

Санкт-Петербургский государственный
политехнический университет

Энергомашиностроительный факультет

Кафедра

атомных и тепловых энергетических установок

Проект допущен к защите

Зав. кафедрой

_____ И. И. Лощаков

« ____ » _____ 201_ г.

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

Тема: Реконструкция Василеостровской ТЭЦ-7

Направление: 140402 – Теплоэнергетика

Специальность: 140101 – Тепловые электрические станции

Выполнил студент группы 6037/1 _____ А. В. Игнатьев

Руководитель, ассистент _____ Р. В. Козлов

Консультанты:

по экономической части

д. э. н., профессор _____ И. М. Артюгина

по вопросам охраны труда

к. т. н., доцент _____ Т. Т. Каверзнева

Санкт-Петербург

2011

Игнатъев А. В. Реконструкция Василеостровской ТЭЦ-7: Дипломный проект. – СПб.: СПбГПУ, с. – 94, рис. – ???, библиогр. – ??? назв.

ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ, ПАРОГАЗОВЫЕ
УСТАНОВКИ, ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ,
РЕКОНСТРУКЦИЯ, ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

В дипломном проекте рассмотрены предложения по реконструкции Василеостровской ТЭЦ-7 Санкт-Петербурга в пределах существующей площадки в части основного оборудования с максимальным сохранением существующих строительных конструкций. Анализ показал, что установленное на ТЭЦ в 1960-е гг. оборудование к настоящему времени морально и физически устарело и не отвечает сложившейся структуре нагрузок станции, что ведёт к экономическим потерям для ОАО «ТГК-1».

Проект рассматривает замену двух турбоагрегатов станции на новые большей тепловой и электрической мощности при одновременной встройке в схему станции ГТУ с котлом-утилизатором и установке турбоприводов части сетевых насосов. Проведён экономический анализ проекта.

Содержание

| | |
|--|----|
| Введение..... | 7 |
| 1. Краткая характеристика существующей станции..... | 9 |
| 2. Существующее основное оборудование станции..... | 14 |
| 3. Нагрузки Василеостровской ТЭЦ-7..... | 17 |
| 4. Предпосылки для реконструкции ТЭЦ..... | 21 |
| 5. Рассматриваемый способ реконструкции ТЭЦ-7..... | 23 |
| 6. Модернизация паровых турбин..... | 25 |
| 7. Расчёт ГТУ и котла-утилизатора..... | 34 |
| 8. Расчёт технико-экономических показателей станции..... | 48 |
| 9. Оценка экономической эффективности реконструкции Василеостровской ТЭЦ-7..... | 72 |
| 10. Обеспечение безопасности при эксплуатации ГТУ ГТ-65 с котлом-утилизатором в условиях существующего здания главного корпуса Василеостровской ТЭЦ-7..... | 78 |
| Выводы..... | 93 |
| Список использованной литературы..... | 94 |
| Приложение 1. Упрощённая тепловая схема существующей станции | |
| Приложение 2. Генеральный план станции | |
| Приложение 3. План установки оборудования ПГУ в котельном отделении | |

Введение

Энергетика как отрасль хозяйственной деятельности направлена на обеспечение человека всеми видами энергии, в частности, электрической, тепловой, механической. Без соответствующего уровня развития систем генерации, преобразования, распределения энергии осуществление хозяйственной и экономической деятельности в тех видах и объёмах, которых требует наша цивилизация на современном этапе развития, невозможно. Отличительными особенностями энергетики с точки зрения экономики являются также высокий уровень капитальных затрат, длительный период окупаемости проектов, длительные сроки эксплуатации устанавливаемого оборудования.

Особое значение для человека имеет электрическая энергия в виду её универсальности, лёгкой транспортабельности и возможности достаточно легко превращаться в другие виды энергии. В настоящее время генерация используемого человеком электричества осуществляется преимущественно с приводом электрогенераторов от тепловых машин (паровых и газовых турбин, двигателей внутреннего сгорания). Поскольку в силу известных физических принципов работа тепловых машин сопровождается большими сбросами тепла, зачастую целесообразно объединять выработку тепловой и электрической энергии на одном оборудовании (принцип теплофикации).

Основная часть электрической энергии в современной России и ряде зарубежных государств производится на крупных специализированных предприятиях – электростанциях с агрегатами единичной мощностью 25 МВт и более. Объединение электрических машин в крупные энергосистемы позволяет передавать энергию потребителям, географически значительно удалённым от места производства и распределённым по обширной территории. Концепция экономического развития России предусматривает распределение генерируемой и потребляемой энергии по рыночным механизмам на основе организации Федерального оптового рынка энергии и мощности (ФОРЭМ).

Технические сложности не позволяют передавать тепловую энергию на значительные расстояния; однако снабжение теплом (с горячей водой и паром) коммунально-бытовых и промышленных потребителей, особенно в крупных населённых пунктах, зачастую осуществляется централизованно от крупных источников. Конкуренцию электростанциям с агрегатами для комбинированной выработки тепла и электроэнергии (теплоэлектроцентралям, ТЭЦ) здесь могут составить районные котельные.

Для энергетики в современной России характерен большой моральный и физический износ основных фондов; в частности, по генерирующим мощностям ООО «ТГК-1» в Санкт-Петербурге и Ленобласти он достигает 70%*. Он приводит к повышению расходов топлива, снижению

* ОАО «ТГК-1»: облигационный заём 4 000 000 000 рублей. Организатор: Raffeisen Bank:

надёжности и качества тепло- и электроснабжения, ухудшению экологической обстановки, к экономическим потерям потребителей и генерирующих организаций. В виду того, что ввод новых генерирующих мощностей долгое время не производился, прирост промышленного и бытового потребления вызывает во многих регионах энергодефицит.

Наиболее дешёвым и простым способом удовлетворения растущего спроса на энергоресурсы, исправления «перекосов» в структуре генерирующих и потребляемых мощностей, повышения качества энергоснабжения и экономической эффективности энергопредприятия является реконструкция существующих станций. Такая реконструкция может включать: модернизацию существующих агрегатов; их вывод из эксплуатации с заменой на новые; пристройку, т. е. создание новых блоков, работающих параллельно существующим; надстройку, т. е. продление технологического цикла в сторону более высоких или низких параметров. В последнее время у нас нередко применяется надстройка паротурбинных электростанций газотурбинными установками с котлом-утилизатором.

В настоящем проекте рассматриваются вопросы реконструкции одной из старейших теплоэлектроцентралей нашей страны – Василеостровской ТЭЦ-7 Санкт-Петербурга.

1. Краткая характеристика существующей станции

Василеостровская ТЭЦ-7 филиала «Невский» ОАО «ТГК-1» расположена в Санкт-Петербурге по адресу: Кожевенная линия, дом 33.

ТЭЦ осуществляет тепло- и электроснабжение жилищно-коммунального сектора и промпредприятий Васильевского острова; её особенностью является отсутствие на острове других энергоисточников, сопоставимых по мощности. ТЭЦ введена в строй в 1932 г. и была реконструирована в 1960-х гг. Установленная электрическая мощность станции 135 МВт, тепловая 1213 Гкал/час. По данным ОАО «ТГК-1», удельные расходы условного топлива по станции в 2009 г. составили 296,2 г/кВт·ч на выработку электрической и 138,7 кг/Гкал на выработку тепловой энергии.

ТЭЦ-7 является станцией с поперечными связями; упрощённая схема станции приведена в приложении 1. Котлы и турбины размещены в главном корпусе. Пар производится на шести котлах БКЗ-160-100 ГМ $D = 160$ т/ч, введённых в 1962 – 2007 гг; температура свежего пара 525 °С, давление 100 кгс/см². Основные характеристики турбинного оборудования представлены в таблице 1. Связь ТЭЦ с электрической системой осуществляется:

- на напряжении 110 кВ трансформатором ТРДН-80000/110-У1 мощностью 80 МВ·А, напряжением 110/6,3 кВ, присоединённым со стороны 110 кВ – к подстанции №14 Ленэнерго кабельной линией 110 кВ.

- на напряжении 35 кВ двумя трансформаторами ТДН-20000/35 мощностью по 20 МВ·А, напряжением 38,5/6,3 кВ, присоединёнными со стороны 35 кВ – к подстанции №14 Ленэнерго кабельными линиями 35 кВ, проложенными в тоннелях и каналах.

Таблица 1. Турбоагрегаты ТЭЦ-7

| Параметры | Ст. №3 | Ст. №4 | Ст. №5 |
|--|-------------|-------------|-------------|
| Тип турбины | Т-50/60-8,8 | ПТ-25-90/10 | ПТ-60-90/13 |
| Тип генератора | ТФП-60У | ТВС-30 | ТВФ-60 |
| Год ввода в эксплуатацию | 2009 | 1962 | 1964 |
| Номинальная мощность, МВт | 50 | 25 | 60 |
| Макс. мощность в конденс. режиме, МВт | 60 | 20 | 29 |
| Давление свежего пара, кгс/см ² | 90 | | |
| Температура свежего пара, °С | 520 | | |
| Максимальный расход свежего пара, т/ч | 255 | 206 | 397 |
| Давление пара в камере П-отбора, кгс/см ² | — | 10 | 13 |
| Макс. тепловая нагрузка П-отбора, Гкал/ч | — | 94 | 140 |
| Давление пара в камере Т-отбора, кгс/см ² | 0,7 – 2,5 | 0,5 – 2,5 | 0,5 – 2,5 |
| Макс. тепловая нагрузка Т-отбора, Гкал/ч | 99 | 59 | 103 |
| Тип конденсатора | К-3100-IX | КГ-1750-2 | 50КЦС-4 |
| Расчётное давление в конденсаторе, кПа | 5,5 | | |
| Расход охлаждающей воды, м ³ /ч | 8000 | 5000 | 8000 |
| Расчётная температура охлаждающей воды, °С | 18 | 20 | 20 |
| Номинальная температура питательной воды, °С | 214 | 215 | 215 |

Питание собственных нужд ТЭЦ осуществляется на напряжении 0,4 кВ.

Теплофикационная установка ТЭЦ-7 состоит из следующих систем:

- пиковые водогрейные котлы КВГМ-100 – 3 шт.;

- пиковый водогрейный котел ПТВМ-100 – 1 шт.;
- пиковые водогрейные котлы ПТВМ-180 – 2 шт.;
- установка подогрева сетевой воды паром из отборов турбин ст. № 4, 5 или общестанционных коллекторов пара 1,2 ата и 8 – 13 ата: основные бойлера типов БО-350-2 и БО-550-5, пиковые типов БП-300-2м и БП-500;
- установка термической обработки воды, подаваемой на подпитку системы горячего водоснабжения (ветвь подпитки от горводопровода, бойлера типов ПСВ-500-3-23);
- установка термической обработки воды, подаваемой на подпитку систем горячего водоснабжения (ветвь подпитки от сырой воды из р. Большая Нева, основные бойлера типов ПСВ-500-3-23, БО-550-5 и БП-500, пиковые БП-500, атмосферные деаэраторы);
- сетевые насосы СЭ-1250-140.

В конденсаторах турбин может осуществляться подогрев подпиточной воды теплосети отработавшим паром (работа с ухудшенным вакуумом), либо в них подаётся циркуляционная вода.

Водоподготовительная установка для подпитки тепловой сети:

- производительность 2300 т/ч;
- исходная вода – из городского водопровода и из реки Б. Нева.

Установка горячего водоснабжения состоит из основных и пиковых подогревателей подпиточной воды теплосети, атмосферных и вакуумных

деаэраторов для деаэрации подпиточной воды, двух баков-аккумуляторов ГВС по 10 000 м², подпиточных насосов и насосов баков-аккумуляторов.

Выдача тепловой мощности осуществляется по двум тепломагистралям: Восточной (диаметром трубопроводов 900 мм) и Наличной (диаметром трубопроводов 1000 мм). Система водоснабжения – открытая. Также осуществляется отпуск пара промышленным потребителям; в настоящее время их суммарная нагрузка не превышает 20 Гкал/ч.

В состав гидротехнических сооружений входят:

- водозаборные сооружения (глубинные водозаборы Ø1500 мм, водозаборный ж/б приемный оголовок с шандорами на берегу);
- береговая насосная с водоприемником (на терр. завода «А. Радищев»);
- напорные трубопроводы от циркуляционных насосов;
- самотечный ж/б сливной канал

Гидротехнические сооружения эксплуатируются с 1962 г. и подлежат капремонту в 2011 – 2012 г. Подпитку теплосети планируется полностью перевести на горводопровод.

В качестве основного топлива для ТЭЦ принят природный газ, резервного – мазут. Газ подаётся по газопроводу с давлением 6 кгс/см² через ГРП производительностью до 200 тыс. нм³/час, установленный лимит газа 850 тыс. тут/год. Мазут доставляется автотранспортом с ТЭЦ-5.

Режим работы ТЭЦ задан по тепловому графику. В таблице 2 приведены данные по тепловым нагрузкам ТЭЦ на 2007 г. и прогноз на 2015 г.

Таблица 2. Тепловые нагрузки по Василеостровскому тепловому району

| Параметры | 2007 | 2015 (прогноз по [5]) |
|--|------|-----------------------|
| Суммарная тепловая нагрузка, Гкал/ч | 1075 | 1770 |
| Подключенная тепловая нагрузка по централизованным зонам тепло-снабжения, Гкал/ч | 825 | 1520 |

2. Существующее основное оборудование станции

Большая часть основного оборудования станции введена в эксплуатацию в 1960-е гг. и в той или иной мере изношена. Турбоагрегат №3 и котёл №4 введены соответственно в 2009 и 2007 г., котлоагрегат №9 введён в 1977 г.

