125,5 | 01,6 | 60 | 151,4 | 125,5 | 26,3 |
| Энталпия питательной воды за | кДж/кг | 1134 | 1012,6 | 828 | 697,1 | 633,8 | 525,3 | 425,9 | 251,2 | 633,8 | 525,5 | 110,4 |
| Энталпия греющего пара | кДж/кг | 3017,7 | 2922,9 | 3324,1 | 3208,3 | 3056,5 | 2900,8 | 2757,7 | 2536,7 | 3056,5 | 2900,8 | 2338,1 |
| Использованный теплоперепад | кДж/кг | 307,1 | 401,9 | 621,6 | 737,4 | 889,2 | 1044,9 | 1188 | 1409 | 889,2 | 1044,9 | 1607,6 |

2.1.3 Определение расхода пара на турбину

Коэффициент недоиспользования мощности пара теплофикационного отбора на верхний СП:

$$y_{\text{вс}} = \frac{i_{\text{вс}} - i_{\text{k}}}{i_0 - i_{\text{k}} + q_{\text{пп}}} \quad (4)$$

где $i_{\text{вс}}$ – энталпия отопительного отбора на верхний СП, по таблице 2.1, кДж/кг;

i_{k} - энталпия конденсата, по таблице 2.1, кДж/кг;

i_0 – начальная энталпия, кДж/кг.

$$y_{\text{вс}} = \frac{3056,5 - 2338,1}{3324,8 - 2338,1 + 620,9} = 0,541$$

Коэффициент недоиспользования мощности пара теплофикационного отбора на нижний СП:

$$y_{\text{нс}} = \frac{i_{\text{нс}} - i_{\text{k}}}{i_0 - i_{\text{k}} + q_{\text{пп}}} \quad (5)$$

где $i_{\text{нс}}$ – энталпия отопительного отбора на нижний СП, по таблице 2.1, кДж/кг;

$$y_{\text{нс}} = \frac{2900,8 - 2338,1}{3324,8 - 2338,1 + 620,9} = 0,35$$

Принимаем коэффициент регенерации $k_{\text{рег}} = 1,24$, расход пара на турбину составит, кг/с:

$$D_{\text{T}} = k_{\text{рег}} \cdot \left(\frac{W_{\text{т}}}{H_i \cdot \eta_{\text{ЭМ}}} + y_{\text{вс}} \cdot D_{\text{вс}} + y_{\text{нс}} \cdot D_{\text{нс}} \right) \quad (6)$$

где H_i – располагаемый теплоперепад [таблица 2.1], кДж/кг.

$$D_{\text{T}} = 1,24 \cdot \left(\frac{800000}{1607,6 \cdot 0,98} + 0,541 \cdot 37,085 + 0,35 \cdot 24,327 + \right) = 694,593 .$$

2.1.4 Баланс пара и конденсата

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

$$D_{\text{эж}} = 0,005 \cdot D_{\text{T}} = 0,005 \cdot 694,593 = 3,473.$$

Расход пара на уплотнение турбины, кг/с:

$$D_{\text{упл}} = 0,01 \cdot D_{\text{T}} = 0,01 \cdot 694,593 = 6,946$$

Утечки пара и конденсата, кг/с:

$$D_{\text{ут}} = \frac{\alpha_{\text{ут}}}{100} \cdot D_{\text{T}} = \frac{2}{100} \cdot 694,593 = 13,892$$

Расход пара на собственные нужды, кг/с:

$$D_{\text{сн}} = \frac{\alpha_{\text{сн}}^{\text{м3}} + \alpha_{\text{сн}}^{\text{пг}}}{100} \cdot D_{\text{T}} = \frac{1,2 + 1,25}{100} \cdot 694,593 = 17,018$$

Расход перегретого пара, кг/с:

$$D_{\text{пе}} = D_{\text{T}} + D_{\text{эж}} + D_{\text{упл}} + D_{\text{ут}} + D_{\text{сн}} \quad (7)$$

$$D_{\text{пе}} = 694,593 + 3,473 + 6,946 + 13,892 + 17,018 = 735,922$$

Расход питательной воды, кг/с:

$$G_{\text{пв}} = D_{\text{пе}} = 735,922$$

2.1.5 Расчёт регенеративной схемы ПВД

Расчетная схема ПВД представлена на рисунке 2.4.

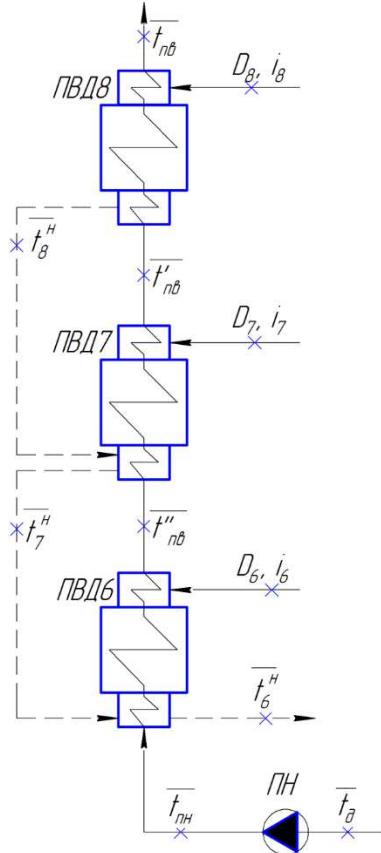


Рисунок 2.4 – Схема включения подогревателей высокого давления

Уравнение теплового баланса для ПВД-8:

$$D_8(i_8 - \bar{t}_8^H)\eta = G_{n\delta}(\bar{t}_{n\delta} - \bar{t}_{n\delta}'), \quad (8)$$

Отсюда расход пара на ПВД-8, кг/с:

$$D_8 = \frac{G_{n\delta}(\bar{t}_{n\delta} + \bar{t}_{n\delta}')}{(i_8 - \bar{t}_8^H)\eta} = \frac{735,922 \cdot (1134 - 1012,6)}{(3017,7 - 1199,9)0,98} = 50,181$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-7:

$$D_7(i_7 - \bar{t}_7^H)\eta + D_8(\bar{t}_8^H - \bar{t}_7^H)\eta = G_{n\delta}(\bar{t}_{n\delta}' - \bar{t}_{n\delta}'') \quad (9)$$

Отсюда расход пара на ПВД-7, кг/с:

$$D_7 = \frac{G_{n6} \cdot (\bar{i}_{n6} - \bar{i}_{n6}'') - D_8 \cdot (\bar{t}_8'' - \bar{t}_7'') \cdot \eta}{(i_7 - \bar{t}_7'') \cdot \eta} = \frac{745,517 \cdot (1012,6-828) - 50,805 \cdot (1199,9-1056,1) \cdot 0,98}{(2922,9-1056,1) \cdot 0,98} = 67,3$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-6:

$$D_6(i_6 - \bar{t}_{n6})\eta + (D_7 + D_8)(\bar{t}_{n7} - \bar{t}_{n6})\eta = G_{n6}(\bar{t}_{n6}'' - \bar{t}_{nn}) \quad (10)$$

Расход пара на ПВД-6, кг/с:

$$\begin{aligned} D_6 &= \frac{G_{n6}(\bar{t}_{n6}'' - \bar{t}_{nn}) - (D_7 + D_8)(\bar{t}_{n7} - \bar{t}_{n6})\eta}{(i_6 - \bar{t}_{n6})\eta} = \\ &= \frac{735,922(828-764,975) - (67,3 + 50,181)(1056,1-851,5)0,98}{(3324,1-851,5)0,98} = 17,867 \end{aligned}$$

где \bar{t}_{nn} – энталпия питательной воды на входе в ПВД – 6 с учетом нагрева в питательном насосе, кДж/кг

$$\bar{t}_{nn} = h_o + \frac{\Delta P_{nn} \cdot V}{\eta_n} \quad (11)$$

где ΔP_{nn} – перепад давления питательной воды в питательном насосе, Па;

$V = 0,00108 \text{ м}^3/\text{кг}$ – удельный объем питательной воды;

$\eta_n = 0,83$ – КПД питательного насоса.

$$\bar{t}_{nn} = 697,1 + \frac{(2,3-0,706) \cdot 10^6 \cdot 0,00108}{0,83 \cdot 10^3} = 764,975$$

2.1.6 Расчёт деаэратора

Расчетная схема деаэратора представлена на рисунке 2.5.

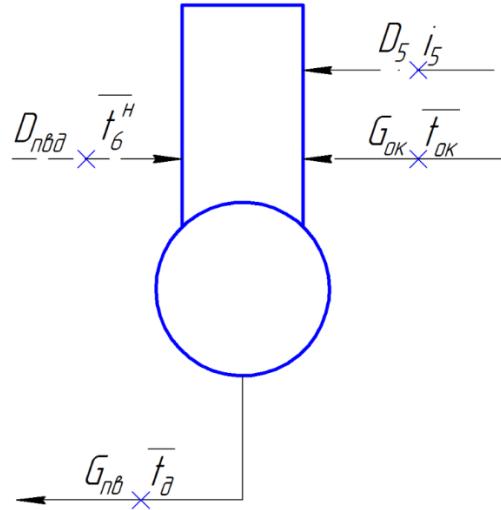


Рисунок 2.5 - Схема включения деаэратора

Уравнение материального баланса:

$$G_{nb} = (D_8 + D_7 + D_6) + D_5 + G_{ok} + G_{xob\theta} \quad (12)$$

Уравнение теплового баланса:

$$G_{nb} \cdot \bar{t}_{\partial} = (D_8 + D_7 + D_6) \cdot \bar{t}_{n6} + D_5 \cdot \bar{i}_5 + G_{ok} \cdot \bar{t}_{ok} + G_{xob\theta} \cdot \bar{t}_{xob\theta} \quad (13)$$

Подставим значения:

$$744,457 = (50,732 + 71,214 + 29,488) + D_5 + G_{ok} + 37,855$$

$$745,517 \cdot 697,1 = (50,805 + 71,312 + 29,53) \cdot 851,5 + D_5 \cdot 3208,3 + \\ + G_{ok} \cdot 633,8 + 37,855 \cdot 125,5$$

Решив систему уравнений, получим:

$$D_5 = 12,972 \text{ кг/с}$$

$$G_{ok} = 549,666 \text{ кг/с}$$

2.1.7 Расчёт регенеративной схемы (ПНД)

Расчетная схема регенеративной схемы (ПНД) представлена на рисунке 2.6.

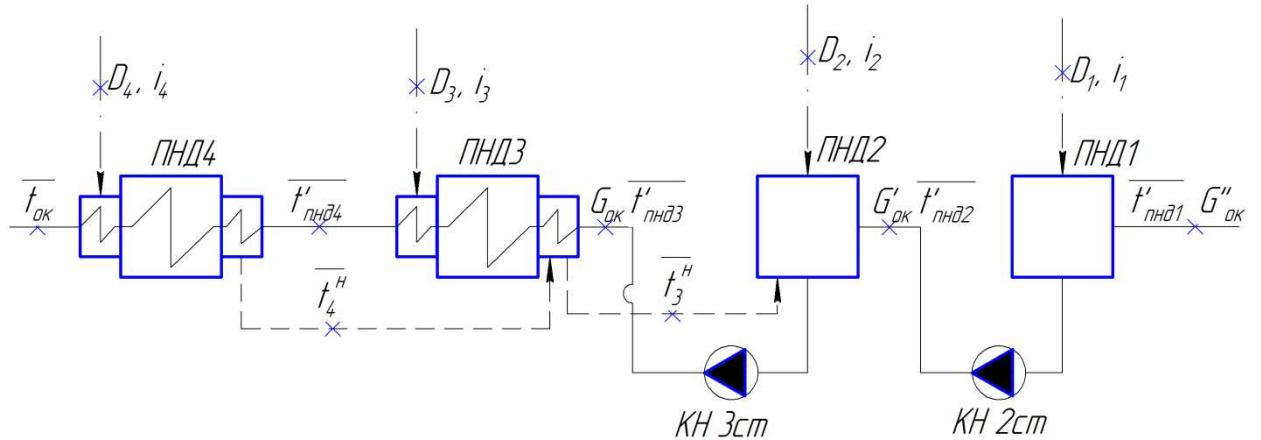


Рисунок 2.6 - Схема включения регенеративной схемы (ПНД)

Уравнение теплового баланса для ПНД-4:

$$D_4(i_4 - \bar{t}_4'')\eta = G_{ok}(\bar{t}_{ok} - \bar{t}_{nhd4}) \quad (14)$$

Расход пара на ПНД-4, кг/с:

$$D_4 = \frac{G_{ok}(\bar{t}_{nhd4} + \bar{t}_{nhd4})}{(i_4 - \bar{t}_4'')\eta} = \frac{549,666 \cdot (633,8-525,3)}{(3056,5-655,6)0,98} = 25,443$$

Уравнение теплового баланса для ПНД-3:

$$D_3(i_3 - \bar{t}_3'')\eta + D_4(\bar{t}_4'' - \bar{t}_3'')\eta = G_{ok}(\bar{t}_{nhd4} - \bar{t}_{nhd3}) \quad (15)$$

Отсюда расход пара на ПНД-3, кг/с:

$$\begin{aligned} D_3 &= \frac{G_{ok} \cdot (\bar{t}_{nhd4} - \bar{t}_{nhd3}) - D_4 \cdot (\bar{t}_4'' - \bar{t}_3'') \cdot \eta}{(i_3 - \bar{t}_3'') \cdot \eta} = \\ &= \frac{549,66 \cdot (525,3-425,3) - 25,443 \cdot (655,6-544,1) \cdot 0,98}{(2900,8-544,1) \cdot 0,98} = 23,093 \end{aligned}$$

Уравнение материального баланса для ПНД-2:

$$G_{ok} = D_2 + D_3 + D_4 + G_{ok}' + D_{BC} + D_{HC} \quad (16)$$

Уравнение теплового баланса для ПНД-2:

$$G_{ok} \cdot \bar{t}_2'' = D_2 \cdot i_2 + (D_3 + D_4) \cdot \bar{t}_3'' + G'_{ok} \cdot \bar{t}'_{nhd2} + (D_{BC} + D_{HC}) \cdot \bar{t}_{HC} \quad (17)$$

Подставим значения:

$$549,66 = D_2 + 23,093 + 25,443 + G'_{ok} + 24,327 + 37,085$$

$$549,66 \cdot 425,9 = D_2 \cdot 2741,8 + (23,093 + 25,443) \cdot 544,1 + G'_{ok} \cdot 251,2 + 466,2 \cdot (37,085 + 24,327)$$

Решив систему уравнений, получим:

$$D_2 = 27,212 \text{ кг/с}$$

$$G'_{ok} = 412,506 \text{ кг/с}$$

Уравнение материального баланса для ПНД-1:

$$G'_{ok} = D_1 + G''_{ok} \quad (18)$$

Уравнение теплового баланса для ПНД-1:

$$G'_{ok} \cdot \bar{t}_1'' = D_1 \cdot i_1 + G''_{ok} \cdot \bar{t}'_{nhd1} \quad (19)$$

где $\bar{t}'_{nhd1} = (t'_k + \Delta t_{сп}) \cdot c_v = (26,3 + 10) \cdot 4,186 = 135 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия основного конденсата перед ПНД-1;

$t'_k = 26,3^\circ\text{C}$ - температура насыщения после конденсатора;

$\Delta t_{сп} = 10^\circ\text{C}$ - нагрев основного конденсата в сальниковом подогревателе.

Подставим значения:

$$412,506 = D_1 + G''_{ok}$$

$$412,506 \cdot 251,2 = D_1 \cdot 2536,7 + G''_{ok} \cdot 135,208$$

Решив систему уравнений, получим:

$$D_1 = 20,156 \text{ кг/с}$$

$$G''_{ok} = 392,351 \text{ кг/с}$$

2.1.8 Составление теплового и материального баланса

Расход пара в конденсатор, кг/с:

$$D_{\kappa} = G_{ok}'' - (D_{ож} + D_{упл} + D_{хоб} + D_{ac} + D_{nc} + D_{мнн}) \quad (20)$$

где $D_{хоб} = D_{ут} + D_{ч} = 13,892 + 17,018 = 37,855$ кг/с ;

$D_{тпн} = 32,7$ кг/с – расход пара на привод ТПН.

$$D_{\kappa} = 392,35 - (3,473 + 6,946 + 31,312 + 37,085 + 24,327 + 32,7) = 356,187$$

Проверка материального баланса пара в турбине, кг/с:

$$D_{\kappa} = D_T - (D_1 + D_2 + D_3 + D_4 + D_5 + D_6 + D_7 + D_8 + D_{ac} + D_{nc} + D_{мнн})$$

$$D_{\kappa} = 694,593 - (20,15 + 27,21 + 23,093 + 25,44 + 12,972 + 17,867 + 67,38 + \\ + 50,181 + 37,085 + 24,327 + 32,16) = 356,187$$

Что совпадает с ранее найденным значением.

Проверка по балансу мощности:

$$W_s = \left[\sum_{i=1}^8 D_i^{om} \cdot h_i^{om} + H_i \cdot D_{\kappa} \right] \cdot \eta_{эм} \quad (21)$$

$$800000 = (20,156 \cdot 1409 + 27,21 \cdot 1188 + (23,093 + 37,085) \cdot 1044,6 + \\ + 25,443 \cdot 889,2 + (12,972 + 24,327) \cdot 737,4 + (17,867 + 32,085) \cdot 621,6 + \\ + 67,38 \cdot 401,96 + 50,181 \cdot 307,1 + 356,178 \cdot 1607,6) \cdot 0,98 \\ 800000 = 800000,006$$

Несоответствие заданной мощности ΔW_s :

$$\delta = \left| \frac{W - W_p}{W} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{800000 - 800000,006}{800000} \right| \cdot 100 = 0,000000745\%$$

Что допустимо пределом погрешности 2%.

2.1.9 Расчет технико-экономических показателей работы станции

Расход тепла на турбоустановку составит, кВт:

$$Q_{my} = D_T (i_0 - \bar{t}_{ne}) + D_{nn} (i''_{nn} - i'_{nn}) + G_{xos} (\bar{t}_{xos} \cdot C_e - \bar{t}_{ne}) \quad (22)$$

$$Q_{my} = 694,593(3324,8-1134) + 618,36(3543,8-2922,9) + 37,855(125,58-1134) = 1898011,931$$

Затраченная теплота на сетевые подогреватели, кВт:

$$Q_m = D_{ec} \cdot (i_{ec} - \bar{t}_{ec}'') + D_{hc} \cdot (i_{hc} - \bar{t}_{hc}'') \quad (23)$$

$$Q_m = 37,85 \cdot (3056,5 - 655,6) + 24,327 \cdot (2900,8 - 544,1) = 152444,318$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кДж:

$$Q^3_{my} = Q_{my} - Q_m \quad (24)$$

$$Q^3_{my} = 1898011,931 - 152444,318 = 1745567,612$$

Тепловая нагрузка котла, кВт:

$$Q_{ne} = D_{ne} (i_{ne} - \bar{t}_{ne}) + D_{nn} (i''_{nn} - i'_{nn}) \quad (25)$$

$$Q_{ne} = 735,922(3324,8 - 1134) + 618,36(3543,8 - 2922,9) = 1947626,497$$

Полный расход натурального топлива, кг/с:

$$B = \frac{Q_{ne}}{Q_h^p \cdot \eta_{ne}} = \frac{1947626,497}{15660 \cdot 0,92} = 135,184$$

где Q_h^p - теплотворная способность бурого угля Канско – Ачинского бассейна, кДж/кг.

Полный расход условного топлива, кг/с:

$$B_{ycl} = \frac{Q_{ne}}{Q_h^p \cdot \eta_{ne}} = \frac{1947626,497}{29310 \cdot 0,91} = 72,227$$

Расход топлива на выработку электроэнергии, кг/с:

$$B_s = B \cdot K_s \frac{W_{om}}{W - W_s} \quad (26)$$

где В- полный расход топлива на блок, кг/с;

K_3 – коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии;

$W_{\text{отп}}$ – отпущенная мощность, кВт;

W_3 – мощность, снимаемая с шин генератора, кВт;

$W_{\text{зз}}^{\text{сн}}$ – мощность собственных нужд, затраченная на производство электроэнергии.

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

$$W_{\text{омн}} = W_3 - e_{\text{сн}} \cdot W = 800000 - 0,05 \cdot 800000 = 736000$$

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

$$W_{\text{зз}}^{\text{сн}} = e_{\text{зз}}^{\text{сн}} \cdot W_3 = 0,05 \cdot 800000 = 40000$$

где $e_{\text{зз}}^{\text{сн}}$ – доля электроэнергии, затраченная на производство электроэнергии.

Коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии:

$$K_3 = \frac{Q_{\text{мy}}^{\text{з}} + Q_{\text{мy}}^{\text{сн}} + \Delta Q_{\text{омб}}}{Q_{\text{мy}}^{\text{з}} + Q_{\text{мy}}^{\text{сн}} + \Delta Q_{\text{омб}} + Q_{\text{мy}}^{\text{м}}} \quad (27)$$

Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии при наличии отборов, кВт:

$$\Delta Q_{\text{омб}} = [Q_{\text{бc}} \cdot (1 - \xi_{\text{бc}}) + Q_{\text{hc}} \cdot (1 - \xi_{\text{hc}})] \cdot \frac{Q_{\text{м}}^{\text{омб}}}{Q_{\text{мy}}^{\text{м}}} \quad (28)$$

где $Q_{\text{бc}}$, Q_{hc} – тепло, отпущенное из двух теплофикационных отборов, кВт.

Отношение $\frac{Q_{\text{м}}^{\text{омб}}}{Q_{\text{мy}}^{\text{м}}}$ принимается равным 1.

ξ – коэффициент ценности тепла каждого отбора.

$$\xi_{\text{sc}} = \frac{i_{\text{sc}} - i_{\kappa}}{i_0 + q_{nn} - i_{\kappa}} \cdot \left(1 + K \frac{i_0 + q_{nn} - i_{\text{sc}}}{i_0 + q_{nn} - i_{\kappa}} \right) \quad (29)$$

$$\xi_{\text{sc}} = \frac{3056,5-2338,1}{3324,8+620,9-2338,1} \cdot \left(1 + 0,42 \frac{3324,8+620,9-3056,5}{3324,8+620,9-2338,1} \right) = 0,646$$

$$\xi_{\text{hc}} = \frac{i_{\text{hc}} - i_{\kappa}}{i_0 + q_{nn} - i_{\kappa}} \cdot \left(1 + K \frac{i_0 + q_{nn} - i_{\text{hc}}}{i_0 + q_{nn} - i_{\kappa}} \right) \quad (30)$$

$$\xi_{\text{hc}} = \frac{2900,8-2338,1}{3324,8+620,9-2338,1} \cdot \left(1 + 0,42 \frac{3324,8+620,9-2900,8}{3324,8+620,9-2338,1} \right) = 0,446$$

К – коэффициент, зависящий от давления пара перед турбиной, его значение принимаем равным 0,42 из [2].

$$\Delta Q_{om\delta} = 93219,683 \cdot (1 - 0,646) + 59224,635 \cdot (1 - 0,446) = 65873,681$$

Расход тепла на собственные нужды турбоагрегата принимается 5 % от расхода тепла на производство электроэнергии, [2], кДж:

$$Q_{my}^{ch} = 0,05 \cdot Q_{my} = 0,05 \cdot 1898011,931 = 87278,381$$

$$K_s = \frac{1706178,948 + 85812,849 + 93552,653}{1706178,948 + 85812,849 + 93552,653 + 164874,111} = 0,926$$

Подставив полученные значения в формулу для расхода топлива на выработку электроэнергии, будем иметь, кг/с:

$$B_s = 135,184 \cdot 0,92 \cdot \frac{728000}{800000 - 40000} = 121,186 \text{ кг/с}$$

$$B_s^{yct} = 74,773 \cdot 0,92 \cdot \frac{728000}{800000 - 40000} = 64,748 \text{ кг/с}$$