Данные о турбоагрегатах см. в таблице 1. Все агрегаты питаются паром от общего коллектора 90 ата по 4 ниткам каждый.

Турбина Т-50/60-8,8 ст. №3 производства УТЗ – одноцилиндровая турбина с двухвенечной регулирующей ступенью и 17 ступенями давления, с одноступенчатым отбором на теплофи-

кацию, регулируемым при помощи поворотной диафрагмы. Турбина работает по тепловому графику

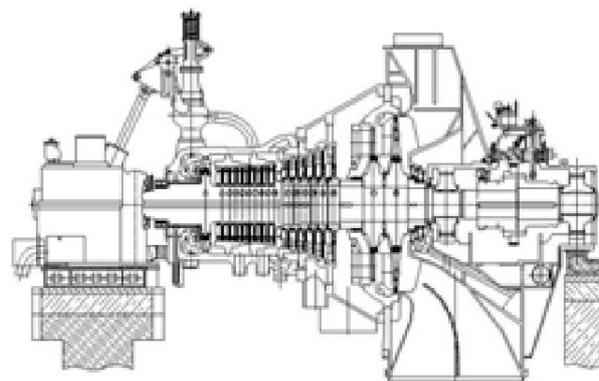


Рис. 1. Разрез турбины Т-50/60-8,8 УТЗ

с использованием теплоты пара, поступающего в конденсатор, для подогрева сетевой или подпиточной воды, в том числе сырой, пропускаемой через встроенный пучок конденсатора. Система регенерации состоит из трёх ПНД, двух деаэраторов ДП и двух ПВД, питаемых от нерегулируемых отборов. Система регулирования электро-

гидравлическая. Генератор ТФП-60-2УЗ («Электросила») имеет воздушное охлаждение. Турбина – головной образец для данного типа продукции УТЗ.

Турбина ПТ-25-90/10 ст. №4 (ВПТ-25-4 УТМЗ) – одноцилиндровый 24-ступенчатый агрегат с регулируемыми отборами пара на производство (8 – 13 ата) и теплофикацию (0,5 – 2,5 ата); регулирование обеспечивается регулирующими диафрагмами. Парораспределение турбины сопловое, при нагрузках сверх номинальной работает внутренний байпас в камеру за 4-й ступенью и 5-й перегрузочный клапан поддерживает давление за регулирующей ступенью постоянным. Турбина имеет три ПНД и два ПВД. До капремонта 2010 г. турбина отработала 337 156 ч, по результатам обследований её ресурс продлён на 50 000 ч. Генератор ТВС-30 (НТГЗ) – с водородным охлаждением.

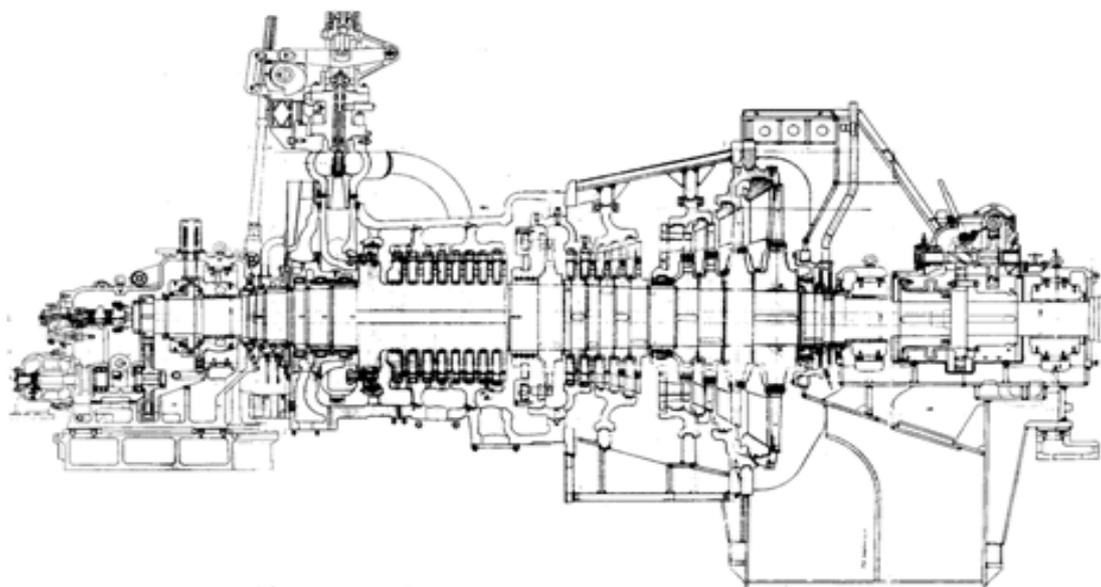


Рис. 2. Продольный разрез турбины ВПТ-25-4

Турбина ст. №5 ПТ-60-90/13 (ЛМЗ) – двухцилиндровая, одновальная. Ротор ВД состоит из 15 ступеней, включая регулирующую, после него

расположен промотбор с давлением 10 – 16 ата, которое поддерживается регулирующими клапанами ЦСНД. ЧСД турбины состоит из 9 ступеней (включая регулирующую), после чего производится отопительный отбор пара (0,5 – 2,5 ата), и далее оставшийся пар поступает через регулирующую диафрагму в 4 ступени ЧНД. Турбогенератор типа ТВФ-60-2 («Электро-сила») – с водородным охлаждением. Турбоагрегат в последний раз останавливался на капремонт в 2008 г. после наработки 324 196 ч; срок эксплуатации турбины был продлён на 50 000 ч при условии замены диска 25-й ступени РНД через 25 000 ч.

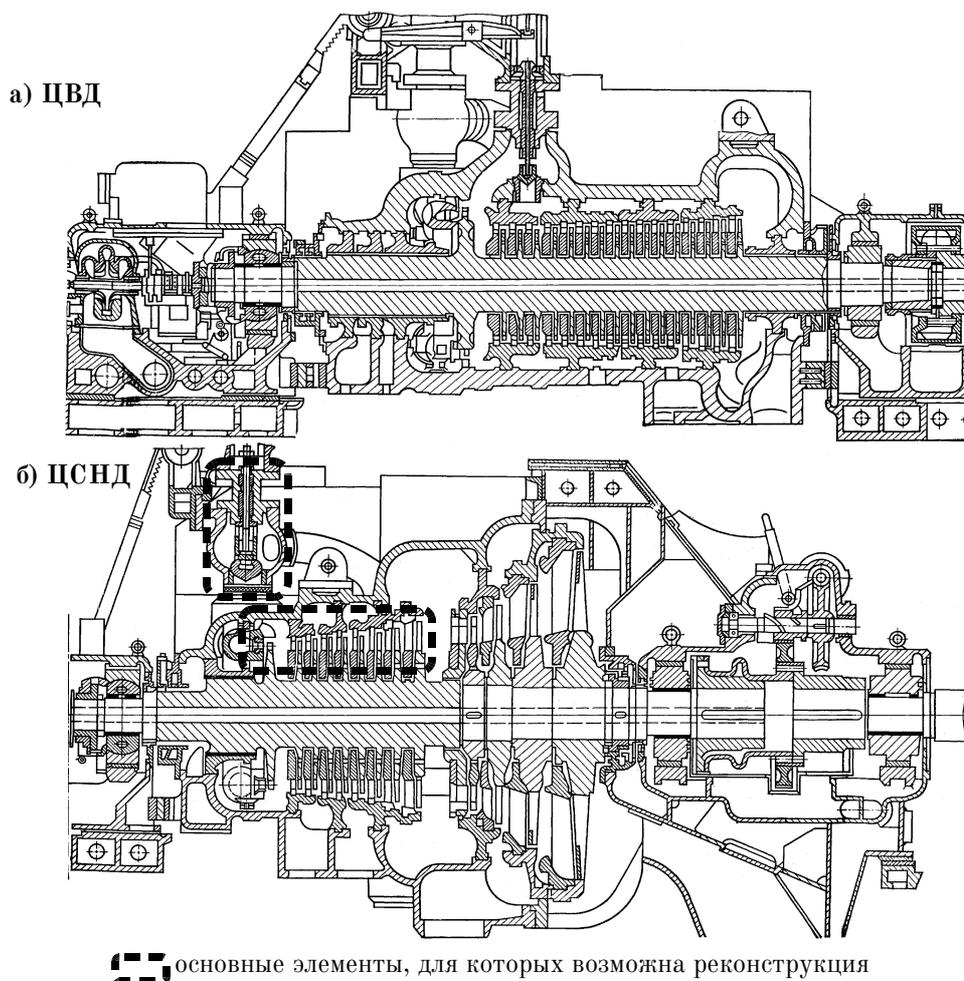


Рис. 3. Продольный разрез турбины ПТ-60-90/13

При перегрузке всех генераторов 10% от номинальной мощности электрическая мощность станции составит

$$\Sigma N_3 = (60 + 30 + 60) \cdot 1,10 = 165 \text{ МВт.}$$

Энергетические котлы БКЗ-160-100 ГМ (Барнаульский котельный завод/«Сибэнергомаш», общая маркировка Е-160-9,8-540 ГМ) ст. №№ 5 – 9 были подвергнуты капремонту в 2003 – 2009 гг., аналогичный котёл БКЗ-160-9,8 ГМ 4 введён в 2007 г. Номинальная / минимальная паропроизводительность 160/80 т/ч, параметры свежего пара 100 ата, 540°С, температура питательной воды 215°С. Котлы с естественной циркуляцией, П-образной компоновки, с регенеративными воздухоподогревателями. Основной причиной, не позволяющей в настоящее время поднять их паропроизводительность (на четырёх котлах удаётся получить не более 151,1 – 159,4 т/ч), является отсутствие запаса по тяге из-за нарушения газоплотности топки ($\Delta\alpha_t = 16 - 21\%$ при нормативном 10%) и присосов в РВП (29 – 32%). Максимальная суммарная паропроизводительность котлов составит 943,5 т/ч.

3. Нагрузки Василеостровской ТЭЦ-7

3.1. Электрическая нагрузка

Станция связана через ПС-14 с энергосистемой Северо-Запада. Агрегаты станции работают по тепловому графику и участвуют в регулировании мощности. Генерация мощности в пределах района перспективна, поскольку позволяет снизить переток в его дефицитную систему и исполь-

зовать в качестве холодного источника турбомашин местную теплосеть и доступную циркуляционную воду из Невской губы. Согласно [4] предполагается рост энергопотребления по Василеостровскому району на 257 МВт к 2015 г. и ещё на 9 МВт до 2025 г.

3.2. Отпуск тепла с горячей водой

Отпуск тепла по Восточной и Наличной магистралям фактически осуществляется по графику 150/70 со срезкой на 130°С. При температуре прямой сетевой воды $\tau_{T1} = 65^\circ\text{C}$, соответствующей температуре наружного воздуха $t_{\text{изл}} = +5^\circ\text{C}$, график температур (рис. 4) претерпевает излом (переход к количественному регулированию); при температурах от -26°C до -19°C фиксирована $\tau_{T1} = 130^\circ\text{C}$, а расчётная температура обратной сетевой воды τ_{T2} растёт с ростом наружной температуры с 61°C до 64°C .

Тепловые нагрузки района (см. табл. 2) могут быть покрыты от оборудования на существующей площадке либо от оборудования на новых площадках; учитывая стеснённые условия площадки, весь прирост тепловой нагрузки после 2015 г. планируется покрывать за счёт нового источника (см. гл. 5). По этой причине для показателей экономичности ТЭЦ (доли выработки электроэнергии на тепловом потреблении $\alpha_{\text{ТЭЦ}}$ и др.) первостепенное значение имеет максимальная нагрузка 825 Гкал/ч [3, с. 27]; весь прирост до ввода нового источника может покрываться от пиковых водогрейных котлов.

Тепловая нагрузка ГВС $Q_{\text{ГВС}} = 99$ Гкал/ч. Летом эта величина может быть уменьшена на 20%: $Q_{\text{ГВС}}^{\text{л}} = 0,8 Q_{\text{ГВС}} = 0,8 \cdot 99 = 79,2$ Гкал/ч.

Соответственно, при расчётной нагрузке $Q_{\text{max}} = 825$ Гкал/ч доля отопительной нагрузки равна

$$Q_{\text{max}}^{\text{от}} = Q_{\text{max}} - Q_{\text{ГВС}} = 825 - 99 = 726 \text{ Гкал/ч.}$$

Считая, что это часть нагрузки пропорциональна разнице между $t_{\text{н.в}}$ и расчётной температурой $+18^{\circ}\text{C}$, минимальная отопительная нагрузка станции при $+8^{\circ}\text{C}$ составит

$$Q_{\text{min}}^{\text{от}} = \frac{18-8}{18-(-26)} Q_{\text{max}}^{\text{от}} = 0,23 \cdot 726 = 165 \text{ Гкал/ч.}$$

Расход прямой сетевой воды со станции можно определить по формуле

$$G_1 = \frac{Q^{\text{от}}}{c_p(\tau_1 - \tau_2)} + \frac{Q_{\text{ГВС}}}{c_p(\tau_{\text{исх}} - \tau_2)}. \quad (3.1)$$

Расчётные величины показаны на графиках на рис. 4.

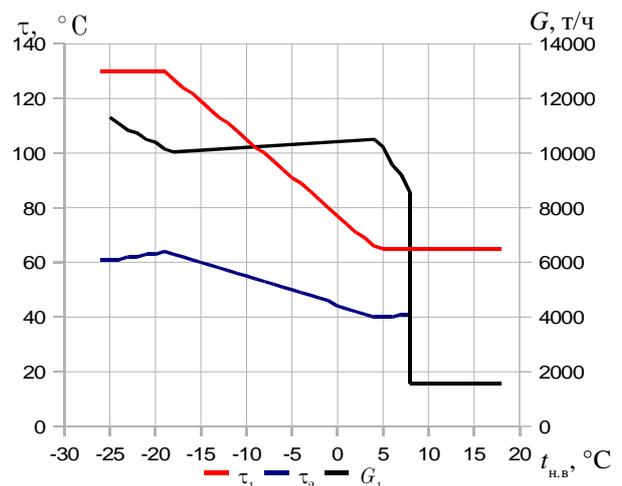


Рис. 4. Температурный график теплосети и график расхода теплоносителя

3.3. Отпуск тепла с паром

Нагрузки станции по технологическому пару в настоящее время незначительны и их существенный рост не прогнозируется. Суммарное потребление теплоты с паром давлений $4,5 - 7,5$ кгс/см² составляет до $27,07$ Гкал/ч, среднегодовая около 5 Гкал/ч (летом наблюдается снижение потребления до примерно $1,8$ Гкал/ч). Отсчёт отпущенной с паром тепловой мощности

ведётся по разности энтальпии пара и уровня на 0,1 Гкал/т выше энтальпии воды в тройной точке; конденсат не возвращается на станцию.

3.4. Расход тепла и электроэнергии на собственные нужды станции

Тепло на существующей станции расходуется на обогрев мазута, нужды ХВО, деаэраторы 6 ата питательной воды, основные эжектора (пар 10 – 13 ата), подпиточные и сетевые атмосферные деаэраторы (пар 1,2 ата). Расходы тепла и рабочего тела с паром на эжектора и деаэраторы ДП в основном возвращаются в цикл. Общий расход теплоты на собственные нужды ТЭЦ $Q_{с.н.}$, Гкал/ч, будет в данной работе приниматься по архивным данным ПТО за периоды с соответствующей температурой воздуха.

Основное энергоёмкое оборудование на ТЭЦ (сетевые и питательные насосы, дымососы, воздуходувки) имеет электрический привод, что обуславливает относительно высокий (16% выработки) расход электроэнергии на собственные нужды.

После модернизации нагрузки собственных нужд в целом сохранятся. Поправки вносятся на расход электроэнергии на дожимные компрессора, снижение расхода электроэнергии и дополнительный расход тепла на турбопривода сетевых насосов.

3.5. Климатические режимы работы станции и график ремонтов

Для расчёта технико-экономических показателей станции требуется рассчитать её тепловую схему на характерных для различных периодов года

режимах. Будем считать, что годовой график нагрузки станций, установленных в Санкт-Петербурге, эквивалентен их нагружению в четырёх характерных режимах (табл. 3). В зоне теплоснабжения нет альтернативных источников тепловой энергии, а новая станция типа ГТУ ТЭЦ или ПГУ ТЭЦ с турбиной типа Р не будет эффективна на малых тепловых нагрузках. Поэтому предполагается, что станция работает в течение всего года (8760 ч), при этом потребляет основное топливо – природный газ $Q_{\text{н}}^{\text{р}}=7990$ ккал/нм³. При этом каждый котёл и каждая турбина должны хотя бы на один месяц в году (летом) останавливаться на плановый ремонт.

Таблица 3. Основные климатические режимы нагружения станции

| Наименование | Обозначение | $t_{\text{н.в.}}, ^\circ\text{C}$ | $\varphi, \%$ | Продолжительность, ч |
|-------------------------------|-------------|-----------------------------------|---------------|----------------------|
| Максимально-зимний режим | МЗР | –26 | 88 | 60 |
| Режим самого холодного месяца | СХМ | –7,8 | 88 | 1565 |
| Средне-зимний режим | СЗР | –1,8 | 86 | 3823 |
| Средне-летний режим | СЛР | +15 | 72 | 3312 |

4. Предпосылки для реконструкции ТЭЦ

Оборудование ТЭЦ в части турбоагрегатов ст. №№ 4,5 выработало свой парковый и дополнительный ресурс, физически и морально устарело и при отсутствии реконструкции подлежит выводу из эксплуатации: ТА-4 в 2015 г., ТА-5 в 2013 г. Кроме того, при выводе в ремонт любого из установленных паровых котлов возникает дефицит пара, и его

максимальный расход на имеющиеся турбины не может быть обеспечен (см. гл. 1). Также недостатком сложившейся ситуации является то, что промышленные потребители в настоящее время не выбирают расчётный для турбин ПТ расход пара $10 - 13 \text{ кгс/см}^2$, что отрицательно сказывается на фактически вырабатываемой мощности и экономичности станции.

С точки зрения потребителей Васильевского острова, необходимо иметь источники тепла и электроэнергии, обеспечивающие надёжное, качественное и по возможности дешёвое энергоснабжение, следовательно, на данные виды продукции сохраняется спрос. Более того, с учётом предполагаемой схемы развития Санкт-Петербурга, перспектив нового строительства на намывных территориях [4, 5] можно ожидать увеличение объёмов этого спроса в зоне централизованного теплоснабжения сверх существующей установленной мощности станции, в том числе по теплу до 1506 Гкал/ч при установленной мощности 1213 Гкал/ч .

Поэтому с точки зрения ОАО «ТГК-1» экономически целесообразно сохранить за собой рынок тепловой и электрической энергии в Василеостровском районе г. Санкт-Петербурга. Реконструкция призвана решить следующие технико-экономические задачи:

- повышение надёжности энергоснабжения потребителей;
- обеспечение растущего объема потребления необходимой мощностью;
- увеличение выручки (доли рынка) за счёт реализации дополнительной энергии;

- внедрение современных технологий с целью минимизации технологических рисков и рисков издержек, связанных с технологиями 60-х и 70-х гг.;
- повышение гибкости работы генерирующего оборудования в различных режимах эксплуатации (особенно с учетом колебаний нагрузки по централизованному теплоснабжению);
- внедрение экологически чистой технологии;

Проект реконструкции ТЭЦ-7 разработан СЗО «Внипиэнергопром» в 1987 г. и утвержден приказом Минэнерго СССР №395 ПС от 30.12.87. Сводная смета утверждена Минэнерго СССР в приказе №195 ПС от 23.08.89 и АО «Ленэнерго» в приказе от 15.06.94.

Проект «Строительство новой ТЭЦ на севере Васильевского острова (вторая очередь ТЭЦ-7)» был утвержден 20.06.06 Советом Директоров ТГК-1 в составе Инвестиционной программы Стратегии развития компании на 2006 – 2015 гг.

Особенностью проекта является то, что в силу островного положения население и предприятия Василеостровского района в настоящее время не имеют энергоисточников, альтернативных Василеостровской ТЭЦ-7.

5. Рассматриваемый способ реконструкции ТЭЦ-7

В виду высокого перспективного прироста потребления по обслуживаемому району при стеснённых условиях существующей площадки, а также из соображений надёжности, предполагается строительство нового энерго-

источника на участке площадью 4,5 Га между ул. Уральской и ул. Железнодорожной. Предполагается, что это будет блок ПГУ, дополненный водогрейными котлами КВГМ, электрической мощностью 380 – 410 МВт и общей тепловой мощностью 540 – 580 Гкал/ч. Строительство за пределами существующей площадки не рассматривается в данной дипломной работе.

В пределах существующей площадки реконструкция может быть произведена, в первую очередь, в части турбинного оборудования. При этом следует отметить, что эксплуатация паротурбинных энергоустановок на параметры 90 кгс/см², 535 °С с котлами на газомазутном топливе обоснована только при относительно небольших капитальных затратах на её обеспечение и при большой доле выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

В виду этого одним из основных направлений реконструкции ТЭЦ может стать модернизация существующих турбоагрегатов с максимальным использованием имеющихся строительных конструкций и оборудования, а также надстройка эффективным парогазовым циклом.

В данной работе предлагается:

- надстройка станции газовой турбиной с котлом-утилизатором. При этом повышается электрическая мощность, маневренность и КПД станции. Рассматривается использование ПГУ с работой одноконтурного КУ на общий коллектор свежего пара параллельно с одним или более из котлов БКЗ. Регулирование параметров на коллекторе

будет осуществляться этими котлами, что позволит сохранить большую часть существующей схемы станции.

- Реконструкция турбины ст. №4 с 25 МВт на 30 МВт, турбины ст. №5 – с 60 МВт на 65 МВт. При этом балансируются нагрузки по промышленным и теплофикационным отборам, повышается КПД проточной части на используемых режимах.
- Замена генераторов этих агрегатов на современные с воздушным охлаждением; это позволит поднять мощность и фактический КПД, отказаться от использования водорода и повысить взрыво- и пожаробезопасность.
- Установка турбоприводов трёх сетевых насосов – повышение полезной электрической мощности и КПД станции с турбинами ПТ.

Для установки оборудования ПГУ будет демонтирован устаревший и не имеющий перспектив применения в схеме станции котёл ПТВМ-100, а также прилегающее к нему оборудование химводоочистки ГВС (более не нужное, т. к. подпитка сети переводится на водопровод).

Как база для оценки экономической целесообразности будет рассматриваться вывод турбин ПТ-25-90, ПТ-60-90 без сооружения нового электрогенерирующего оборудования, остаётся только Т-50/60-8,8.

6. Модернизация паровых турбин

Характеристики турбоагрегатов ст. №№4,5 после модернизации, необходимые для технико-экономической оценки её эффективности, оцениваются

по материалам организаций, осуществляющих модернизацию, и показателям аналогичных агрегатов. Внутренняя мощность турбины может быть определена из уравнения теплового баланса

$$N_i = D_0(h_0 - h_{пв}) - Q_{п} - Q_{т} - Q_{к}, \quad (6.1)$$

где D_0 , h_0 – расход и энтальпия свежего пара; $h_{пв}$ – энтальпия питательной воды (определяется по графикам для похожих агрегатов); $Q_{п} = D_{п}(h_{п} - h_{кб})$ – тепловая мощность промотбора (отсутствует для Т-50/60-8,8), $D_{п}$ – расход пара в промотбор, $h_{п}$ – энтальпия промотбора, $h_{кб} \approx 0,1$ Гкал/т – энтальпия бойлерного конденсата (конденсат пиковых бойлеров сливается по схеме в основные бойлера); аналогично тепловые нагрузки Т-отбора и конденсатора $Q_{т} = D_{т}(h_{т} - h_{кб})$, $Q_{к} = D_{к}(h_{к} - h'_{к})$, $D_{т}$, $h_{т}$, $D_{к}$, $h_{к}$ – расходы и энтальпии пара, поступающего в Т-отбор и в конденсатор, $h'_{к}$ – энтальпия основного конденсата. Расход свежего пара может быть найден в предположении постоянных (при отсутствии вытеснения регенерации) долей расхода пара на ПНД, деаэратор и ПВД $\alpha_{ПНД,д,ПВД}$ по формуле

$$D_0 = \frac{D_{п} + D_{т} + D_{к}}{1 - \alpha_{ПНД} - \alpha_{д} - \alpha_{ПВД}}. \quad (6.2)$$

Поскольку турбины работают по тепловому графику, расход пара через нижние отсеки фиксирован и вытеснение регенерации даёт эффект снижения мощности при одновременном снижении расхода свежего пара. Для турбин типа ПТ на зимних режимах есть возможность увеличить П-отбор, поэтому вытеснение регенерации из ПВД не уменьшает расход пара через ЧВД.

Вытеснение регенерации ПНД используется только летом, зимой экономичнее использовать ГПК для снятия тепловой мощности через ВВТОР.