Расход топлива на выработку тепла, кг/с:

$$B_m = B - B_s \quad (31)$$

$$B_m = 135,184 - 121,186 = 13,999$$

$$B_m^{yct} = 72,227 - 64,748 = 7,479$$

Фактическое значение удельных расходов натурального топлива на отпуск электроэнергии и тепла определяются по формулам:

$$b_{_9} = \frac{B_{_9} \cdot 3600}{W_{omn}} = \frac{121,186 \cdot 3600}{728000} = 0,545 \text{ кг / кВт·ч}$$

$$b_{_m} = \frac{B_{_m} \cdot 10^6}{Q_{om}} = \frac{16,672 \cdot 10^6}{164000} = 91,828 \text{ кг / ГДж}$$

Фактическое значение удельных расходов условного топлива на отпуск электроэнергии и тепла определяются по формулам:

$$b_{_9}^{ycl} = \frac{B_{_9}^{ycl} \cdot 3600}{W_{omn}} = \frac{64,748 \cdot 3600}{728000} = 0,291 \text{ кг / кВт·ч}$$

$$b_{_m}^{ycl} = \frac{B_{_m}^{ycl} \cdot 10^6}{Q_{om}} = \frac{7,479 \cdot 10^6}{164000} = 49,063 \text{ кг / ГДж}$$

2.2 Расчет реконструированной схемы

Реконструированная схема отличается, от действующей в настоящее время, добавленным пластинчатым теплообменником, который позволит байпасировать ПНД-3, ПНД-2 и ПНД-1. Так же в схеме дополнительно имеется распределительное устройство, которое позволяет осуществлять направление сетевой воды как на байпасирование регенеративной схемы, так и на разгрузку бойлерных установок при различных режимах работы второго энергоблока.

Сравнительные данные, позволяющие оценить максимально экономичный режим использования представлены в таблице 4.1 и таблице 4.2.

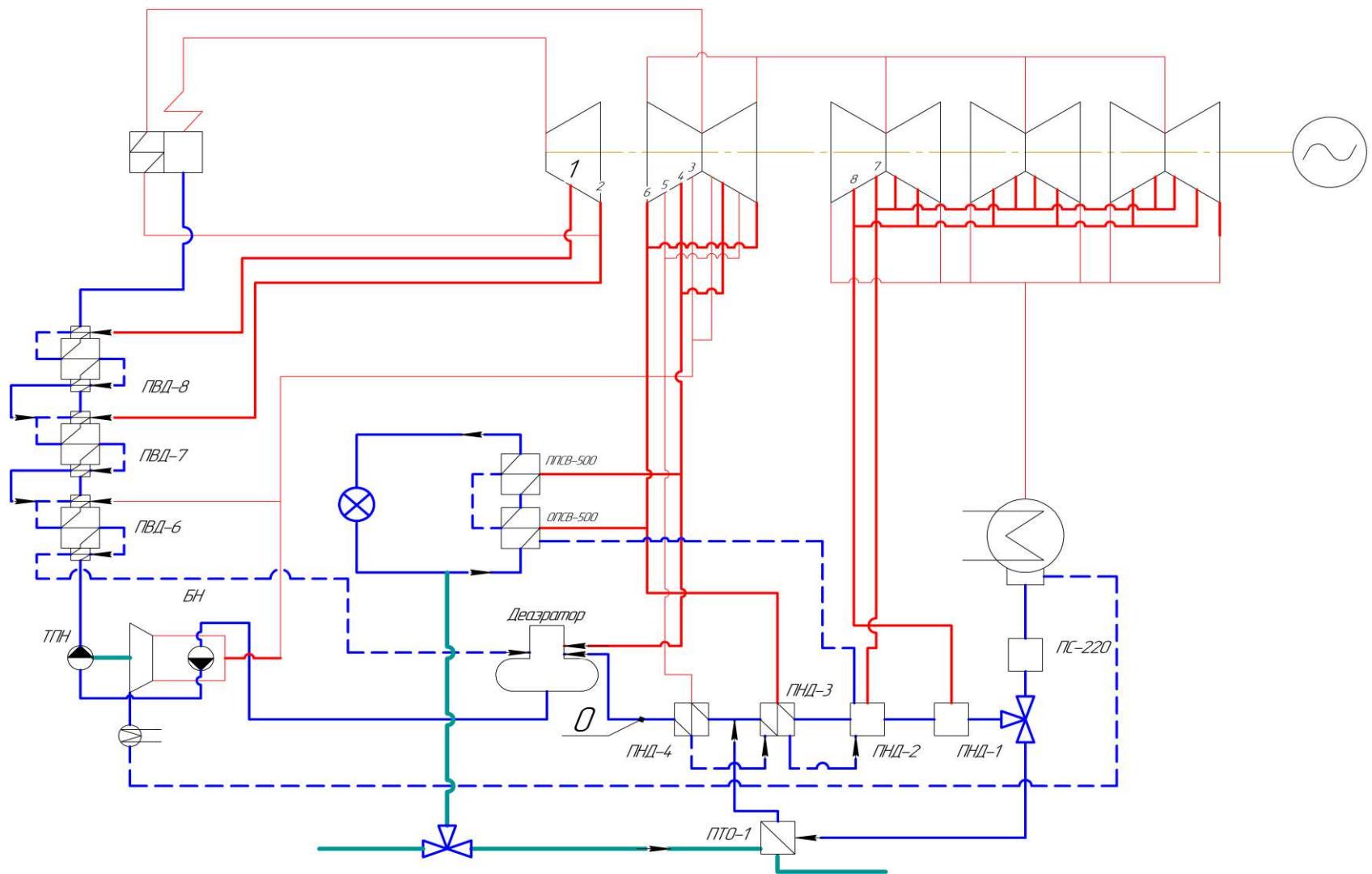


Рисунок 2.7 – Расчетная реконструированная тепловая схема

2.2.10 Расчет установки по подогреву сетевой воды

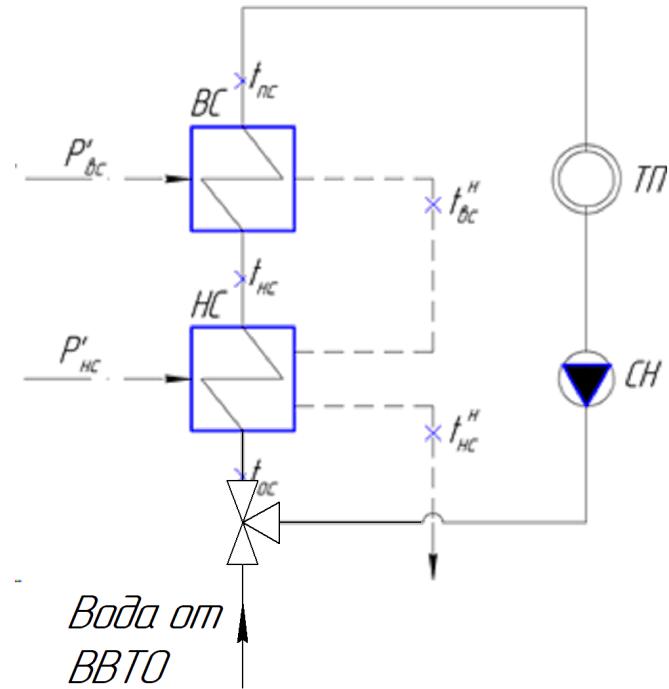


Рисунок 2.8 – Схема подогрева сетевой воды

Расход сетевой воды, кг/с:

$$G_{\text{cb}} = \frac{Q_{\text{от}}^{\text{турб}}}{c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{пс}} - t_{\text{oc}})} \quad (32)$$

где \$c_{\text{в}}\$ – теплоемкость воды, кДж/кг.

$$G_{\text{cb}} = \frac{152000}{4,186 \cdot (151,4 - 70)} = 463,305$$

Температура сетевой воды после нижнего СП, °С:

$$t_{\text{hc}} = 125,5$$

Энталпия насыщения конденсирующегося пара верхнего и нижнего СП, кДж/кг:

$$\bar{t}_{\text{bc}}^{\text{H}} = 655,6$$

$$\bar{t}_{\text{hc}}^{\text{H}} = 544,1$$

Расход пара на ВС, кг/с:

$$D_{\text{BC}} = \frac{G_{\text{CB}} \cdot (\bar{t}_{\text{пc}} - \bar{t}_{\text{HC}}) - (G_{\text{BBTO.X}} \cdot (\bar{t}_{\text{прямая}} - \bar{t}_{\text{после_BС}}) \cdot X)}{(i_{\text{BC}} - \bar{t}_{\text{BC}}^{\text{H}}) \cdot \eta} \quad (33)$$

где $\bar{t}_{\text{пc}} = t_{\text{пc}} \cdot c_{\text{B}} = 151,4 \cdot 4,186 = 633,76$ – энталпия прямой сетевой воды, кДж/кг;

$\bar{t}_{\text{после_BС}} = 435,988$ энталпия воды после BBTO

$X = 0,4$ – Доля расхода сетевой воды после BBTO.

$\bar{t}_{\text{HC}} = t_{\text{HC}} \cdot c_{\text{B}} = 125,5 \cdot 4,186 = 525,343$ – энталпия сетевой воды после нижнего СП, кДж/кг.

$$D_{\text{BC}} = \frac{463,305 \cdot (633,76 - 525,343) - (497,364 \cdot (550,659 - 4335,988)) \cdot 0,4}{(3056,5 - 655,6) \cdot 0,98} = 27,824$$

Расход пара на НС, кг/с:

$$D_{\text{HC}} = \frac{G_{\text{CB}} \cdot (\bar{t}_{\text{HC}} - \bar{t}_{\text{OC}}) - D_{\text{BC}} \cdot (\bar{t}_{\text{BC}}^{\text{H}} - \bar{t}_{\text{HC}}^{\text{H}}) \cdot \eta - (G_{\text{BBTO.X}} \cdot (\bar{t}_{\text{после_BС}} - \bar{t}_{\text{ОБРАТНАЯ}})) \cdot X}{(i_{\text{HC}} - \bar{t}_{\text{HC}}^{\text{H}}) \cdot \eta} \quad (34)$$

где $\bar{t}_{\text{OC}} = t_{\text{OC}} \cdot c_{\text{B}} = 70 \cdot 4,186 = 293,02$ – энталпия обратной сетевой воды, кДж/кг.

$$D_{\text{HC}} = \frac{463,305 \cdot (525,343 - 293,02) - 37,085 \cdot (655,6 - 544,1) \cdot 0,98 - 497 \cdot (435 - 293) \cdot 0,4}{(2900,8 - 544,1) \cdot 0,98} = 13,2.$$

2.2.11 Определение расхода пара на турбину

Коэффициент недоиспользования мощности пара теплофикационного отбора на верхний СП:

$$y_{\text{BC}} = \frac{i_{\text{BC}} - i_{\kappa}}{i_0 - i_{\kappa} + q_{\text{пп}}} \quad (35)$$

где i_{BC} – энталпия отопительного отбора на верхний СП, по таблице 2.1, кДж/кг;

i_{κ} - энталпия конденсата, по таблице 2.1, кДж/кг;

i_0 – начальная энталпия, кДж/кг.

$$y_{\text{вс}} = \frac{3056,5 - 2338,1}{3324,8 - 2338,1 + 620,9} = 0,541$$

Коэффициент недоиспользования мощности пара теплофикационного отбора на нижний СП:

$$y_{\text{нс}} = \frac{i_{\text{нс}} - i_{\text{к}}}{i_0 - i_{\text{к}} + q_{\text{пп}}} \quad (36)$$