Поскольку в соответствии с [9] можем считать, что

$$\alpha_{\text{ПВД}} = \frac{h_{\text{пв}} - h'_{\text{д}} - 5,3 \text{ ккал/кг}}{\bar{h}_{\text{ПВД}} - h'_{\text{д}} - 40 \text{ кДж/кг}},$$

средняя энтальпия пара в отборы на ПВД может быть принята

$$\bar{h}_{\text{ПВД}} = h'_{\text{д}} + 40 \text{ кДж/кг} + \frac{1}{\alpha_{\text{ПВД}}} (h_{\text{пв}} - h'_{\text{д}} - 5,3 \text{ ккал/кг}),$$

аналогично в отборы на ПНД $\bar{h}_{\text{ПНД}} = h_{\text{кб}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ПНД}}} (h_{\text{д}}^{\text{вх}} - h_{\text{кб}})$ ($h'_{\text{д}}$, $h_{\text{д}}^{\text{вх}}$ – энтальпии насыщенной воды в деаэраторе и конденсата на входе в деаэратор, которые известны). На подогрев в ПНД и деаэрацию единицы расхода конденсата затрачивается расход пара соответственно

$$g_{\text{ПНД}} = \frac{\alpha_{\text{ПНД}}}{1 - \alpha_{\text{ПВД}} - \alpha_{\text{д}}} \quad \text{и} \quad g_{\text{д}} = \frac{\alpha_{\text{д}}}{1 - \alpha_{\text{ПВД}} - \alpha_{\text{д}}}.$$

При вытеснении регенерации ПВД подачей ΔG воды в КУ со снижением расхода свежего пара изменение этого расхода составит

$$\Delta G_{0(\text{ПВД})} = -\frac{\alpha_{\text{ПВД}}}{1 - \alpha_{\text{ПВД}}} \Delta G;$$

небольшое изменение расхода греющего пара деаэратора при этом можно не учитывать. При той же операции с увеличением расхода пара П-отбора это увеличение составит с учётом подогрева получаемого конденсата

$$\Delta G_{\text{п}} = \frac{\alpha_{\text{ПВД}} (1 - g_{\text{ПНД}})}{1 + g_{\text{д}}} \Delta G \quad \text{при} \quad \text{увеличении} \quad \text{расхода} \quad \text{пара} \quad \text{в} \quad \text{деаэратор}$$

$$\Delta G_d = \frac{\alpha_{\text{ПВД}} g_d}{1 + g_d} \Delta G \quad \text{и в ПНД} \quad \Delta G_{\text{ПНД}} = \frac{\alpha_{\text{ПВД}} g_{\text{ПНД}}}{1 + g_d} \Delta G. \quad \text{В первом случае}$$

мощность турбины уменьшается, разница $\Delta N_i = -\frac{\alpha_{\text{ПВД}}}{1 - \alpha_{\text{ПВД}}} \Delta G (h_0 - \bar{h}_{\text{ПВД}})$;

во втором случае прирост мощности равен

$$\Delta N_i = (\Delta G_{\text{п}} + \Delta G_d)(\bar{h}_{\text{ПВД}} - h_{\text{п}}) + \Delta G_{\text{ПНД}}(\bar{h}_{\text{ПВД}} - \bar{h}_{\text{ПНД}}).$$

Аналогичным образом при вытеснении из ПНД ΔG конденсата изменение расхода свежего пара, складывающееся из изменений расхода на ПНД, в деаэрактор и на ПВД,

$$\Delta G_0 = -\frac{g_{\text{ПНД}}}{1 - g_{\text{ПНД}}} \cdot \frac{1 + g_d}{1 - \alpha_{\text{ПВД}}} \Delta G,$$

$$\Delta G_{\text{ПНД}} = -\frac{g_{\text{ПНД}}}{1 - g_{\text{ПНД}}} \Delta G, \quad \Delta G_d = g_d \Delta G_{\text{ПНД}}, \quad \Delta G_{\text{ПВД}} = (g_d + 1) \Delta G_{\text{ПНД}} \frac{\alpha_{\text{ПВД}}}{1 - \alpha_{\text{ПВД}}};$$

изменение мощности турбины

$$\Delta N_i = \Delta G_0 h_0 - \Delta G_{\text{ПНД}} \bar{h}_{\text{ПНД}} - \Delta G_d h_{\text{п}} - \Delta G_{\text{ПВД}} \bar{h}_{\text{ПВД}}.$$

Значения КПД ЧВД и ЧСД будем принимать по входному расходу. Конденсаторы модернизированных турбин ст. №4,5 будем считать имеющими температурный напор 10 град. и 15% поверхности, выделенной в теплофикационный пучок.

Таблица 4. Расчётные параметры турбоагрегатов станции

| Тип | $\alpha_{\text{ПВД}}$ | $\alpha_{\text{ПНД}}$ | α_d | $g_{\text{ПНД}}$ | g_d |
|-----------|-----------------------|-----------------------|------------|------------------|--------|
| Т | 0,0865 | 0,0677 | 0,0100 | 0,0749 | 0,0111 |
| ПТ | 0,1353 | 0,0863 | 0,0092 | 0,1008 | 0,0108 |

6.1. Модернизация турбины ПТ-25-90/10 ст. №4

Уральским турбинным заводом предложена коренная реконструкция турбоагрегата ПТ-25-90/10 (ВПТ-25-4) на существующем фундаменте. После модернизации турбина получает обозначение ПТ-35/40-8,8 (рис. 5); аналогичная турбина работает с 2005 г. на Витебской ТЭЦ (Беларусь).

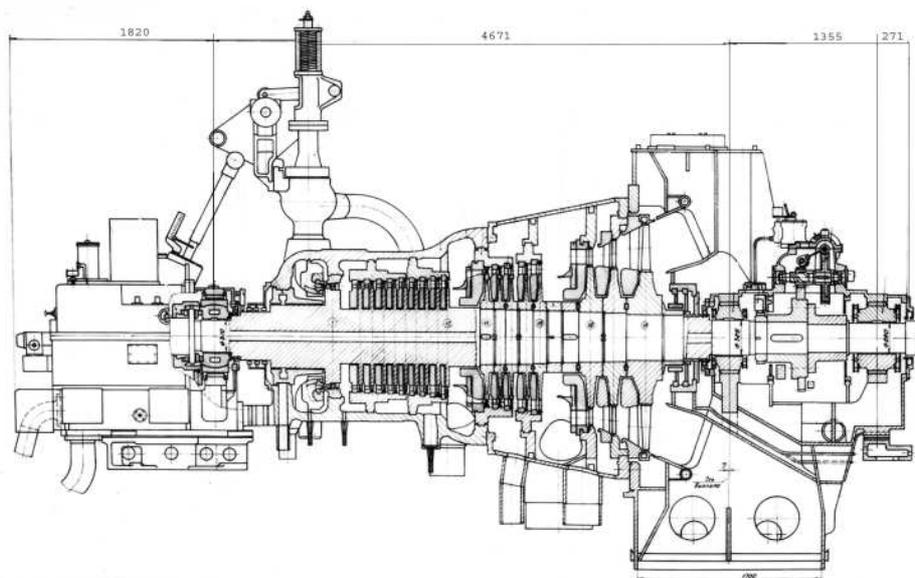


Рис. 5. Продольный разрез турбины ПТ-35/40-8,8

Цилиндр новой турбины, как и старой, будет сварно-литой. Пар к турбине будет подводиться от отдельно расположенного стопорного клапана к четырем регулирующим клапанам, установленным на корпусе турбины. Байпасирование паром первых ступеней при повышенной мощности и перегрузочный клапан ликвидируются, что повысит экономичность турбины на нагрузках выше номинальной.

Проточная часть турбины состоит из 18 ступеней, первая ступень – регулирующая. Диски ступеней 1 – 10 откованы заодно с валом. Ступени 2 – 10 имеют диаметр корня рабочих лопаток 905 мм. После 10-й ступени

осуществляется отбор пара на производство, давление пара на большинстве режимов поддерживается регулирующей диафрагмой 11-й ступени. Отбор пара на отопление производится из камеры после 15-й ступени. Регулирование давления пара осуществляется плотной регулирующей диафрагмой 16-й ступени. Так как длина лопатки последней ступени всего 432 мм, она может работать в малорасходном режиме, поэтому минимальный расход пара в конденсатор при работе турбины по тепловому графику составляет 4 т/ч.

Также будут установлены усовершенствованные стопорные и регулирующие клапана и сотовые надбандажные уплотнения, что повысит КПД турбины. Система регулирования турбины будет заменена на современную ЭГСР, аналогичную установленной на турбине ст. №3, что также улучшит её характеристики. Основные показатели турбины представлены в табл. 4.

Старый генератор ТВС-30 (с водородным охлаждением, мощность 30 МВт, $\cos \varphi = 0,8$, напряжение $U = 6,3$ кВ, проектный КПД 98,3%) необходимо заменить на новый по соображениям износа и для увеличения вырабатываемой мощности. Предлагаю использовать генератор ТФП-40-2МУЗ («Силовые машины») с непосредственным воздушным охлаждением обмотки ротора и сердечника статора, мощностью 40 МВт, $\cos \varphi = 0,8$, $U = 10,5/6,3$ кВ, КПД 98,0%. При расчёте модернизированной турбины энтальпии в производственном и отопительном отборах считаем равными таким же у турбины ПТ-65-90 (см. ниже); КПД ЧНД принимаем

в зависимости от конечных параметров и расхода по графику [2, с. 29] с увеличением на 2,5 % (эффект новых сотовых уплотнений).

Таблица 5. Основные проектные показатели турбины ПТ-35/40-8,8

| Величина | Обозначение | ЕИ | Значение |
|--|----------------------|-------------------|-----------|
| Мощность: | | | |
| номинальная | $N_{\text{ном}}$ | МВт | 35 |
| максимальная | N_{max} | | 40 |
| на конденсационном режиме | $N_{\text{к.р}}$ | | 40 |
| Номинальные параметры свежего пара: | | | |
| температура | t_0 | °С | 535 |
| давление | p_0 | ата | 90 |
| Расход свежего пара, т/ч: | | | |
| номинальный (без производственных, с отопительными отборами) | $D_{\text{Оном}}$ | т/ч | 172 |
| максимальный (с производственными и отопительными отборами) | $D_{\text{Оmax}}$ | | 240 |
| на максимальном конденсационном режиме | $D_{\text{Ок.р}}$ | | 159 |
| Расход в отопительный отбор | | | |
| номинальный | $D_{\text{от ном}}$ | т/ч | 80 |
| максимальный | $D_{\text{от max}}$ | | 115 |
| Пределы изменения давления в отопительном отборе | — | ата | 0,6 – 2,5 |
| Расход циркуляционной воды на конденсатор | $G_{\text{охл}}$ | м ³ /ч | 5000 |
| Номинальная температура циркуляционной воды на входе | $\tau_{\text{охл1}}$ | °С | 20 |
| Давление в конденсаторе на максимальном конденсационном режиме | $p_{\text{к max}}$ | кПа | 7,4 |
| Температура питательной воды на номинальном режиме | $t_{\text{пв ном}}$ | °С | 212 |

6.2. Модернизация турбины ПТ-60-90/13 ст. №5

Мероприятия по реконструкции аналогичных турбин предлагаются ОАО «Силовые машины».

При реконструкции данной турбины изменения в основном коснутся увеличения пропускной способности ЧСД до 240 т/ч: регулирующие клапана ЦСНД и облопачивание ступеней 16 – 24 будут заменены (см. рис. 3), что также призвано повысить КПД ЧСД на 2,0%. При этом максимальная мощность теплофикационного отбора возрастёт до 200 т/ч. В ЧВД будет произведена замена надбандажных уплотнений на сотовые, что повысит его КПД на 1,5 – 1,6%. Дополнительно этот КПД может быть поднят на 0,12% заменой регулирующих клапанов и на 0,3 – 0,4% заменой уплотнений регулирующей ступени (также при этих операциях повышается ремонтпригодность). Модернизация концевых уплотнений ЧВД позволит продлить срок их службы и улучшить показатели. В ЧНД предложено также повысить плотность регулирующей диафрагмы (что позволяет увеличить максимальную тепловую мощность ещё на 7 Гкал/ч, т. е. Т-отбор до 213 т/ч) и установить диафрагмы последних ступеней с тангенциальным навалом (повышение КПД ЧНД на конденсационном режиме на 2,1%). Предусмотрена модернизация САР на ЭГСР, нормализация системы тепловых расширений, замена муфты «Би-Би» (между цилиндрами).

Генератор ТВФ-60 (максимальная мощность 65 МВт, $\cos \varphi = 0,8$, $U = 6,3$ кВ, проектный КПД 98,5%) выработал свой ресурс и должен быть

заменен на новый; в качестве такового предлагается турбогенератор типа ТЗФП-6З-2М («Электросила») с непосредственным воздушным охлаждением обмотки ротора и косвенным – обмотки статора, максимальной мощностью 70 МВт, $\cos \varphi = 0,8$, $U = 10,5/6,3$ кВ, КПД 98,37%.

Расчёт турбины производится по типовой энергетической характеристике [10] турбины ПТ-60-90/13 с внесением вышеуказанных поправок на КПД, при этом абсциссы расходной зависимости для ЧСД сдвигаются пропорционально с коэффициентом $G_{\max \text{ ЧСД}}^{\text{ПТ-60}} / G_{\max \text{ ЧСД}}^{\text{ПТ-80}} = 220/240 = 0,92$.

6.3. Турбопривода сетевых насосов

На три сетевых насоса СЭ-1250 ст. №№ 7,8,9 планируется установка турбоприводов. Каждый привод при производительности насоса 1250 т/ч потребляет пар среднего давления в количестве около 12 т/ч и развивает мощность 630 кВт (которая вычитается из расхода электроэнергии на собственные нужды). Отработавший пар поступает в коллектор теплофикационных отборов. КПД привода с учётом механического КПД и потерь теплоты при транспорте составляет порядка 95%; расход теплоты на привод при полной его загрузке $Q_{\text{тп}} = 0,63/0,95 = 0,663$ МВт = 0,570 Гкал/ч.

Предлагается устанавливать одноступенчатые приводные турбины производства ООО «Электротехнический альянс» мощностью 630 кВт на подшипниках качения. Данные агрегаты компактны, не требуют системы маслоснабжения и устанавливаются без редуктора.

7. Расчёт ГТУ и котла-утилизатора

7.1. Выбор и расчёт показателей ГТУ

ГТЭ-65 — стационарная газотурбинная установка. Создана концерном «Силовые машины» для технического перевооружения действующих электростанций и использования при новом строительстве. Головной образец ГТУ испытан на заводе, установлен на ТЭЦ-9 Мосэнерго и будет запущен после завершения монтажа сопутствующего оборудования.