где $i_{\text{нс}}$ – энталпия отопительного отбора на нижний СП, по таблице 2.1, кДж/кг;

$$y_{\text{нс}} = \frac{2900,8 - 2338,1}{3324,8 - 2338,1 + 620,9} = 0,35$$

Принимаем коэффициент регенерации $k_{\text{пер}} = 1,069$, расход пара на турбину составит, кг/с:

$$D_{\text{т}} = k_{\text{пер}} \cdot \left(\frac{W_{\text{з}}}{H_i \cdot \eta_{\text{эм}}} + y_{\text{вс}} \cdot D_{\text{вс}} + y_{\text{нс}} \cdot D_{\text{нс}} \right) \quad (37)$$

где H_i – располагаемый теплоперепад [таблица 1.1], кДж/кг.

$$D_{\text{т}} = 1,24 \cdot \left(\frac{800000}{1607,6 \cdot 0,98} + 0,541 \cdot 27,824 + 0,35 \cdot 13,292 \right) = 606,295 \text{ .}$$

2.2.12 Баланс пара и конденсата

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

$$D_{\text{эж}} = 0,005 \cdot D_{\text{т}} = 0,005 \cdot 606,295 = 3,035.$$

Расход пара на уплотнение турбины, кг/с:

$$D_{\text{упл}} = 0,01 \cdot D_{\text{т}} = 0,01 \cdot 606,295 = 6,069$$

Утечки пара и конденсата, кг/с:

$$D_{\text{ут}} = \frac{\alpha_{\text{ут}}}{100} \cdot D_{\text{т}} = \frac{2}{100} \cdot 606,295 = 12,138$$

Расход пара на собственные нужды, кг/с:

$$D_{\text{сн}} = \frac{\alpha_{\text{сн}}^{\text{м3}} + \alpha_{\text{сн}}^{\text{пг}}}{100} \cdot D_{\text{т}} = \frac{1,2 + 1,25}{100} \cdot 606,295 = 14,87$$

Расход перегретого пара, кг/с:

$$D_{\text{не}} = D_{\text{т}} + D_{\text{эж}} + D_{\text{упл}} + D_{\text{ут}} + D_{\text{сн}} \quad (38)$$

$$D_{\text{не}} = 606,295 + 3,035 + 6,069 + 12,138 + 14,87 = 643,07$$

Расход питательной воды, кг/с:

$$G_{\text{пв}} = D_{\text{не}} = 643,037.$$

2.2.13 Расчёт регенеративной схемы ПВД

Расчетная схема ПВД представлена на рисунке 2.9.

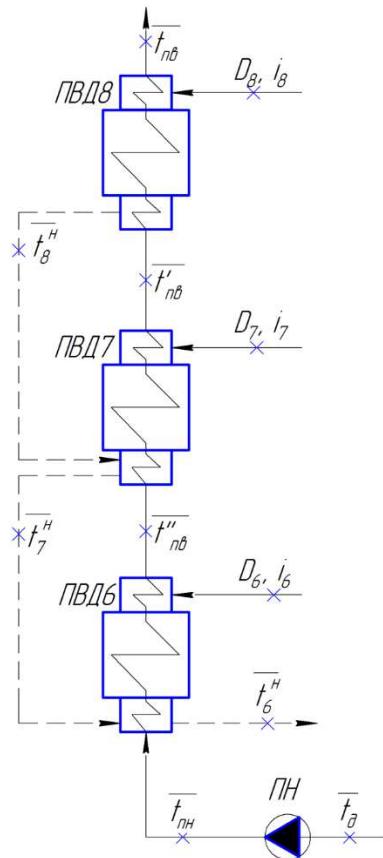


Рисунок 2.9 – Схема включения подогревателей высокого давления.

Уравнение теплового баланса для ПВД-8:

$$D_8(i_8 - \bar{t}_8^H)\eta = G_{n\delta}(\bar{t}_{n\delta} - \bar{t}'_{n\delta}), \quad (39)$$

Отсюда расход пара на ПВД-8, кг/с:

$$D_8 = \frac{G_{n\delta}(\bar{t}_{n\delta} + \bar{t}'_{n\delta})}{(i_8 - \bar{t}_8^H)\eta} = \frac{643,037 \cdot (1134-1012,6)}{(3017,7-1199,9)0,98} = 43,848$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-7:

$$D_7(i_7 - \bar{t}_7'')\eta + D_8(\bar{t}_8'' - \bar{t}_7'')\eta = G_{n6}(\bar{t}_{n6}' - \bar{t}_{n6}'') \quad (40)$$

Отсюда расход пара на ПВД-7, кг/с:

$$D_7 = \frac{G_{n6} \cdot (\bar{t}_{n6} - \bar{t}_{n6}'') - D_8 \cdot (\bar{t}_8'' - \bar{t}_7'') \cdot \eta}{(i_7 - \bar{t}_7'') \cdot \eta} = \frac{643,037 \cdot (1012,6-828) - 43,848 \cdot (1199,9-1056,1) \cdot 0,98}{(2922,9-1056,1) \cdot 0,98} = 58,876$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-6:

$$D_6(i_6 - \bar{t}_{n6})\eta + (D_7 + D_8)(\bar{t}_{n7} - \bar{t}_{n6})\eta = G_{n6}(\bar{t}_{n6}'' - \bar{t}_{nn}) \quad (41)$$

Расход пара на ПВД-6, кг/с:

$$\begin{aligned} D_6 &= \frac{G_{n6}(\bar{t}_{n6}'' - \bar{t}_{nn}) - (D_7 + D_8)(\bar{t}_{n7} - \bar{t}_{n6})\eta}{(i_6 - \bar{t}_{n6})\eta} = \\ &= \frac{643,037(828-699,174) - (43,848 + 58,876)(1056,1-851,5)0,98}{(3324,1-851,5)0,98} = 15,612 \end{aligned}$$

где \bar{t}_{nn} – энталпия питательной воды на входе в ПВД – 6 с учетом нагрева в питательном насосе, кДж/кг

$$\bar{t}_{nn} = h_o + \frac{\Delta P_{nn} \cdot V}{\eta_n} \quad (42)$$

где ΔP_{nn} – перепад давления питательной воды в питательном насосе, Па;

$V = 0,00108 \text{ м}^3/\text{кг}$ – удельный объем питательной воды;

$\eta_n = 0,83$ – КПД питательного насоса.

$$\bar{t}_{nn} = 697,1 + \frac{(2,3 - 0,706) \cdot 10^6 \cdot 0,00108}{0,83 \cdot 10^3} = 746,975$$

2.2.14 Расчёт деаэратора

Расчетная схема деаэратора представлена на рис. 2.5.

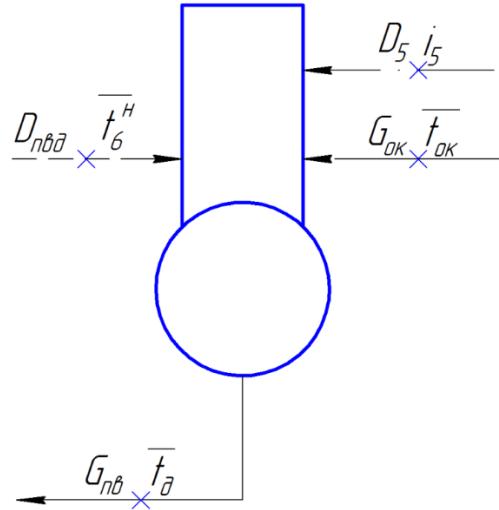


Рисунок 2.10 - Схема включения деаэратора

Уравнение материального баланса:

$$G_{ne} = (D_8 + D_7 + D_6) + D_5 + G_{ok} + G_{XOBB} \quad (43)$$

Уравнение теплового баланса:

$$G_{ne} \cdot \bar{t}_\partial = (D_8 + D_7 + D_6) \cdot \bar{t}_{n6} + D_5 \cdot i_5 + G_{ok} \cdot \bar{t}_{ok} + G_{XOBB} \cdot \bar{t}_{XOBB} \quad (44)$$

Подставим значения:

$$643,037 = (43,848 + 58,876 + 15,612) + D_5 + G_{ok} + 33,077$$

$$643,037 \cdot 697,1 = (43,848 + 58,876 + 15,612) \cdot 851,5 + D_5 \cdot 3208,3 + \\ + G_{ok} \cdot 633,8 + 33,077 \cdot 125$$

Решив систему уравнений, получим:

$$D_5 = 11,335 \text{ кг/с}$$

$$G_{ok} = 480,289 \text{ кг/с}$$

2.2.15 Расчёт реконструированной регенеративной схемы ПНД

Расчетная схема регенеративной схемы ПНД представлена на рис.2.6.

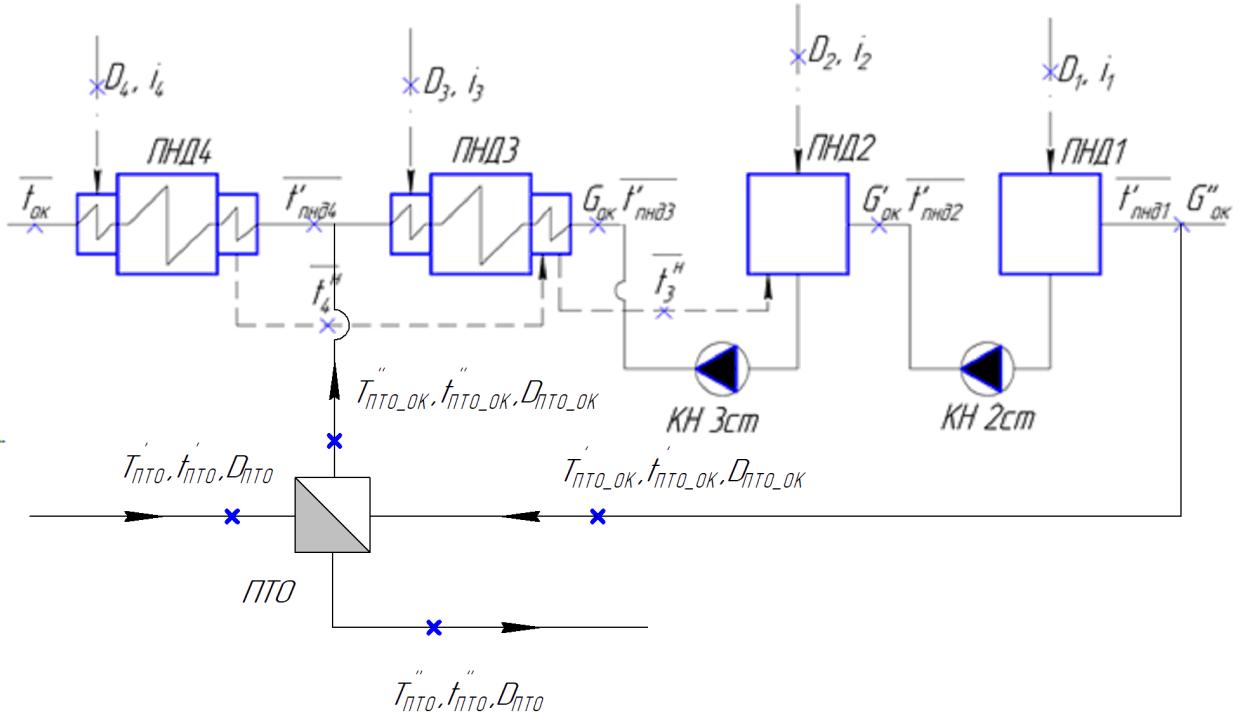


Рисунок 2.11 - Схема включения регенеративной схемы (ПНД)

Таблица 2.1 – Параметры сетевой воды и основного конденсата байпаса

| Параметр | До ПТО | После ПТО |
|--------------------------|---------|-----------|
| Температура сетевой воды | 131 | 70 |
| Энталпия сетевой воды | 550,659 | 293,018 |
| Температура ОК | 32 | 126 |
| Энталпия ОК | 134,106 | 529,323 |

Расход сетевой воды на ПТО определяется как:

$$D_{пто} = \frac{Q_{пто}}{C \cdot (131 - 70)\eta} \quad (45)$$

где $Q_{пто} = 127 \cdot y = 76.2 \text{ МВт}$

У – доля расхода сетевой воды на ПТО

Расход сетевой воды на ПТО, кг/с:

$$D_{PTO} = \frac{76,2}{4,186 \cdot (131 - 70) \cdot 0,98} = 304,509$$

Уравнение теплового баланса для ПНД-4:

$$D_4(i_4 - \bar{t}_4'')\eta = G_{ok}(\bar{t}_{ok} - \bar{t}_{PTO_OK}'') \quad (46)$$