ГТУ способна работать на газообразном и жидком (дизель) топливе. Базовая мощность в условиях ISO 2314 61,5 МВт, пиковая 65 МВт, максимальная мощность 65,1 МВт; показатели установки приведены в таблице 5. Конструкция ГТЭ-65 включает 16-ступенчатый компрессор (адиабатный КПД 86%, степень сжатия 15,61), десятимодульную трубчато-кольцевую камеру сгорания (температура газа перед турбиной 1370°С), 4-ступенчатую турбину с семью охлаждаемыми венцами (более 23% расхода воздуха подаётся на охлаждение). Первые три направляющих аппарата компрессора выполнены поворотными для управления расходом воздуха через компрессор (70 – 100%). Ротор установки двухопорный, дисковый. Все корпуса обойменного типа. Установка имеет горизонтальный разъем, обеспечивающий доступ ко всем элементам роторной группы; доступ к элементам КС возможен без разборки турбины. Вывод мощности осуществляется от компрессора через понижающий редуктор. Вес транспор-

тируемого турбоблока (без редуктора) 37 тонн. «Силовые машины» обеспечивают сервисное обслуживание (гарантийное, постгарантийное, оперативное), сопровождение поставки, монтажа, пуска и наладки.

Конкурентами ГТЭ-65 являются энергетические ГТУ мощностью 25 – 75 МВт с температурой выхлопа выше 540 °С фирм AnsaldoEnergia – V64.3A (75 МВт), GE Oil & Gas – MS6001B (42,6 МВт) и PG6591(C) (46 МВт), Siemens AG Energy Sector – SGT-800 (47 МВт) и другие. Данная ГТУ выбрана по причине более низкой стоимости, близкого расположения производственной базы комплектующих, удобства сервиса, а также из соображений поддержки отечественного производителя.

Поскольку станция работает преимущественно в отопительном режиме, проектировочный расчёт котла-утилизатора ведётся по среднему режиму отопительного периода – температуре минус 1,8 °С и относительной влажности 86%. Станция расположена практически на уровне моря, падение давления на входе (КВОУ – комплексная воздухоочистительная установка) и выходе (КУ) принимаем по показателям других ПГУ $\Delta p_{\text{вх}} = 1$ кПа, $\Delta p_{\text{вых}} = 3$ кПа. Показатели ГТУ ГТЭ-65 при этих условиях с учётом параметров в условиях ISO и поправочных коэффициентов для аналогичной установки на наружную температуру $k_{\text{тем}}^i$, падение давления на КВОУ $k_{\text{вх}}^i$ и на КУ $k_{\text{вых}}^i$ представлены в таблице 6: T_4 – температура за газовой турбиной, $N_{\text{ГТУ}}$ и $\eta_{\text{ГТУ}}$ – мощность и КПД ГТУ, G_{yx} – расход уходящих газов ГТУ. Аналогичный пересчёт для СЛР, СХМ и СЗР (с другими поправками

на температуру) дан в таблице 7. Для режимов, кроме СЛР, из-за ограничения ГТУ по мощности направляющие аппараты компрессора прикрыты.

Энергетический баланс ГТУ с этими показателями для условий ISO и для расчётных условий четырёх режимов проверен в п.7.1.3. Данные об энтальпиях воздуха и уходящих газов взяты по [6], данные по энтальпиям топлива (природного газа; можем без существенной погрешности считать, что это метан CH_4) – по [1].

Таблица 6. Показатели ГТУ ГТЭ-65 по ISO 2314

и для расчётных условий (СЗР)

| Величина | ЕИ | Значение в условиях ISO | $k_{\text{вх}}^i$ | $k_{\text{вых}}^i$ | $k_{\text{темп}}^i$ | Значение для расчётных условий |
|---------------------|------|-------------------------|-------------------|--------------------|---------------------|--------------------------------|
| T_4 | °C | 555 | 1,003 | 1,007 | 0,988 | 554 |
| | К | 828 | | | | 827 |
| $N_{\text{ГТУ}}$ | кВт | 61 500 | 0,983 | 0,982 | 1,111 | 65 100* |
| $\eta_{\text{ГТУ}}$ | – | 0,352 | 0,993 | 0,982 | 1,03 | 0,356 |
| $G_{\text{ух}}$ | кг/с | 184,4 | 0,990 | 1 | 1,028 | 187,6 |

7.1.1. Определение физической теплоты топлива на входе в ГТУ.

Политропный КПД дожимных газовых компрессоров можем принять $\eta_{\text{пол.}}^{\text{дк}} = 0,8$, давление газа в подводящем газопроводе $p_{\text{т1}} = 0,7$ МПа (абс.), конечное давление сжатия принимаем по данным производителя ГТУ $p_{\text{топ}} = 3,4$ МПа (абс.), степень сжатия газа $\pi_{\text{дк}} = p_{\text{топ}}/p_{\text{т1}} = 3,4/0,7 = 4,86$.

* Здесь и далее коэффициенты для мощности приведены для обычного положения НА компрессора, по ним

$N_{\text{ГТУ}}^{\text{СЗР}} = 66\ 325$ кВт > 65 100 кВт. Остальные коэффициенты даны с учётом ограничения по мощности.

Таблица 7. Показатели ГТУ ГТЭ-65 на МЗР, СХМ, СЛР

| Величина | ЕИ | Значение на режиме* | | |
|--------------|------|---------------------|----------------|---------------|
| | | МЗР | СХМ | СЛР |
| T_4 | °С | 541 (19 град.) | 542 (18 град.) | 560 (0 град.) |
| | К | 814 | 815 | 833 |
| $N_{ГТУ}$ | кВт | 65 100 (1,13) | 65 100 (1,21) | 59 699 (1,00) |
| $\eta_{ГТУ}$ | — | 0,351 (1,017) | 0,354 (1,026) | 0,345 (1,000) |
| G_{yx} | кг/с | 188,9 (1,035) | 190,8 (1,045) | 182,6 (1,00) |

Начальная температура газа может быть принята 15°С при СЛР и 8°С на остальных режимах. Удельная работа в компрессоре может быть оценена по формуле [11, с. 27]

$$l_{\text{дк}} = \frac{n}{n-1} RT_{\text{т1}} \left(\pi_{\text{дк}}^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right),$$

где $R = 0,51825 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – газовая постоянная метана; n – показатель поли-тропы. Принимаем $\frac{n}{n-1} = \eta_{\text{пол.}}^{\text{дк}} \cdot \frac{k}{k-1} \approx 3,47$, где $k \approx 1,3$ – показатель адиабаты метана. Для летнего периода $h_{\text{т1}} = 1598,14$ кДж/кг, удельная работа дожимных компрессоров

$$l_{\text{дк}} = 3,47 \cdot 0,51825 \cdot (15 + 273,15) \cdot (4,86^{1/3,47} - 1) = 299,01 \text{ кДж/кг},$$

энтальпия топлива $h_{\text{топ}} = h_{\text{т1}} + l_{\text{дк}} = 1598,14 + 299,01 = 1897,15$ кДж/кг

(температура газа 145°С), для зимнего $h_{\text{т1}} = 1582,57$ кДж/кг,

$$l_{\text{дк}} = 3,47 \cdot 0,51825 \cdot (8 + 273,15) \cdot (4,86^{1/3,47} - 1) = 291,75 \text{ кДж/кг},$$

$$h_{\text{топ}} = 1582,57 + 291,75 = 1874,32 \text{ кДж/кг}$$

* В скобках даны коэффициенты $k_{\text{темп}}^i$ (безразмерные), для $T_4 = k_{\text{вх}}^{T_4} k_{\text{вых}}^{T_4} T_4^{(\text{ISO})} - \Delta T_{4\text{темп}}$ – поправка на температуру $\Delta T_{4\text{темп}}$, град. См. также примечание к табл. 5.

(температура газа 136°C). Для условий ISO теплота топлива при 15°C , $3,4\text{ МПа}$ $h_{\text{топ}} = 1569\text{ кДж/кг}$, для стандартных условий определения теплоты сгорания газа при 15°C , $0,1013\text{ МПа}$ $h_{\text{топ s}} = 1604,1\text{ кДж/кг}$.

Электромеханический КПД компрессора $\eta_{\text{дк эм}} \approx 90\%$; мощность, затрачиваемая на привод компрессоров, $N_{\text{э дк}} = G_{\text{топ}} l_{\text{дк}} / \eta_{\text{дк эм}}$ — дана в табл. 9.

7.1.2. Проверка баланса ГТУ на различных режимах работы.

Расчётная схема для проверки баланса ГТУ изображена на рис. 6.

Уравнение материального баланса для такой схемы выглядит как

$$G_{\text{в}} = G_{\text{yx}} - G_{\text{топ}},$$

где $G_{\text{в}}$, G_{yx} и $G_{\text{топ}}$ — расходы воздуха, уходящих газов и топлива, кг/с.

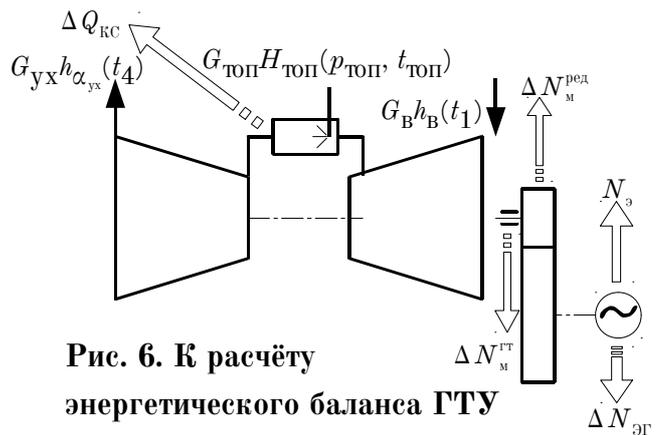
Уравнение энергетического баланса по схеме

$$G_{\text{в}} h_{\text{в}} - \Delta Q_{\text{КС}} + G_{\text{топ}} H_{\text{топ}} = G_{\text{yx}} h_{\alpha_{\text{yx}}} + N_{\text{э}} + \Delta N_{\text{эГ}} + \Delta N_{\text{м}}^{\text{ред}} + \Delta N_{\text{м}}^{\text{ГТ}},$$

где $\Delta Q_{\text{КС}} = G_{\text{топ}} Q_{\text{н}}^{\text{р}} (1 - \eta_{\text{КС}})$ — потери от наружного охлаждения (условно привязаны к камере сгорания), принимаем КПД камеры сгорания $\eta_{\text{КС}} = 0,995$;

$\Delta N_{\text{м}}^{\text{ГТ, ред}}$ — механические потери в ГТУ и в редукторе; $\Delta N_{\text{эГ}} = 1 - N_{\text{э}} / \eta_{\text{эГ}}$ — потери в генераторе, КПД которого $\eta_{\text{эГ}} = 0,9837$. Механические потери можем учесть через механические КПД турбоустановки $\eta_{\text{мех}} = 0,99$ и редуктора $\eta_{\text{ред}} = 0,98$:

$$\Delta N_{\text{м}}^{\text{ред}} = 1 - (N_{\text{э}} + \Delta N_{\text{эГ}}) / \eta_{\text{ред}}, \quad \Delta N_{\text{м}}^{\text{ГТ}} = 1 - (N_{\text{э}} + \Delta N_{\text{эГ}} + \Delta N_{\text{м}}^{\text{ред}}) / \eta_{\text{мех}}.$$



Теплоты сгорания метана в стандартных условиях $Q_H^p = 50\,056$ кДж/кг.

В данном уравнении фигурируют абсолютные значения энтальпий влажного воздуха h_b , уходящих газов (с избытком воздуха α_{yx}) $h_{\alpha_{yx}}$, топлива $H_{\text{топ}} = h_{\text{топ}} + Q_H^p$, кДж/кг. По условиям применения результатов стандартного метода определения теплоты сгорания газа, необходимо вычесть из выше-приведённого балансового уравнения уравнение для эквивалентного ГТУ калориметра, после чего оно примет вид

$$G_B(h_B(t_1) - h_B(t_{ct})) + G_{\text{топ}}(h_{\text{топ}} - h_{\text{топ}S} + \eta_{\text{КС}} Q_H^p) = G_{yx}(h_{\alpha_{yx}}(t_4) - h_{\alpha_{yx}}(t_{ct})) + \frac{N_э}{\eta_{\text{ЭГ}} \eta_{\text{ред}} \eta_{\text{мех}}}, \quad (7.1)$$

где $t_{1,4}$ – температуры перед компрессором и за турбиной; $t_{ct} = 15^\circ\text{C}$.

Энтальпия влажного воздуха выражается через энтальпию пара $h_{\text{H}_2\text{O}}$ и сухого воздуха $h_{\text{с.в}}$ при той же температуре как $h_b = \frac{dh_{\text{H}_2\text{O}} + h_{\text{с.в}}}{1+d}$, где d – абсолютная влажность,

$$d = \frac{\varphi p_s M_{\text{H}_2\text{O}}}{(p_0 - \varphi p_s) M_{\text{с.в}}},$$

где φ – относительная влажность; p_s – давление насыщения при $t_{\text{н.в}}$, определяемое над поверхностью воды по таблицам; p_0 – атмосферное давление; $M_{\text{с.в}} = 28,97$, $M_{\text{H}_2\text{O}} = 18,016$ – молярные массы воздуха и пара, а. е. м.