Расход пара на ПНД-4, кг/с:

$$D_4 = \frac{G_{ok}(\bar{t}_{nnd4}' + \bar{t}_{nnd4}'')}{(i_4 - \bar{t}_4'')\eta} = \frac{480 \cdot (633,8 - 529,323)}{(3056,5 - 655,6)0,98} = 21,859$$

Уравнение теплового баланса для ПНД-3:

$$D_3(i_3 - \bar{t}_3'')\eta + D_4(\bar{t}_4'' - \bar{t}_3'')\eta + D_{PTO}((t_{Прямая} - \bar{t}_{HC}'')y) = G_{ok}(\bar{t}_{nnd4}' - \bar{t}_{nnd3}') \quad (47)$$

Отсюда расход пара на ПНД-3, кг/с:

$$\begin{aligned} D_3 &= \frac{G_{ok} \cdot (\bar{t}_{nnd4}' - \bar{t}_{nnd3}') - D_4 \cdot (\bar{t}_4'' - \bar{t}_3'') \cdot \eta - D_{PTO}((t_{Прямая} - \bar{t}_{HC}'')y)}{(i_3 - \bar{t}_3'') \cdot \eta} = \\ &= \frac{480,289 \cdot (525,3 - 425,3) - 21,859 \cdot (655,6 - 529,323) \cdot 0,98}{(2900,8 - 544,1) \cdot 0,98} = 4,593 \end{aligned}$$

Уравнение материального баланса для ПНД-2:

$$G_{ok} = D_2 + D_3 + D_4 + G_{ok}' + D_{BC} + D_{HC} + D_{PTO_OK} \quad (48)$$

Уравнение теплового баланса для ПНД-2:

$$G_{ok} \cdot \bar{t}_2'' = D_2 \cdot i_2 + (D_3 + D_4) \cdot \bar{t}_3'' + G_{ok}' \cdot \bar{t}_{nnd2}' + (D_{BC} + D_{HC}) \cdot \bar{t}_{HC}' + D_{PTO_OK} \cdot \bar{t}_{PTO_OK}'' \quad (49)$$

Подставим значения:

$$480,289 = D_2 + 4,593 + 21,859 + 27,824 + 13,292 + G_{ok}' + 198,509$$

$$\begin{aligned} 480,289 \cdot 425,9 &= D_2 \cdot 2741,8 + (4,593 + 21,8) \cdot 544,1 + G_{ok}' \cdot 251,2 + \\ &+ (27,859 + 13,2) \cdot 466,2 + 198 \cdot 529,232 \end{aligned}$$

Решив систему уравнений, получим:

$$D_2 = 1,578 \text{ кг/с}$$

$$G'_{ok} = 189,967 \text{ кг/с}$$

Уравнение материального баланса для ПНД-1:

$$G'_{ok} = D_1 + G''_{ok} \quad (50)$$

Уравнение теплового баланса для ПНД-1:

$$G'_{ok} \cdot \bar{t}_1^h = D_1 \cdot i_1 + G''_{ok} \cdot \bar{t}'_{nnd1} \quad (51)$$

где $\bar{t}'_{nnd1} = (t'_k + \Delta t_{сп}) \cdot c_b = (26,3 + 6) \cdot 4,186 = 135,208 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия основного конденсата перед ПНД-1;

$t'_k = 26,3^\circ\text{C}$ - температура насыщения после конденсатора;

$\Delta t_{сп} = 6^\circ\text{C}$ - нагрев основного конденсата в сальниковом подогревателе.

Подставим значения:

$$189,967 = D_1 + G''_{ok}$$

$$189,967 \cdot 251,2 = D_1 \cdot 2536,7 + G''_{ok} \cdot 135,208$$

Решив систему уравнений, получим:

$$D_1 = 9,282 \text{ кг/с}$$

$$G''_{ok} = 180 \text{ кг/с}$$

2.2.16 Составление теплового и материального баланса

Расход пара в конденсатор, кг/с:

$$D_k = G''_{ok} - (D_{эж} + D_{упл} + D_{хоб} + D_{бс} + D_{нс} + D_{мнн}) \quad (52)$$

где $D_{хоб} = D_{ут} + D_{чн} = 14,053 + 17,215 = 33,077 \text{ кг/с}$;

$D_{тпп} = 32,16 \text{ кг/с}$ – расход пара на привод ТПН.

$$D_k = 189,967 - (3,035 + 6,069 + 33,077 + 27,824 + 13,292 + 32,16) = 371,283$$

Проверка материального баланса пара в турбине, кг/с:

$$D_{\kappa} = D_T - (D_1 + D_2 + D_3 + D_4 + D_5 + D_6 + D_7 + D_8 + D_{ec} + D_{hc} + D_{mn})$$

$$D_{\kappa} = 703,649 - (9,282 + 1,578 + 4,593 + 21,859 + 11,335 + 15,612 + 58,876 + \\ + 43,848 + 27,824 + 13,292 + 32,7) = 371,283$$

Что совпадает с ранее найденным значением.

Проверка по балансу мощности:

$$W_s = \left[\sum_{i=1}^8 D_i^{om} \cdot h_i^{om} + H_i \cdot D_{\kappa} \right] \cdot \eta_{\omega} \quad (53)$$

$$800000 = (9,282 \cdot 1409 + 1,578 \cdot 1188 + (4,593 + 13,292) \cdot 1044,6 + \\ + 21,859 \cdot 889,2 + (11,335 + 27,824) \cdot 737,4 + (15,612 + 32,7) \cdot 621,6 + \\ + 58,876 \cdot 401,96 + 43,848 \cdot 307,1 + 371,283 \cdot 1607,6) 0,98$$

$$800000 = 799739,985$$

Несоответствие заданной мощности $\Delta W_{\mathcal{E}}$:

$$\delta = \left| \frac{W - W_p}{W} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{800000 - 800101,39}{800000} \right| \cdot 100 = 0,033\%$$

Что допустимо пределом погрешности 2%.

2.2.17 Расчет технико-экономических показателей работы станции

Расход тепла на турбоустановку составит, кВт:

$$Q_{my} = D_T(i_0 - \bar{t}_{ne}) + D_{nn}(i''_{nn} - i'_{nn}) + G_{xos}(\bar{t}_{xos} \cdot C_e - \bar{t}_{ne}) + 127 \cdot y \quad (54)$$

$$Q_{my} = 565,809(3324,8-1134) + 540,314(3543,8-2922,9) + 33,077(125,58-1134) + \\ 127 \cdot 0,4 = 1648290,783$$

Затраченная теплота на сетевые подогреватели, кВт:

$$Q_m = D_{ec} \cdot (i_{ec} - \bar{t}_{ec}^h) + D_{hc} \cdot (i_{hc} - \bar{t}_{hc}^h) + 127 \cdot x \quad (55)$$

$$Q_m = 27,824 \cdot (3056,5 - 655,6) + 13,292 \cdot (2900,8 - 544,1) + 127 \cdot 0,4 = 153099,849$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кДж:

$$Q^3_{my} = Q_{my} - Q_m \quad (56)$$

$$Q^3_{my} = 1648290,783 - 153099,849 = 1494190,935$$

Тепловая нагрузка котла, кВт:

$$Q_{ne} = D_{ne}(i_{ne} - \bar{t}_{ne}) + D_{nn}(i''_{nn} - i'_{nn}) \quad (57)$$

$$Q_{ne} = 643,037(3324,8 - 1134) + 540,314(3543,8 - 2922,9) = 1701805,448$$

Полный расход натурального топлива, кг/с:

$$B = \frac{Q_{ne}}{Q_h^p \cdot \eta_{ne}} = \frac{1701805,448}{15660 \cdot 0,92} = 118,122$$

где Q_h^p - теплотворная способность бурого угля Канско – Ачинского бассейна, кДж/кг.

Полный расход условного топлива, кг/с:

$$B_{ycl} = \frac{Q_{ne}}{Q_h^p \cdot \eta_{ne}} = \frac{1701805,448}{29310 \cdot 0,91} = 63,111$$

Расход топлива на выработку электроэнергии, кг/с:

$$B_s = B \cdot K_s \cdot \frac{W_{om}}{W - W_{cn}} \quad (58)$$

где B - полный расход топлива на блок, кг/с;

K_3 – коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии;

$W_{\text{отп}}$ – отпущенная мощность, кВт;

W_3 – мощность, снимаемая с шин генератора, кВт;

$W_{\text{зз}}^{ch}$ – мощность собственных нужд, затраченная на производство электроэнергии.

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

$$W_{omn} = W_3 - e_{ch} \cdot W = 800000 - 0,05 \cdot 800000 = 736000$$

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

$$W_{\text{зз}}^{ch} = e_{ch}^{ch} \cdot W_3 = 0,05 \cdot 800000 = 40000$$

где e_{ch}^{ch} - доля электроэнергии, затраченная на производство электроэнергии.

Коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии:

$$K_3 = \frac{Q_{my}^3 + Q_{my}^{ch} + \Delta Q_{om\delta}}{Q_{my}^3 + Q_{my}^{ch} + \Delta Q_{om\delta} + Q_{my}^m} \quad (27)$$

Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии при наличии отборов, кВт:

$$\Delta Q_{om\delta} = [Q_{bc} \cdot (1 - \xi_{bc}) + Q_{hc} \cdot (1 - \xi_{hc})] \cdot \frac{Q_m^{om\delta}}{Q_{my}^m} \quad (28)$$

где Q_{bc} , Q_{hc} – тепло, отпущенное из двух теплофикационных отборов, кВт.

Отношение $\frac{Q_m^{om\delta}}{Q_{my}^m}$ принимается равным 1.

ξ – коэффициент ценности тепла каждого отбора.

$$\xi_{\text{sc}} = \frac{i_{\text{sc}} - i_{\kappa}}{i_0 + q_{nn} - i_{\kappa}} \cdot \left(1 + K \frac{i_0 + q_{nn} - i_{\text{sc}}}{i_0 + q_{nn} - i_{\kappa}} \right) \quad (59)$$

$$\xi_{\text{sc}} = \frac{3056,5-2338,1}{3324,8+620,9-2338,1} \cdot \left(1 + 0,42 \frac{3324,8+620,9-3056,5}{3324,8+620,9-2338,1} \right) = 0,646$$

$$\xi_{\text{hc}} = \frac{i_{\text{hc}} - i_{\kappa}}{i_0 + q_{nn} - i_{\kappa}} \cdot \left(1 + K \frac{i_0 + q_{nn} - i_{\text{hc}}}{i_0 + q_{nn} - i_{\kappa}} \right) \quad (60)$$

$$\xi_{\text{hc}} = \frac{2900,8-2338,1}{3324,8+620,9-2338,1} \cdot \left(1 + 0,42 \frac{3324,8+620,9-2900,8}{3324,8+620,9-2338,1} \right) = 0,446$$

К – коэффициент, зависящий от давления пара перед турбиной, его значение принимаем равным 0,42 из [2].

$$\Delta Q_{om\delta} = 69940,661 \cdot (1 - 0,646) + 32359,188 \cdot (1 - 0,446) = 24728,505$$

Расход тепла на собственные нужды турбоагрегата принимается 5 % от расхода тепла на производство электроэнергии, [2], кДж:

$$Q_{my}^{ch} = 0,05 \cdot Q_{my} = 0,05 \cdot 1648290,783 = 74709,547$$

$$K_s = \frac{1706178,948 + 85812,849 + 93552,653}{1706178,948 + 85812,849 + 93552,653 + 164874,111} = 0,926$$

Подставив полученные значения в формулу для расхода топлива на выработку электроэнергии, будем иметь, кг/с:

$$B_s = 118,122 \cdot 0,92 \cdot \frac{728000}{800000 - 40000} = 104,468 \text{ кг/с}$$

$$B_{ycn}^{ycl} = 63,111 \cdot 0,92 \cdot \frac{728000}{800000 - 40000} = 55,816 \text{ кг/с}$$

Расход топлива на выработку тепла, кг/с:

$$B_m = B - B_s \quad (61)$$

$$B_m = 118,122 - 104,468 = 13,654$$

$$B_m^{ycl} = 63,111 - 55,816 = 7,295$$

Фактическое значение удельных расходов натурального топлива на отпуск электроэнергии и тепла определяются по формулам:

$$b_9 = \frac{B_9 \cdot 3600}{W_{omn}} = \frac{104,468 \cdot 3600}{728000} = 0,47 \text{ кг / кВт·ч}$$

$$b_m = \frac{B_m \cdot 10^6}{Q_{om}} = \frac{13,654 \cdot 10^6}{164000} = 89,185 \text{ кг / ГДж}$$

Фактическое значение удельных расходов условного топлива на отпуск электроэнергии и тепла определяются по формулам:

$$b_9^{ycl} = \frac{B_9^{ycl} \cdot 3600}{W_{omn}} = \frac{55,816 \cdot 3600}{728000} = 0,251 \text{ кг / кВт·ч}$$

$$b_m^{ycl} = \frac{B_m^{ycl} \cdot 10^6}{Q_{om}} = \frac{7,295 \cdot 10^6}{164000} = 47,651 \text{ кг / ГДж}$$

После проведения модернизации, энергоблок необходимо снабдить модернизированным ВВТО, который будет располагаться в новой ячейке трубчатого воздухоподогревателя. Изменения в компоновке ТВП можно увидеть на рисунке 2.13. Для сравнения приведена компоновка для реконструкции на рисунке 2.12.

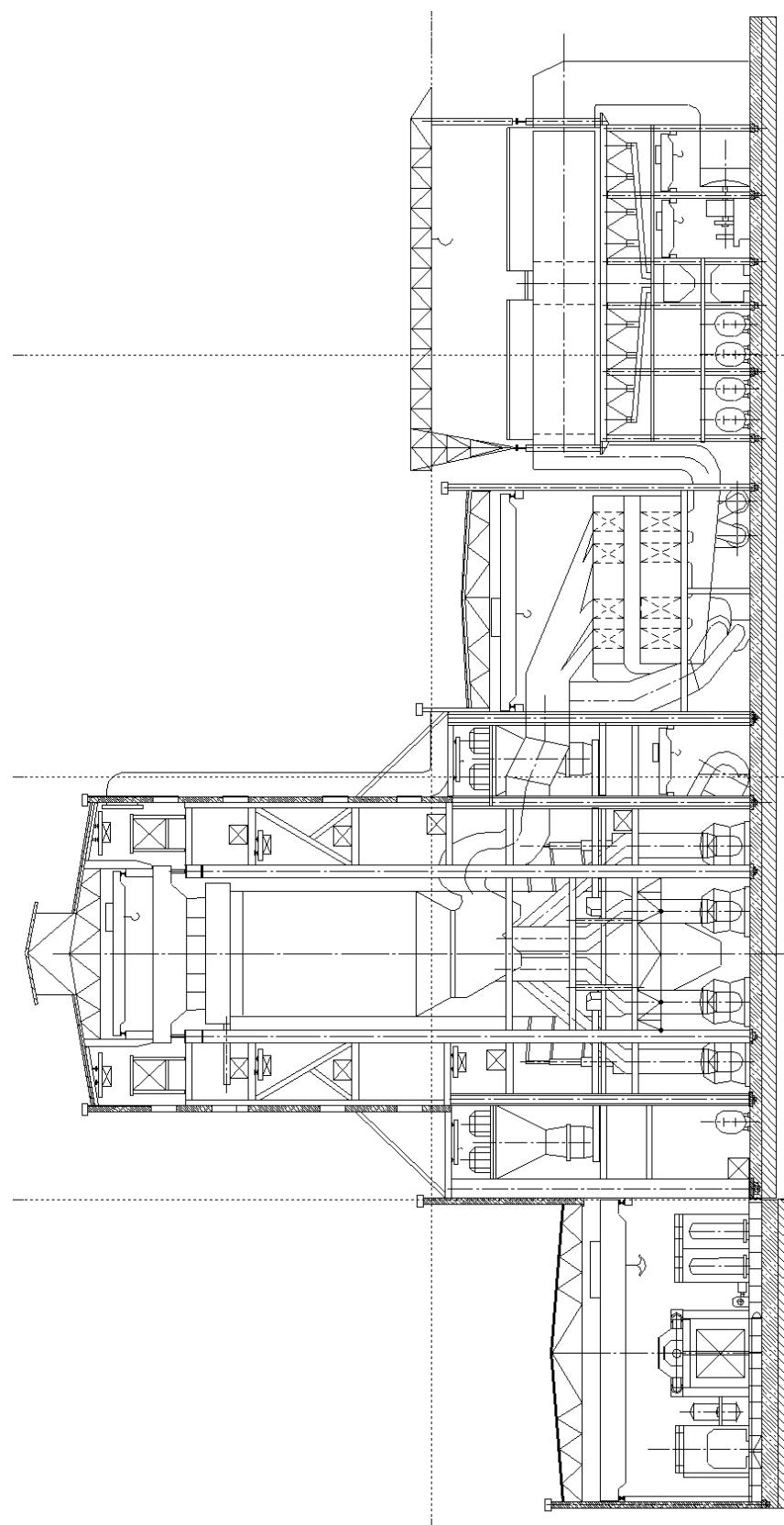


Рисунок 2.12 – Продольный разрез главного корпуса до реконструкции

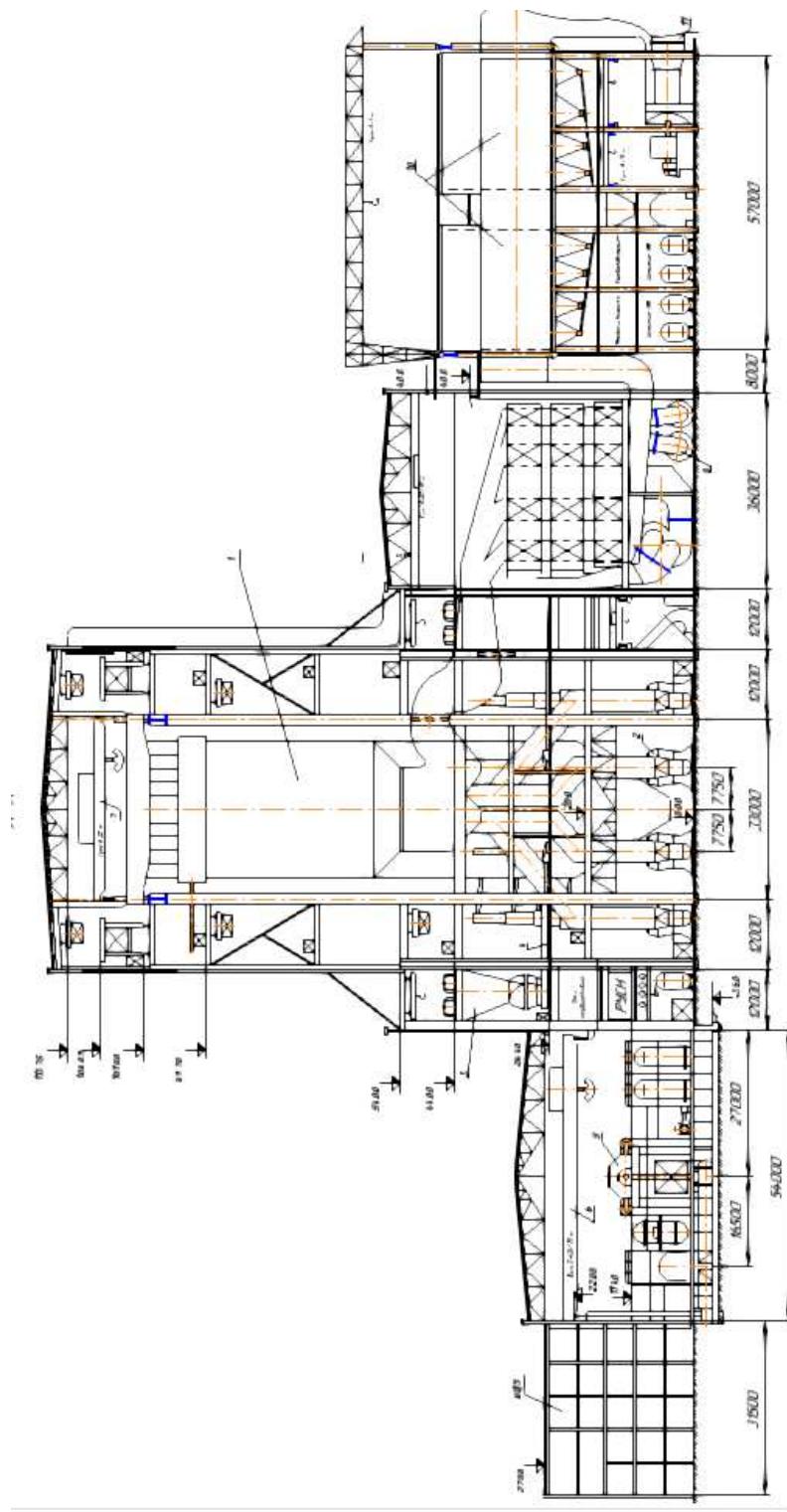


Рисунок 2.13 – Продольный разрез главного корпуса после реконструкции

3 Индивидуальное задание

3.1 Выбор выгодного режима работы

Для выбора наиболее экономичного и реально осуществимого режима работы, рассчитано 10 режимов работы схемы. Результаты, позволяющие сравнить режимы, представлены в таблице 4.1 и таблице 4.2.

Таблица 4.1 – Сравнение режимов работы по топливу

| № варианта схемы | Доля сетевой воды на ОК | b\т | b\э | V, кг/с | b\т усл.т | b\э усл .т | V усл, кг/с | Экономия условного топлива, кг/с | Экономия денежных средств, Руб/год |
|------------------|-------------------------|---------------|-------------|----------------|---------------|--------------|--------------|----------------------------------|------------------------------------|
| 1 | 0,90 | 93,858 | 0,442 | 111,324 | 46,523 | 0,236 | 59,747 | 12,48 | 123302400 |
| 2 | 0,80 | 96,586 | 0,456 | 113,677 | 46,899 | 0,241 | 60,868 | 11,359 | 112226920 |
| 3 | 0,70 | 99,992 | 0,47 | 116,009 | 47,275 | 0,246 | 61,989 | 10,238 | 101151440 |
| 4 | 0,60 | 89,185 | 0,47 | 118,153 | 47,651 | 0,251 | 63,11 | 9,117 | 90075960 |
| 5 | 0,50 | 89,889 | 0,479 | 120,33 | 48,027 | 0,256 | 64,231 | 7,996 | 79000480 |
| 6 | 0,40 | 90,592 | 0,488 | 122,318 | 48,402 | 0,261 | 65,37 | 6,857 | 67747160 |
| 7 | 0,30 | 91,266 | 0,497 | 124,379 | 48,762 | 0,265 | 66,454 | 5,773 | 57037240 |
| 8 | 0,20 | 91,928 | 0,505 | 126,388 | 49,116 | 0,27 | 67,528 | 4,699 | 46426120 |
| 9 | 0,10 | 92,578 | 0,514 | 128,377 | 49,464 | 0,274 | 68,591 | 3,636 | 35923680 |
| 10 | Номинальный режим | 91,828 | 0,545 | 135,5 | 49,063 | 0,291 | 72,227 | 0 | 0,00 |

Таблица 4.2 – Сравнение режимов работы по пару

| № варианта схемы | Доля сетевой воды на ОК | Тепло на бойлерные установки, МВт | Тепло на ОК, МВт | D ПНД-3, кг/с | D ПНД-2, кг/с | D ПНД-1, кг/с | D ВС, кг/с | D НС, кг/с |
|------------------|-------------------------|-----------------------------------|------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| 1 | 0,90 | 12,7 | 114,3 | -16,074 | -20,085 | 3,8 | 34,77 | 21,568 |
| 2 | 0,80 | 25,4 | 101,6 | -8,303 | -14,663 | 5,656 | 32,454 | 18,809 |
| 3 | 0,70 | 38,1 | 88,9 | -1,403 | -9,145 | 7,469 | 30,139 | 16,05 |
| 4 | 0,60 | 50,8 | 76,2 | 4,598 | 1,57 | 9,287 | 27,824 | 13,292 |
| 5 | 0,50 | 63,5 | 63,5 | 9,738 | 2,114 | 11,149 | 25,509 | 10,533 |
| 6 | 0,40 | 76,2 | 50,8 | 13,979 | 7,853 | 13,016 | 23,194 | 7,774 |
| 7 | 0,30 | 88,9 | 38,1 | 17,397 | 13,756 | 14,964 | 20,878 | 5,015 |
| 8 | 0,20 | 101,6 | 25,4 | 19,889 | 19,766 | 16,891 | 18,563 | 2,257 |
| 9 | 0,10 | 114,3 | 12,7 | 21,548 | 25,746 | 18,889 | 16,248 | -0,502 |
| 10 | номин реж | 0 | 0 | 23,093 | 27,212 | 20,156 | 37,085 | 24,327 |

Проанализировав полученные данные можно сделать вывод, что максимально экономичным вариантом распределения теплоты является №4, при котором 60% утилизируемой теплоты направляется на ПТО, а 40% на бойлерные установки. В таком режиме расход пара на подогреватели низкого давления минимальный, что в свою очередь увеличит срок их службы, а также позволит максимально эффективно использовать тепло сетевой воды.