Теоретический массовый расход воздуха на сжигание 1 кг метана $L_0 = L_{0\text{с.в}}(1+d)$, где $L_{0\text{с.в}} = 17,191 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$ – теоретически необходимое для сжигания метана количество сухого воздуха. Избыток воздуха в уходящих газах $\alpha_{yx} = G_B / (L_0 G_{\text{топ}})$. Массовый состав уходящих газов определяется по уравнению горения метана $\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 = \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$ с учётом

того, что сухой воздух на 21% (по объёму) кислорода содержит 79% смеси негорючих газов (атмосферного азота) эффективной молярной массой $M_{rN_{2a}} = 28,15$ а. е. м., на 1 кг сухого воздуха приходится d кг вносимого с ним водяного пара, и на 1 кг воздуха, участвующего в горении, приходится $(1 - \alpha_{yx})$ кг избыточного воздуха. Формулы и пример расчёта для условий ISO дан в таблице 8. Баланс ГТУ проверяется по относительному расхождению левой (обозначение $Q_{вх}$) и правой ($Q_{вых}$) частей равенства (7.1); расчётные величины представлены в таблице 9. Точность таблиц калорических величин $\pm 0,5\%$; полученные расхождения не превышают 0,38%, можно считать их допустимыми.

Таблица 8. Пример расчёта энтальпий уходящих газов (условия ISO 2314)

| Газ | формула для массы на молекулу CH_4 | масса на молекулу CH_4 , а.е.м. | доля (мас.) | энтальпия, кДж/кг | |
|---------------------------------|---|-----------------------------------|-------------|-------------------|---------------|
| | | | | при 555 °С | при 15 °С |
| CO ₂ | M_{rCO_2} | 44,01 | 0,05 | 764,31 | 204,48 |
| H ₂ O | $2M_{rH_2O} + (2/0,21)\alpha_{yx}dM_{rc.B}$ | 41,26 | 0,05 | 1609,7 | 530,71 |
| N _{2a} | $2 \cdot (0,79/0,21)M_{rN_{2a}}$ | 211,8 | 0,25 | 871,17 | 296,83 |
| с. в. | $(2/0,21)(\alpha_{yx} - 1)M_{rc.B}$ | 547,94 | 0,65 | 853,13 | 288,37 |
| Итого для уходящих газов | | 845,01 | 1,00 | 889,97 | 297,96 |

Таблица 9. Проверка тепловых балансов ГТУ на различных режимах

| Наименование величины | Обозначение | ЕИ | Значение в условиях | | | | |
|--|--|--|---------------------|-------|-------|-------|-------|
| | | | ISO | СЛР | СЗР | СХМ | МЗР |
| Расход топлива* | $G_{\text{топ}}$ | кг/с | 3,49 | 3,44 | 3,64 | 3,65 | 3,69 |
| Расход воздуха | $G_{\text{в}}$ | кг/с | 180,9 | 179,1 | 184,0 | 187,1 | 185,2 |
| Абсолютная влажность наружного воздуха | d | $\frac{\text{г Н}_2\text{О}}{\text{кг с.в}}$ | 6,3 | 7,6 | 2,8 | 1,85 | 0,40 |
| Теоретически необходимое количество воздуха | L_0 | кг/кг | 17,30 | 17,32 | 17,24 | 17,22 | 17,20 |
| Избыток воздуха в уходящих газах | α_{yx} | – | 2,993 | 3,010 | 2,933 | 2,975 | 2,922 |
| Энтальпия воздуха | $h_{\text{в}}(t_1)$ | $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ | 289,8 | 290,2 | 272,2 | 265,8 | 247,3 |
| | $h_{\text{в}}(t_{\text{ст}})$ | кг | | | 289,0 | 288,8 | 288,5 |
| Энтальпия уходящих газов | $h_{\alpha_{\text{yx}}}(t_4)$ | $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ | 890,0 | 896,6 | 886,2 | 872,0 | 870,4 |
| | $h_{\alpha_{\text{yx}}}(t_{\text{ст}})$ | кг | 298,0 | 298,2 | 297,3 | 297,0 | 296,8 |
| Входной поток энергии | $Q_{\text{вх}}$ | МДж/с | 173,7 | 172,1 | 179,1 | 178,6 | 176,9 |
| Выходной поток энергии | $Q_{\text{вых}}$ | МДж/с | 173,6 | 171,8 | 178,7 | 177,9 | 176,6 |
| Расхождение потоков энергии (небаланс) | $1 - \frac{Q_{\text{вых}}}{Q_{\text{вх}}}$ | % | 0,09 | 0,17 | 0,23 | 0,38 | 0,21 |
| Точка росы в уходящих газах (для справки) | $t_{\text{р ух}}$ | °С | 41 | 41 | 40 | 39 | 39 |
| Мощность, потребляемая дожимными компрессорами | $N_{\text{э дж}}$ | кВт | – | 1143 | 1180 | 1183 | 1196 |

7.2. Проектировочный расчёт котла-утилизатора

Котёл-утилизатор рассчитывается по параметрам ГТУ для СЗР. Исходными данными к расчёту являются состав, расход $G_{\text{yx}} = 187,6$ кг/с

* Расход топлива рассчитан с учётом физической теплоты газа, приобретённой в дожимных компрессорах:

$$G_{\text{топ}} = N_{\text{э}} / \eta_{\text{ГТУ}} / (Q_{\text{н}}^{\text{p}} + h_{\text{топ}} - h_{\text{топ с}}). \text{ Поэтому при } +15^{\circ}\text{C на СЛР он по расчёту ниже, чем в условиях ISO.}$$

температура $T_4 = 544^\circ\text{C}$ и энтальпия $I_4 = 896,6$ кДж/кг уходящих газов ГТУ, полученные в предыдущих расчётах, а также параметры тепловой схемы станции в местах подключения КУ. По ходу газов последовательно располагаются пароперегреватель (Пе), испаритель (И), верхний (Эк2) и нижний (Эк1) пучки экономайзера и газовый подогреватель конденсата (ГПК). КУ работает на общий коллектор свежего пара, давление в котором поддерживается параллельно с ним работающими котлами БКЗ-160-100 постоянным порядка $p_{ок} = 100$ кгс/см² (9,81 МПа). Давление в барабане КУ примем равным $p_6 = 115$ кгс/см² (11,28 МПа), температура насыщения там $t_6 = 320^\circ\text{C}$, энтальпии насыщенных пара и воды $h''_6 = 2700,79$ кДж/кг, $h'_6 = 1461,81$ кДж/кг, удельный объём воды $v'_6 = 1,49$ л/кг. Температуру свежего пара на выходе из КУ зададим $t_{ок} = 525^\circ\text{C}$, его энтальпия $h_{ок} = 3441,14$ кДж/кг. Кратность циркуляции в испарителе принимаем $K = 4$, напор циркуляционного насоса $\Delta p_{и}$ 10% от p_6 (1,13 МПа). Тогда перепад энтальпии на этом насосе при его КПД $\eta_{цни} = 60\%$

$$\Delta h_{цн} = v'_6 \Delta p_{и} / \eta_{цни} = 1,49 \cdot 1,13 / 0,6 = 2,8 \text{ кДж/кг.}$$

Недогрев в экономайзере Эк2 до кипения примем 10 град., тогда температура на выходе из него 310°C , энтальпия воды $h_{эк}^{\text{вых}} = 1399,4$ кДж/кг.

Точка минимального температурного напора (англ. *pinch-point*) находится на выходе газов из испарителя. Зададимся величиной этого напора $\delta t = 10$ град., тогда температура и энтальпия газов в этой точке

* Здесь и далее температуры, $^\circ\text{C}$, и энтальпии, кДж/кг, воды и пара обозначены буквами t, h , газов – T, I .

$$T_{pp} = t_6 + \delta t = 320 + 10 = 330^\circ \text{C},$$

$$I_{pp} = 633,79 \text{ кДж/кг}.$$

Примем долю (от расхода свежего пара КУ G_0) периодической продувки $g_{пр} = 0,02$. Наружным охлаждением и утечками теплоносителей из КУ можем пренебречь. Уравнение теплового баланса для И и Пе запишется как

$$G_{yx}(I_4 - I_{pp}) + KG_0 \Delta h_{ЦН} = G_0 h_0 + G_0 g_{пр} h'_6 - G_{пв} h_{эк}^{ввх};$$

очевидно, расход питательной воды через Эк2 $G_{пв} = G_0(1 + g_{пр})$. Отсюда можем найти приведенный расход пара

$$\begin{aligned} d \triangleq G_0 / G_{yx} &= \frac{I_4 - I_{pp}}{h_{ок} + g_{пр} h'_6 - (1 + g_{пр}) h_{эк}^{ввх} - K \Delta h_{ЦН}} = \\ &= \frac{886,2 - 633,8}{3441,14 + 0,02 \cdot 1461,81 - 1,02 \cdot 1399,4 - 4 \cdot 2,8} = 0,124, \end{aligned}$$

$$G_0 = d G_{yx} = 0,124 \cdot 187,6 = 23,3 \text{ кг/с} = 83,9 \text{ т/ч}.$$

Энтальпия и температура газов перед испарителем

$$I_{И}^{ввх} = I_4 - d(h_{ок} - h''_6) = 886,2 - 0,124 \cdot (3441,14 - 2700,79) = 794,21 \text{ кДж/кг},$$

$$T_{И}^{ввх} = 473^\circ \text{C}.$$

Расход воды через Эк2 $G_{пв} = 1,02 \cdot 83,9 = 85,58 \text{ т/ч}$. Нижняя ступень экономайзера Эк1 служит для частичного вытеснения ПВД, и часть расхода через неё, не потребляемая Эк2, уходит на питание котлов БКЗ. Поэтому температура воды между Эк1 и Эк2 задана как номинальная температура питательной воды котлов БКЗ $t_{эк1}^{ввх} = 215^\circ \text{C}$, энтальпия $h_{эк1}^{ввх} = 924,07 \text{ кДж/кг}$.

Газы перед Эк1 имеют параметры

$$\begin{aligned} I_{Эк1}^{ввх} &= I_{pp} - d(1 + g_{пр})(h_{эк}^{ввх} - h_{эк1}^{ввх}) = \\ &= 633,8 - 0,124 \cdot 1,02 \cdot (1399,4 - 924,07) = 573,6 \text{ кДж/кг}, \quad T_{Эк1}^{ввх} = 275^\circ \text{C}. \end{aligned}$$

На входе воды в ЭК2 для поддержания уровня в барабане установлен регулирующий питательный клапан котла-утилизатора. Расход воды через ЭК1 не регулируется; его пропускная способность подбирается такой, чтобы на всех основных режимах станции, включая летний режим с одной паровой турбиной, она была в основном обеспечена производительностью турбоустановок по питательной воде*. Ориентировочно можем (см. гл. 6, 8) принять этот расход $G_{ЭК1} = 210 \text{ т/ч} = 58,33 \text{ кг/с}$. На входе в ЭК1 (за питательными насосами) температура и энтальпия воды $t_{пн} = 161^\circ\text{С}$, $h_{пн} = 687,9 \text{ кДж/кг}$, параметры газов за ним

$$I_{ЭК1}^{ВЫХ} = I_{ЭК1}^{ВХ} - (G_{ЭК1}/G_{УХ})(h_{ЭК1}^{ВЫХ} - h_{пн}) =$$

$$= 573,6 - (58,33/187,6) \cdot (924,07 - 687,9) = 513,3 \text{ кДж/кг}, \quad T_{ЭК1}^{ВЫХ} = 219^\circ\text{С}.$$

Газовый подогреватель конденсата предназначен для подогрева основного конденсата паровых турбин (температура $30 - 80^\circ\text{С}$) и конденсата бойлеров ($100 - 110^\circ\text{С}$) перед подачей в деаэраторы без подачи пара на ПНД. Для питания ГПК организуется отвод основного конденсата после охладителей уплотнений каждого из турбоагрегатов на вновь создаваемый коллектор холодного конденсата, а также линия с коллектора конденсата бойлеров. На некоторых режимах суммарный расход конденсата может быть мал; на зимних режимах вытеснение регенерации ПНД не оправданно, поскольку ведёт к снижению выработки электроэнергии без снижения расхода топлива на станции. В этих случаях осуществляется рециркуляция

* Снижение расхода через ЭК1 приводит к повышению температуры воды на выходе из него и в итоге может привести к вскипанию воды в ЭК2, что недопустимо по условиям работы циркуляционного насоса испарителя.

части конденсата с выхода ГПК на вход специальными насосами рециркуляции через водо-водяные теплообменники рециркуляции ГПК (ВВТОР), где конденсат передаёт тепло к сетевой воде (нагревает обратную сетевую воду до температуры прямой сетевой воды). Конденсат бойлеров поступает на всас насосов рециркуляции ГПК или до ВВТОР, или после них в зависимости от режима. Конденсат бойлеров, не нагретый в ГПК, по схеме станции догревается в верхних ПНД турбин или непосредственно в деаэраторах.