4 Экономическая часть

4.1 Показатели эффективности инвестиционного проекта

Число часов фактической работы турбоагрегата, т.е. календарное время за вычетом простоя в капитальном и текущем ремонте, час/год:

$$T_p = 8760 - T_{PEM}, \quad (62)$$

где T_{PEM} – время простоя в ремонте, ч;

$$T_p = 8760 - 1160 = 7600$$

Выработка электроэнергии на КЭС, МВт ч:

$$W = N_{уст} \cdot T_{уст}, \quad (63)$$

где $N_{уст}$ – установленная мощность станции, МВт;

$T_{уст}$ – число часов использования установленной мощности, ч. Задаётся режимами работы оборудования;

$$W = 800 \cdot 7200 = 5760000$$

Средняя нагрузка электростанции, МВт:

$$P_{КЭС} = \frac{W}{T_p}, \quad (64)$$

где T_p – число часов фактической работы, ч;

$$P_{КЭС} = \frac{5760000}{7600} = 757,9 \quad (65)$$

Среднегодовая нагрузка энергоблока, МВт:

$$P_{БЛ} = \frac{P_{КЭС}}{n_{БЛ}}, \quad (66)$$

где $n_{БЛ}$ – число блоков;

$$P_{\text{БЛ}} = \frac{757,9}{1} = 757,9$$

(67)

Результаты расчётов двух вариантов сводим в таблицу 5.1.

Таблица 5.1 – Основные технико-экономические показатели станции

| Наименование показателя | Единицы измерения | Значение показателя | |
|--|--------------------------|----------------------------|---------------------------|
| | | До модернизации | После модернизации |
| Установленная мощность | кВт | 800000 | 800000 |
| Состав основного оборудования | | K-800 | K-800 |
| Число часов использования установленной мощности | час | 7600 | 7600 |
| Годовая выработка электроэнергии на ГРЭС | кВт ч | 5760000000 | 5817600000 |
| Годовая выработка тепла на ГРЭС | Гкал | 1015488 | 1015488 |
| Годовой отпуск энергии с шин станции | кВт ч | 5500800000 | 5558400000 |
| Экономия условного топлива в год | кг | - | 249441,12 |
| Годовая выработка электроэнергии на ГРЭС | кВт ч | 5760000000 | 5817600000 |
| Экономия денежных средств в год | Руб./год | 90075960 | |

Продолжение таблицы 5.1

| | | | |
|---|----------|--------|--------|
| Полный расход условного топлива | кг/сек | 72,227 | 63,11 |
| Расход топлива на выработку электроэнергии | кг/сек. | 64,748 | 55,816 |
| Расход топлива на выработку тепла | кг/сек. | 7,479 | 7,265 |
| Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии | кг/кВт·ч | 0,291 | 0,251 |
| Удельный расход условного топлива на выработку тепла, кг/ГДж | кг/ГДж | 49,063 | 47,651 |

Выгода от уменьшения расхода топлива в процессе эксплуатации, млн.руб:

$$Pr = (\Delta B_1 - \Delta B_2) \cdot T \cdot U_m \cdot 10^{-6}, \quad (68)$$

где ΔB_1 – увеличение полного расхода топлива до реконструкции, т/ч;

ΔB_2 – увеличение полного расхода топлива после реконструкции, т/ч;

$T = 7600$ – число часов работы оборудования в год с учетом затрат времени на плановый ремонт, ч/год;

$U_m = 1300$ – цена топлива, руб/т.

$$Pr = (121,186 - 104,468) \cdot 7600 \cdot 396 = 90075960.$$

Таким образом, в процессе эксплуатации котельного агрегата после реконструкции с учетом снижения коэффициента тепловой эффективности получаем выгоду на экономии топлива 90,07 млн. руб/год

Экономическая оценка мероприятий по реконструкции существующих ТЭС предполагает расчет коммерческой эффективности инвестиций, направляемых на данные цели, которая определяется на основе анализа хозрасчетных показателей предприятий.

Для оценки коммерческой эффективности рассчитываются показатели, устанавливающие соотношения финансовых затрат и результатов, обусловленных реализацией инвестиций инвестиционного проекта: чистый доход, срок окупаемости, рентабельность, внутренняя норма доходности.

Показатели эффективности определяются методом дисконтирования, который позволяет учесть неравноценность одинаковых сумм поступлений и платежей, относящихся к разным периодам времени осуществления проекта.

Первый в системе показателей коммерческой эффективности – чистый доход, который определяется как превышение интегральных результатов над интегральными затратами.

С учетом разграничения общей суммы затрат, стоимостной оценкой результата является, во-первых, прирост прибыли, достигаемый при внедрении тех или иных мероприятий, а также, «амortизационные отчисления», являющиеся не статьей расхода, а наравне с прибылью – внутренним источником финансирования.

В качестве основного подхода к расчету результата от внедрения мероприятий по реконструкции предлагается использовать расчленение полного (интегрального) результата на отдельные составляющие. Так, прирост прибыли предприятия наблюдается как вследствие увеличения выручки от реализации продукции основного производства, так и вследствие экономии текущих затрат по производству продукции.

Оценка планируемых затрат и результатов осуществляется в пределах расчетного периода, включающего продолжительность процесса инвестиций и продолжительность периода отдачи от инвестиций.

4.2 Расчет капитальных вложений

Капитальные вложения по проекту реконструкции определяются на основании сметной стоимости конструктивных работ по разделам: стоимость работ, стоимость материалов, стоимость использования машин.

Смета затрат на реконструкцию приведена в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Смета затрат на реконструкцию

| Наименование работ и затрат | Единица измерения | Кол – во единиц | Стоимость единицы, руб | Стоимость общая, руб |
|---|-------------------|-----------------|------------------------|----------------------|
| Работы | | | | |
| Монтаж трубопроводов | | 640 | 4 000 | 2 560 000,0 |
| Монтаж теплообменников | | 2 | 380000 | 760000 |
| Гидравлическое опробование | - | | 254 292,85 | 254 292,85 |
| Материалы | | | | |
| Теплообменник пластинчатый ЭТ-121с-25-211 | шт | 1 | 950000 | 950000 |
| ВВТО | шт | 1 | 7500000 | 7500000 |
| Трубопроводы | | | | |
| Г 426x9-20 | м.п. | 205 | 4700 | 963500 |
| Г 325x8-20 | м.п. | 256 | 3800 | 972800 |
| Г 38x2-20 | м.п. | 125 | 5200 | 650000 |

Продолжение таблицы 5.2.

| | |
|--|---------------|
| Итого по разделу доставка | 366 710,1 |
| Итого по разделу работы | 3574292,85 |
| С коэффициентом 3,965 (коэффициент удорожания сметной стоимости) | 7 887 818,7 |
| С коэффициентом 1,35 (коэффициент условий труда) | 10 203 420,2 |
| С коэффициентом 1,3 (районный коэффициент) | 12 395 735,81 |
| Итого по разделам Работы и Доставка | 12 762 445,91 |
| Итого по разделу Материалы | 5 261 300,0 |
| Итого по разделу Материалы с учетом НДС (18%) | 6155234,0 |
| Итого по разделу эксплуатации машин (без учета оплаты труда машинистов) | 6 216 744,4 |
| Итого по разделу эксплуатации машин (без учета оплаты труда машинистов) с учетом НДС (18%) | 7 335 758,4 |
| Итого по смете | 79 311 504,31 |
| Итого по смете с учетом стоимости проекта | 31 287 954,13 |

4.3 Расчет доходов от реализации проекта

При расчете прибыли от реализации проекта будем учитывать прибыль от экономии топлива.

Денежный поток от экономии топлива, млн.руб./год:

$$\Pi_m = (B_{op} - B_{np}) \cdot T \cdot \Pi_m, \quad (69)$$

где B_{op} – полный расход топлива до реконструкции, т/ч;

B_{np} – полный расход топлива после реконструкции, т/ч;

$T = 7600$ – число часов работы оборудования в год с учетом затрат времени на плановый ремонт, ч/год;

$\Pi_m = 396$ – цена топлива, руб/т.

$$\Pi = (121,186 - 104,468) \cdot 7600 \cdot 396 = 90075960 \text{ млн.руб./год.}$$

Размер амортизационных отчислений, млн.руб./год:

$$U_a = K \cdot H_a, \quad (70)$$

где K – капитальные вложения, млн.руб.;

$H_a = 6,7\%$ – норма амортизации.

$$U_a = 260,253 \cdot \frac{6,7}{100} = 17,43 \text{ млн.руб./год.}$$

Денежный поток с учетом налога на прибыль, млн.руб./год:

$$\Pi = \Pi_m \cdot 0,8 + U_a. \quad (71)$$

$$\Pi = 13,067 \cdot 0,8 + 1,76 = 12,213 \text{ млн.руб./год.}$$

Далее проводим расчеты показателей экономической эффективности.

Чистый дисконтированный доход, млн.руб.:

$$ЧДД = \sum_{n=0}^{10} \frac{\Pi}{(1+E)^n} - K, \quad (72)$$

где $E = 0,1$ – ставка дисконта;

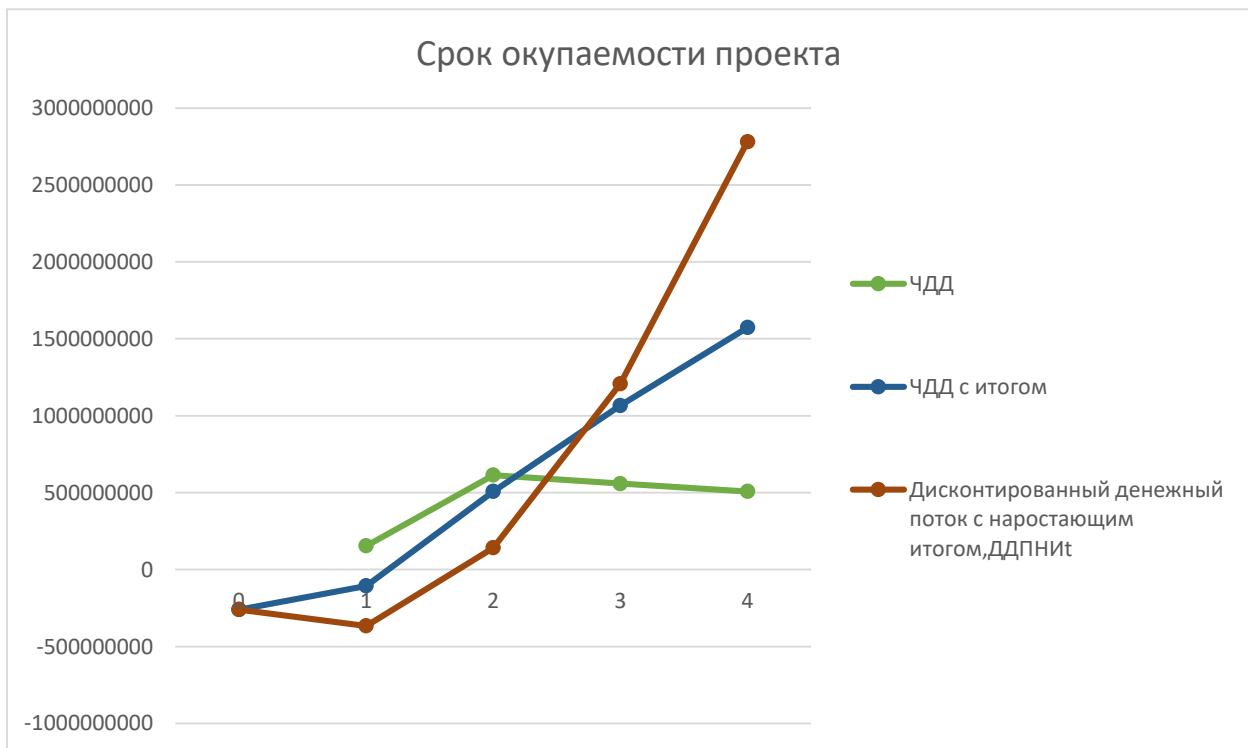
n – порядковый номер года.

Результаты расчета срока окупаемости капитальных вложений в реконструкцию котельного агрегата П – 67 и тепловой схемы второго энергоблока Березовской ГРЭС сведены в таблицу 5.3.

Таблица 5.3 – Срок окупаемости капитальных вложений

| Показатели | Расчетный период (год) | | | | | | | |
|------------|------------------------|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| | | | | | | | | |

| | | |
|--|---|------------|
| Денежный поток от инвестиционной деятельности, млн.руб | | -260253438 |
| Чистый денежный поток, млн.руб. | | |
| Коэффициент дисконтирования | 1 | |
| Дисконтированный денежный поток, млн.руб. | | |
| Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом, млн.руб. | | |



По результату расчета на 2 – й год эксплуатации ЧДД становится больше нуля и все затраты по проекту окупаются доходами. Это значит, что данный проект инвестиций можно рекомендовать к реализации.

5 Расчет выбросов с дымовыми газами

5.1 Определение массового выброса диоксида серы

Количество диоксида серы SO_2 и SO_3 в пересчете на SO_2 (кг/с), выбрасываемое в атмосферу в единицу времени, вычисляется по формуле:

$$M_{SO_2} = 0,02 \cdot B \cdot S^p \cdot \left(1 - \frac{\eta'_{SO_2}}{100}\right), \quad (73)$$

где B – расход топлива на котел;

S^p – концентрация серы в топливе;

$\eta'_{SO_2} = 50$ – доля SO_2 , уловленная золовыми частицами непосредственно в газоходе котла.

$$M_{SO_2} = 0,02 \cdot 118 \cdot 0,2 \cdot \left(1 - \frac{50}{100}\right) = 0,078$$

5.2 Определение массового выброса окислов азота

Количество оксидов азота в пересчете на двуокись азота кг/с, выбрасываемые в атмосферу с дымовыми газами в единицу времени:

$$M_{NO_2} = 0,034 \cdot K \cdot B \cdot Q_H^p \cdot 10^{-6} \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \cdot \beta_1 \cdot (1 - \varepsilon_1 \cdot r) \cdot \beta_2 \cdot \beta_3 \cdot \varepsilon_2, \quad (147)$$

где K – коэффициент, характеризующий выход окислов азота, кг/т. у. т:

$$K = \frac{12 \cdot D_\phi}{200 + D}, \quad (74)$$

где $D_\phi = 2160$ – фактическая паропроизводительность котла, т/ч;

$D = 2650$ – номинальная паропроизводительность котла, т/ч.

$$K = \frac{12 \cdot 670}{200 + 670} = 9,24$$

B – расход топлива на котел

Q_H^p – низшая теплота сгорания топлива;

q_4 – механический недожог;

β_1 – коэффициент, учитывающий влияние на выходокислов азота качества сжигаемого топлива:

$$\beta_1 = 0,178 + 0,47 \cdot N^p, \quad (75)$$

где N^p – то же, что в формуле (87).

$$\beta_1 = 0,178 + 0,47 \cdot 0,6 = 0,46$$

ε_1 = 0,01–коэффициент эффективности воздействия рециркуляции газов в зависимости от условий подачи их в топку;

r = 15 – степень рециркуляции дымовых газов от расхода дутьевого воздуха, % [1];

β_2 – коэффициент, учитывающий конструкцию горелок. Для прямоточных горелок принимается равным 0,85;

β_3 – коэффициент, учитывающий вид шлакоудаления. При твердом шлакоудалении принимается равным 1;

ε_2 = 0,74–коэффициент, характеризующий снижение выброса NO_2 при двухстадийном сжигании в зависимости от $\delta = 10$, процентной доли воздуха, подаваемого через фурмы воздушного дутья, расположенные выше горелок [1].

$$M_{NO_2} = 0,034 \cdot 9,24 \cdot 38,998 \cdot 15280 \cdot 10^{-6} \cdot \left(1 - \frac{0,8}{100}\right) \cdot 0,46 \cdot (1 - 0,01 \cdot 15) \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 0,74 = 0,0457$$

5.3 Определение приземной концентрации

Отвод дымовых газов на проектируемом блоке осуществляется через существующую дымовую трубу, на которую уже работают три энергоблока. Необходимо рассчитать значение приземной концентрации вредного вещества C_m , которое не должно превышать значения предельно допустимой концентрации (ПДК) по формуле, мг/м³:

$$C_m = \sqrt{\frac{A \cdot M \cdot F \cdot m}{H^2 \cdot \sqrt[3]{V \cdot \Delta T}}} \quad (76)$$

где $A = 200$ – коэффициент, учитывающий условия вертикального и горизонтального рассеяния (конвективной диффузии) примеси в воздухе;

$F = 1$ – безразмерный коэффициент, учитывающий характер выбрасываемых загрязнений при расчете концентрации сернистого газа;

$m = 0,8$ – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние скорости выхода газов из устья трубы при $\omega_0 = 30 - 35$ м/с;

$H = 275$ – высота дымовой трубы Красноярской ТЭЦ-3, м;

V – суммарный объем дымовых газов, выбрасываемых из трубы, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$V = V_{\text{дс}}^{180} + V_{\text{дс}}^{208}, \quad (77)$$

где $V_{\text{дс}}^{180}$ – объем дымовых газов энергоблока 180 МВт, равен объему, найденному ранее

$V_{\text{дс}}^{208} = 301,64$ – объем дымовых газов энергоблока 208 МВт, $\text{м}^3/\text{с}$.

$$V = 273,89 + 301,64 = 575,53$$

$\Delta T = 100$ – разность температур выходящих из трубы дымовых газов и окружающего воздуха, $^{\circ}\text{C}$;

M – суммарный выброс золы и сернистого газа и окислов азота из трубы, $\text{г}/\text{с}$:

$$M = M^{180} + M^{208}, \quad (78)$$

где $M^{208} = 412,02$ – выброс золы, сернистого газа и окислов азота энергоблока 800 МВт, $\text{г}/\text{с}$;

M^{180} – выброс золы, сернистого газа и окислов азота энергоблока 180 МВт, $\text{г}/\text{с}$:

$$M^{180} = M_{SO_2} \cdot 10^3 + M_{NO_2} \cdot \frac{0,5}{0,085} \cdot 10^3 + M_{\text{зол}}^{\text{вых}} \cdot \frac{0,5}{0,5} \cdot 10^3, \quad (79)$$

где M_{SO_2} – смотреть формулу (146);

M_{NO_2} – смотреть формулу (147);

$M_{\text{зол}}^{\text{вых}}$ – смотреть формулу (138).

$$M^{180} = 0,078 \cdot 10^3 + 0,0457 \cdot \frac{0,5}{0,085} \cdot 10^3 + 0,09869 \cdot \frac{0,5}{0,5} \cdot 10^3 = 445,51,$$

$$M = 445,51 + 488,8 = 934,31,$$

$$C_M = \sqrt{\frac{200 \cdot 934,31 \cdot 1 \cdot 0,8}{275^2 \cdot \sqrt[3]{575,53 \cdot 100}}} = 0,0237$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Работа обосновывает реконструкцию котельного агрегата П – 67 Березовской ГРЭС – 1 с целью повышения эффективности его работы.

В проекте были проведены расчеты, которые позволяют сделать техническое и экономическое обоснование проекта реконструкции котельного агрегата П – 67 БГРЭС – 1.

Был выполнен тепловой расчет котельного агрегата до и после реконструкции, который показал преимущество реконструированного варианта по полному расходу топлива.

Экономическая часть проекта содержит расчет капитальных затрат на реконструкцию и срока окупаемости предлагаемого проекта реконструкции.

Список использованных источников

- 1) Цыганок, А. П. Проектирование тепловых электрических станций : учеб. пособие / А. П. Цыганок, С. А. Михайленко. – Красноярск : КрПИ, 1991. – 43 с.
- 2). Рыжкин, В. Я. Тепловые электрические станции : учеб. пособие для вузов / В. Я. Рыжкин – М. : Энергоатомиздат, 1967. – 315.
- 3) Федеральные единичные расценки на монтаж оборудования ФЕРм – 2001 – 06. Теплосиловое оборудование. М.: Госстрой России, 2003. – 94 с.
- 4) Государственные сметные нормативы. Федеральные Единичные расценки на монтаж оборудования. ФЕРм 81-03-ОП-2001 Общие положения. Москва : 2014. – 58 с.
- 5) Цыганок, А. П. Проектирование тепловых электрических станций : учеб. пособие / А. П. Цыганок, С. А. Михайленко. – Красноярск : КрПИ, 1991. – 43 с.
- 6) Производственная инструкция по эксплуатации паровой турбины К-800-240-5*. Введ. 10.01.2010. - Распоряжением Главного инженера филиала «Берёзовская ГРЭС» ОАО «Э.ОН Россия», 2011. 64с.
- 7) Производственная инструкция по эксплуатации котельного агрегата П-67*. Введ. 9.12.2009. - Распоряжением Главного инженера филиала «Берёзовская ГРЭС» ОАО «Э.ОН Россия», 2011. 57с.
- 8) Ривкин С.Л., Александров А.А. «Теплофизические свойства воды и водяного пара» - Москва : Энергоатомиздат, 1984 – 408 с.
- 9) Деринг И.С., Дубровский В.А., Охорзина Т.И. «Котельный агрегат» - Методические указания – Красноярск : 1997 – 52 с.
- 10) «Компоновка и тепловой расчет парового котла» - учебное пособие для ВУЗов – Липов Ю.М., Самойлов Ю.Ф., Виленский Т.В. – Москва : Энергоатомиздат, 1988 – 208 с.
- 11) Рыжкин В.Я. «Тепловые электрические станции» - Москва : Энергоатомиздат, 1987 – 448 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
инициалы, фамилия

«16 » 06 2018г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код – наименование направления

Проект реконструкции Березовской ГРЭС

тема

Руководитель ст. преподаватель 15.06.18 Д.И. Карабарин
должность, ученая степень подпись, дата инициалы, фамилия

Выпускник М.Д. Козырев
15.06.18 подпись, дата инициалы, фамилия

Тех. контроль С.А. Михайленко
16.06.18 подпись, дата инициалы, фамилия

Нормоконтролер П.В. Шишмарев
15.06.18 подпись, дата инициалы, фамилия

Красноярск 2018