Для расчётного режима задаёмся температурой конденсата на выходе ГПК $t_{\text{ГПК}}^{\text{ВЫХ}} = 145^\circ\text{C}$, $h_{\text{ГПК}}^{\text{ВЫХ}} = 610,81$ кДж/кг (при этом есть возможность подать подогретый конденсат в деаэратор). Температура прямой и обратной сетевой воды по графику $\tau_1 = 83^\circ\text{C}$, $\tau_2 = 47^\circ\text{C}$. При напоре по их «холодному» концу 10 град. температура конденсата за ними 57°C , энтальпия рециркулирующего конденсата $h_{\text{ВВТОР}}^{\text{ВЫХ}} = 239,15$ кДж/кг. Температуру уходящих газов КУ зададим $T_{\text{УХ}} = 100^\circ\text{C}$, $I_{\text{УХ}} = 386,49$ кДж/кг, тогда тепловая мощность ГПК

$$Q_{\text{ГПК}} = G_{\text{УХ}} (I_{\text{Эк1}}^{\text{ВЫХ}} - I_{\text{УХ}}) = 187,6 \cdot (513,3 - 386,49) = 21323 \text{ кВт} = 5,09 \text{ Гкал/ч.}$$

Расход конденсата через ГПК (при 100% рециркуляции)

$$G_{\text{ГПК}} = \frac{Q_{\text{ГПК}}}{h_{\text{ГПК}}^{\text{ВЫХ}} - h_{\text{ГПК}}^{\text{ВХ}}} = \frac{21323}{610,81 - 239,15} = 57,37 \text{ кг/с} = 206,5 \text{ т/ч.}$$

Площадь i -й поверхности котла-утилизатора можно найти как

$$F_i = \frac{Q_i}{k_i \langle \Delta t \rangle_i},$$

где $Q_i = G_{yx}(I_i^{BX} - I_i^{BXX})$ – теплота, получаемая в этой поверхности от газов;
 k_i – коэффициент теплоотдачи для i -й поверхности, по данным аналогичных котлов можем оценочно принять для пароперегревателя $k_{Пе} = 50 \frac{\text{Вт}}{\text{град.}\cdot\text{м}^2}$, для остальных поверхностей $k_i = 80 \frac{\text{Вт}}{\text{град.}\cdot\text{м}^2}$; $\langle \Delta t \rangle_i$ – средний температурный напор, при противоточном характере движения теплоносителей

$$\langle \Delta t \rangle_i \approx \frac{(T_i^{BX} - t_i^{BXX}) - (T_i^{BXX} - t_i^{BX})}{\ln \frac{T_i^{BX} - t_i^{BXX}}{T_i^{BXX} - t_i^{BX}}}, \quad \text{для испарителя} \quad \langle \Delta t \rangle_{II} \approx \frac{T_{II}^{BX} - T_{II}^{BXX}}{\ln \frac{T_{II}^{BX} - t_6}{T_{II}^{BXX} - t_6}}.$$

Сведения о параметрах поверхностей КУ представлены в следующей таблице.

Таблица 10. Параметры поверхностей теплообмена КУ

| Элемент | Параметры на СЗР | | | | F_i , тыс. м ² | $k_i, \frac{\text{Вт}}{\text{град.}\cdot\text{м}^2}$, на режимах | | |
|------------|------------------|-------------|--|--------------------------------------|-----------------------------|---|----------------------------|----------------------------|
| | G_i , т/ч | Q_i , кВт | $k_i, \frac{\text{Вт}}{\text{град.}\cdot\text{м}^2}$ | $\langle \Delta t \rangle_i$, град. | | СЛР $\bar{G}_{yx}=0,97$ | СХМ $\bar{G}_{yx}=1,02$ | МЗР $\bar{G}_{yx}=1,01$ |
| ГПК | 206,5 | 21 323 | 80 | 33,1 | 7,67 | 78,64 | 80,85 | 80,34 |
| Эк1 | 210,0 | 13 774 | 80 | 52,7 | 3,27 | 78,64 | 80,85 | 80,34 |
| Эк2 | 85,6 | 11 299 | 80 | 36,4 | 2,68 | 78,64 | 80,85 | 80,34 |
| И | 335,6 | 30 096 | 80 | 52,4 | 7,18 | 78,64 | 80,85 | 80,34 |
| Пе | 83,9 | 17 254 | 50 | 74,1 | 4,65 | 49,15 | 50,53 | 50,21 |
| КУ в целом | | 93 746 | — | 50,1 | 25,45 | — | | |

7.3. Расчёт котла-утилизатора на переменных режимах

По эмпирическим наблюдениям, на переменных режимах работы КУ коэффициенты теплоотдачи изменяются при отклонении режима от расчётного в зависимости прежде всего от расхода газов через КУ: $k_i \approx k_{i, \text{расч}} \bar{G}_{yx}^{0,63}$,

где $\bar{G}_{yx} = G_{yx}/G_{yx \text{ расч.}}$. Сведения об изменении этих коэффициентов на рассматриваемых климатических режимах даны в таблице 10. Поскольку котёл работает на общий коллектор, давление свежего пара и параметры насыщения в барабане можно считать постоянными. Расход через Эк1 $G_{\text{Эк1}}$ считаем равным 210 т/ч (58,33 кг/с) на режимах, когда суммарный расход питательной воды по станции не меньше этой величины (СХМ, МЗР), и равным этому суммарному расходу в противном случае (СЛР). Объём циркуляции через испаритель $G_{\text{И}} = K_{\text{расч}} G_{0 \text{ расч}} = 335,6 \text{ т/ч} = 93,22 \text{ кг/с}$ и мощность циркуляционного насоса испарителя $N_{\text{цни}} = G_{\text{И}} \Delta h_{\text{цни}} = 93,22 \times \times 2,8 = 262 \text{ кВт}$ считаем постоянными. Расход через экономайзер Эк2 $G_{\text{пв}}$ связан с расходом свежего пара G_0 уравнением материального баланса $G_{\text{пв}} = G_0(1 + g_{\text{пр}}) = 1,02 G_0$. Расход свежего пара подбирается итеративным методом так, чтобы для каждой i -й поверхности КУ выполнялись уравнения теплового баланса по пару и воде и уравнение теплоотдачи, т. е. чтобы теплота, переданная через поверхность, была одинакова по трём формулам

$$Q_i = G_{yx}(I_i^{\text{вх}} - I_i^{\text{вых}}) = G_i(h_i^{\text{вых}} - h_i^{\text{вх}}) - \Delta Q_{\text{доп}} = k_i F_i \langle \Delta t \rangle_i;$$

здесь $\Delta Q_{\text{доп}}$ – дополнительные тепловыделения к воде в пределах поверхности (для испарителя это $N_{\text{цни}}$); средние температурные напоры $\langle \Delta t \rangle_i$ определяются как в предыдущем пункте. Для ГПК расход и параметры конденсата зависят от режима работы турбин, соотношения

8. Расчёт технико-экономических показателей станции

Для оценки показателей работы существующих турбин применяются диаграммы режимов из [12, 10]; показатели модернизированных турбоагрегатов оцениваются по расчёту. КПД котлов принимался по данным испытаний характерного агрегата станции в зависимости от нагрузки, влиянием на него иных факторов можно пренебречь [2, с. 64].

8.1. Расчёт тепловой схемы станции по СЛР

Существующие турбоагрегаты ст. №№3 и 5 покрывают летнюю нагрузку ГВС 79,2 Гкал/ч (см. п. 3.2) за счёт теплофикационного отбора и охлаждения конденсатора подпиточной водой с температурой на входе $\tau_{исх}=15^{\circ}\text{C}$, турбоагрегату ст. №4 для этого требуется подача на бойлера пара П-отбора, потому он летом не используется (см. табл. 1). Включение более чем одного агрегата в летний период не целесообразно. Давление Т-отборов поддерживается не ниже 1,2 кгс/см² по условиям работы некоторого оборудования. С учётом КПД брутто сетевой установки $\eta_{т} = 99\%$ [7, с. 22] её необходимая мощность составляет $Q_{т}^* = 79,2/0,99 = 80$ Гкал/ч; расход ГВС по формуле (3.1)

$$G_1 = \frac{79,2}{0,001 \cdot (65 - 15)} = 1584 \text{ т/ч.}$$

Тепловую нагрузку собственных нужд отнесём на пар 10 ата и примем равной $Q_{с.н} = 4,5$ Гкал/ч. При нехватке производительности промотбора

(полностью для турбины Т-50/60-8,8) пар в коллектор 10 – 13 ата подаётся через РОУ от свежего пара 90 ата, 525°С. Продувка котлов составляет менее 2%D₀ и в тепловых расчётах не учитывается.

Расчёт турбины Т-50/60-8,8. Расход пара в конденсатор $D_k = 18,1$ т/ч подобран по максимуму внутренней мощности ЧНД. При теплоте конденсации $q_k = 0,5837$ Гкал/т он позволяет получить тепловую мощность

$$Q_k = D_k q_k = 18,1 \cdot 0,5837 = 10,57 \text{ Гкал/ч.}$$

Минимальный температурный напор $\vartheta_2 = t_k - \tau_{k2}$ при нагрузке конденсатора 6 Гкал/ч и охлаждении на встроенном пучке составляет 11,8 град. При данной нагрузке

$$\vartheta_2 = 11,8 \cdot 10,57 / 6 = 20,79 \text{ град.}$$

При условии подогрева максимального расхода подпиточной воды во встроенном пучке $G = 1250$ т/ч её температура на выходе из него

$$\tau_{k2} = \tau_{исх} + \frac{Q_k}{Gc_p} = 15 + \frac{10,57}{1250 \cdot 0,001} = 23,45^\circ \text{C}$$

и температура конденсации $t_k = \tau_{k2} + \vartheta_2 = 23,45 + 20,79 = 44,23^\circ \text{C}$, давление $p_k = 9,2$ кПа.

КПД ЧВСД при данной нагрузке $\eta_{oi \text{ ЧВСД}} \approx 78\%$, теоретический теплоперепад на нём $H_{o \text{ ЧВСД}} = 991,7$ кДж/кг, энтальпия в Т-отборе

$$h_T = h_0 - \eta_{oi \text{ ЧВСД}} H_{o \text{ ЧВСД}} = 3476,7 - 0,78 \cdot 991,7 = 2703,15 \text{ кДж/кг.}$$

При давлении за диафрагмой ЧНД

$$p_{\text{ЧНД}}^{\text{вх}} = \sqrt{p_k^2 + \left(\frac{G_k}{G_{k \text{ max}}}\right)^2 (p_{\text{ЧНД}0}^{\text{вх}2} - p_{k0}^2)} = \sqrt{9,2^2 + \left(\frac{18,1}{175}\right)^2 \cdot (240^2 - 5,5^2)} = 26,5 \text{ кПа}$$

энтальпия и энтропия за ней $h_{0\text{ЧНД}} = 2703,15$ кДж/кг, $s_{0\text{ЧНД}} = 8,042 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$); теоретическая энтальпия при давлении p_k составит $h_{kt} = 2538,14$ кДж/кг, и располагаемый теплоперепад $H_{0\text{ЧНД}} = h_{0\text{ЧНД}} - h_{kt} = 165$ кДж/кг. По графику [2, с. 29] относительный внутренний КПД ЧНД $\eta_{oi\text{ЧНД}} = 44,8\%$, и действительная конечная энтальпия

$$h_k = h_{0\text{ЧНД}} - \eta_{oi\text{ЧНД}} H_{0\text{ЧНД}} = 2703,15 - 0,448 \cdot 165 = 2629,16 \text{ кДж/кг},$$

$q_k = h_k - h'(p_k) = 2629,16 - 185,22 = 2353$ кДж/кг = 0,5837 Гкал/т – сходится с принятой.

Расход пара в теплофикационный отбор

$$D_T = (Q_T^* - Q_K) / (h_{T.o} - h_{K6}) = (80 - 10,57) / (0,646 - 0,1) = 127,25 \text{ т/ч}.$$

Нагрузки по технологическому пару удовлетворяются через РОУ, расход свежего пара на РОУ*

$$D_{\text{РОУ}} = \frac{Q_{c.H} + Q_{п.п}}{h_0 - h_{K6}} = \frac{4,5 + 1,8}{0,8304 - 0,1} = 8,63 \text{ т/ч}.$$

Расход свежего пара по (6.2) без учёта подогрева конденсата РОУ в системе регенерации

$$D_{oc} = \frac{127,25 + 10,57}{1 - 0,0865 - 0,0677 - 0,01} = 173,9 \text{ т/ч};$$

температуру питательной воды можем принять $t_{пв} = 200^\circ\text{C}$, $h_{пв} = 856,79$ кДж/кг = 0,2046 Гкал/т. Дополнительный расход пара на обогрев конденсата РОУ (см. гл. 6)

* Конденсат испарительной установки для простоты расчётов принимается с теми же параметрами, что и конденсат бойлеров; расход тепла на испарители учтён в теплоте собственных нужд.

$$\Delta D_0 = D_{\text{РОУ}} \left(\frac{g_{\text{ПНД}}}{1 - g_{\text{ПНД}}} + \frac{\alpha_{\text{ПВД}}}{1 - \alpha_{\text{ПВД}}} \cdot \frac{1 + \alpha_{\text{д}}}{1 - g_{\text{ПНД}}} \right) =$$

$$= 8,63 \cdot \left(\frac{0,0749}{1 - 0,0749} + \frac{0,0865}{1 - 0,0865} \cdot \frac{1,1}{1 - 0,0749} \right) = 1,67 \text{ т/ч},$$

теплота на этот подогрев $Q_{\text{к.РОУ}} = D_{\text{РОУ}}(h_{\text{пв}} - h_{\text{кб}}) = 0,9 \text{ Гкал/ч}$.

Тогда согласно (6.1) внутренняя мощность турбины

$$N_i = ((173,9 + 1,67) \cdot (3476,7 - 856,8) - (80 + 0,9) \cdot 4187) / 3,6 = 33688 \text{ кВт},$$

при электромеханическом КПД 97% $N_s = 0,97 \cdot 33,688 = 32,68 \text{ МВт}$.

Общий расход свежего пара по станции $D_{0\text{ст}} = D_{0\text{с}} + \Delta D_0 + D_{\text{РОУ}} =$
 $= 184,2 \text{ т/ч}$. КПД котлов брутто (используем два котла БКЗ-160) при
нагрузке $184,2 / 2 = 92,1 \text{ т/ч}$ по данным испытаний $\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = 92,6\%$. Теплота,
полученная от котлов,

$$Q_{\text{выр}} = D_{0\text{ст}}(h_0 - h_{\text{пв}}) = 184,2 \cdot (0,8242 - 0,2046) = 115,3 \text{ Гкал/ч}.$$

Примем транспортный КПД на передачу энергии от котлов к турбине
 $\eta_{\text{тр}} = 0,98$. Тогда расход топлива на котлы составит

$$B_{\text{г}} = \frac{Q_{\text{выр}}}{\eta_{\text{тр}} \eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}} = \frac{115,3 \cdot 10^3}{0,98 \cdot 0,926 \cdot 7990} = 15,9 \text{ тыс. нм}^3/\text{ч}.$$

Общая теплота топлива, используемого на станции,

$$Q_{\text{тл}} = B_{\text{г}} Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 15,9 \cdot 7990 / 1000 = 127 \text{ Гкал/ч};$$

теплота, суммарно отпущенная тепловым потребителям,

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{гвс}}^{\text{л}} + Q_{\text{п.п}} = 79,2 + 1,8 = 81 \text{ Гкал/ч},$$

и доля расхода теплоты на потребителей тепла

$$\beta_{\text{т}} = Q_{\text{т}} / Q_{\text{выр}} = 81 / 115,3 = 70,3\%;$$

теплота топлива, затрачиваемая на отпуск тепловой энергии,

$$Q_{\text{тт}} = Q_{\text{тл}} \beta_{\text{т}} = 127 \cdot 0,703 = 89,26 \text{ Гкал/ч},$$

электрической энергии

$$Q_{\text{тэ}} = Q_{\text{тл}} - Q_{\text{тт}} = 127 - 89,26 = 37,76 \text{ Гкал/ч} = 43,92 \text{ МВт}.$$

Полезный отпуск электрической энергии со станции при расходе на собственные нужды $\varepsilon_{\text{с.н}} = 16\%$

$$N_{\text{ст}} = N_{\text{э}} (1 - \varepsilon_{\text{с.н}}) = 30,9 \cdot 0,84 = 25,96 \text{ МВт}.$$

Удельные расходы условного топлива калорийностью 0,007 Гкал/кг на производство тепловой и электрической энергии равны

$$b_{\text{т}}^{\text{т}} = Q_{\text{тт}} / (0,007 Q_{\text{т}}) = \frac{89,26}{0,007 \cdot 81} = 157,4 \text{ кг/Гкал},$$

$$b_{\text{т}}^{\text{э}} = Q_{\text{тэ}} / (0,007 N_{\text{ст}}) = \frac{37,76}{0,007 \cdot 27,45} = 196,5 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)};$$

КПД на выработку тепловой и электрической энергии

$$\eta^{\text{т}} = Q_{\text{т}} / Q_{\text{тт}} = 81 / 89,26 = 0,907,$$

$$\eta_{\text{бр}}^{\text{э}} = N_{\text{э}} / Q_{\text{тэ}} = \frac{32,68}{43,92} = 0,744, \quad \eta_{\text{н}}^{\text{э}} = N_{\text{ст}} / Q_{\text{тэ}} = \frac{27,45}{43,92} = 0,625.$$

Если турбины ПТ будут выведены без реконструкции, то месяц (732 ч) тепло ГВС будет отпускаться от котла КВГМ (КПД 93%, $V_{\text{топ}} = 79,2 \cdot 1000 / 0,93 / 7990 = 10,66$ тыс. нм³/ч) без генерации электричества и промышленного пара, а остальное время (2580 ч) будет работать турбина Т-50/60-8,8.

8.2. Расчёт реконструированной станции на СЛР

В неотапительный период, кроме одного месяца, на станции работает ГТУ и паровая турбина ст. №4 ПТ-35/40-90; недостающий расход пара генерируется на одном котле БКЗ. ГПК и первая ступень экономайзера КУ используются для вытеснения регенерации (сохраняются только охладители пара уплотнений и эжекторов и отбор на деаэратор); избыточное тепло ГПК отводится через ВВТОР к сетевой воде. Месяц, когда КУ в ремонте, работает так же турбина ст. №3 и два котла БКЗ.

Для турбины с вытесненной регенерацией уравнение баланса имеет вид

$$N_i = D_0 h_0 - (D_{\text{п}} + D_{\text{д}}) h_{\text{п}} - (D_{\text{к}} + D_{\text{упл}}) h_{\text{к}} - Q_{\text{упл}}, \quad (8.1)$$

где можем принять $D_{\text{д}} = \alpha_{\text{д}} D_0$; $D_{\text{упл}} = \alpha_{\text{упл}} D_0$, доля расхода на уплотнения $\alpha_{\text{упл}} \approx 0,015$; теплота конденсации пара уплотнений для подобных турбин $Q_{\text{упл}} \approx D_0 \cdot 50$ кДж/кг. Расходы питательной воды и конденсата, проходящие через КУ, равны

$$D_{\text{пв}} = D_0 = \frac{D_{\text{п}} + D_{\text{т}} + D_{\text{к}}}{1 - \alpha_{\text{д}} - \alpha_{\text{упл}}}, \quad D_{\text{ГПК}} = D_0 (1 - \alpha_{\text{д}}).$$

В виду того, что котёл БКЗ-160-100 ГМ имеет нижнее ограничение по паропроизводительности 80 т/ч, расход пара на турбину неизбежно получается больше необходимого для выработки на тепловом потреблении в неотапительный период. Учитывая потребность энергосистемы в конденсационной мощности, возникающую летом, можем считать такую частичную

конденсационную выработку допустимой; при этом во встроенном пучке подогревается подпиточная вода.

Конденсат бойлеров подаётся в ГПК через ВВТОР, чтобы ограничить температуру уходящих газов. Поверхность включённых теплообменников подбирается так, чтобы температура на входе в КУ составляла $t_{\text{ГПК}}^{\text{вх}} = 60^\circ\text{C}$. Расход через ГПК примем как на основном режиме, $G_{\text{ГПК}} = 207,7$ т/ч.

Результаты итеративного расчёта КУ, важные для расчётов показателей станции, представлены ниже.

$$D_0 = D_{\text{ОКУ}} + D_{\text{ОБКЗ}_{\text{min}}} = 82,3 + 80 = 162,3 \text{ т/ч},$$

тогда КПД ЧВД 83%, энтальпия пара П-отбора (давление 10 ата) $h_{\text{п}} = 2952,81$ кДж/кг = 0,7053 Гкал/т,

$$D_{\text{п}} = (4,5 + 1,8) / (0,7053 - 0,1) = 8,9 \text{ т/ч}.$$

КПД ЧСД 88%, $h_{\text{т}} = 2598,22$ кДж/кг = 0,6206 Гкал/т. При подаче подпиточной воды 15°C в пучок (15% поверхности) и циркуляционной воды в половину остальной поверхности, при расходе в конденсатор (определяемом итеративно по балансу) $D_{\text{к}} = 23$ т/ч КПД ЧНД оценочно 70% (см. [2, с. 35]); температурный напор на максимальном расходе в конденсатор 122 т/ч составляет 8,1 град., в данном случае он равен 2,8 град.; нагрев воды в конденсаторе при $q_{\text{к}} = 550$ ккал/кг идёт до температуры $\tau_{\text{к2}} = 15 + 5000 \cdot 0,58 / (23 \cdot 550) = 19,3^\circ\text{C}$; $t_{\text{к}} = 19,3 + 2,8 = 22,1^\circ\text{C}$, $p_{\text{к}} = 2,7$ кПа, $h_{\text{к}} = 2395,87$ кДж/кг. Теплота, полезно отпускаемая от конденсатора, $Q_{\text{к т}} = (F_{\text{в.п}} / F_{\text{пов}}) q_{\text{к}} D_{\text{к}} = (0,15 / 0,58) \cdot 0,55 \cdot 23 = 3,3$ Гкал/ч.

Расход пара Т-отбора по материальному балансу $D_T = 126,4$ т/ч, отпуск тепла от него $Q_{T_T} = 126,4 \cdot 0,5206 = 65,7$ Гкал/ч. Тепловая мощность, расходуемая ГПК на подогрев конденсата,

$$Q_{\text{ГПК}}^{\text{рег}} = (D_{\text{п}} + D_{\text{т}})(h_{\text{ГПК}}^{\text{вых}} - h_{\text{кб}}) + D_{\text{к}}(h_{\text{ГПК}}^{\text{вых}} - h'_{\text{к}}) - D_0 q_{\text{упл}} = (8,9 + 126,4)/3,6 \times \\ \times (633,3 - 418,7) + 23/3,6 \cdot (633,3 - 92,7) - 126,3 \cdot 50 = 9273 \text{ кВт}.$$

Тепловая мощность, отпускаемая от ГПК через ВВТОР,

$$Q_{\text{ГПК}}^{\text{т}} = Q_{\text{ГПК}} - Q_{\text{ГПК}}^{\text{рег}} = 22015 - 9273 = 12742 \text{ кВт} = 11 \text{ Гкал/ч},$$

итого по балансу сошлась тепловая нагрузка ГВС

$$Q_{\text{т}}^* = 80 \text{ Гкал/ч} = Q_{\text{ГПК}}^{\text{т}} + Q_{\text{т т}} + Q_{\text{к т}} = (11 + 65,7 + 3,2) \text{ Гкал/ч}.$$

Мощность турбины по (8.1)

$$N_i = (162,3 \cdot 3451,9 - (8,9 + 0,0092 \cdot 162,3) \cdot 2952,8 - 126,4 \cdot 2598,2 - \\ - (23 + 0,015 \cdot 162,3) \cdot 2395,9 - 162,3 \cdot 50)/3,6 = 24990 \text{ кВт},$$

$N_{\text{эпт}} = 24,99 \cdot 0,97 = 24,2$ МВт. Общая мощность турбоагрегатов станции

$$N_{\text{э}} = N_{\text{эпт}} + N_{\text{эГТУ}} = 24,2 + 59,7 = 83,9 \text{ МВт};$$

полезная мощность станции

$$N_{\text{ст}} = N_{\text{э}}(1 - \varepsilon_{\text{с.н}}) - N_{\text{э,дк}} = 83,9 \cdot 0,84 - 1,14 = 69,34 \text{ МВт}.$$

Тепловая мощность по пару верхних поверхностей КУ и котла БКЗ

$$Q_{\text{пар}} = D_0(h_0 - h_{\text{пв}}) = 162,3/3,6 \cdot (3451,9 - 1004,7) = 110327 \text{ кВт} = 94,86 \text{ Гкал/ч};$$

тепло, отпущенное на турбину от БКЗ-160-100,

$$Q_{\text{выр}}^{\text{пк}} = Q_{\text{пар}} - G_{\text{ОКУ}}(h_{\text{ОКУ}} - h_{\text{пв}})\eta_{\text{тр}} = 110327 - \\ - 22,86 \cdot (3458,2 - 1004,7) \cdot 0,98 = 55360 \text{ кВт} = 47,6 \text{ Гкал/ч}.$$

расход газа по станции в целом

$$B_{\text{г}} = \frac{Q_{\text{выр}}^{\text{пк}}}{\eta_{\text{тр}} \eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}} + B_{\text{ГТУ}} = \frac{47,6 \cdot 10^3}{0,98 \cdot 0,925 \cdot 7990} + \frac{3,44 \cdot 50056 \cdot 3,6}{7990 \cdot 4,187} = 25,08 \text{ тыс. нм}^3/\text{ч},$$

$$Q_{\text{ТЛ}} = 25,08 \cdot 7990 / 1000 = 200,4 \text{ Гкал/ч};$$

теплота, выработанная на станции (с внутренней мощностью ГТУ),

$$\begin{aligned} Q_{\text{выр}} &= Q_{\text{пар}} + Q_{\text{ЭК1}} + Q_{\text{ГПК}} + \frac{N_{\text{ГТУ}}}{\eta_p \eta_m \eta_g} = \\ &= 94,86 + \left(22015 + 14189 + \frac{59699}{0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,9837} \right) \cdot \frac{3,6}{4186,8} = 179,8 \text{ Гкал/ч}. \end{aligned}$$

Потребителям тепла отпускается $Q_{\text{т}} = 81 \text{ Гкал/ч}$;

$$\beta_{\text{Т}} = Q_{\text{т}} / Q_{\text{выр}} = 81 / 179,8 = 45,1 \%;$$

$$Q_{\text{ТТ}} = 200,4 \cdot 0,451 = 90,3 \text{ Гкал/ч},$$

$$Q_{\text{ТЭ}} = 200,4 \cdot 0,549 = 110,1 \text{ Гкал/ч} = 128 \text{ МВт}.$$

Удельные расходы условного топлива на производство тепловой и электрической энергии

$$b_{\text{т}}^{\text{т}} = \frac{90,3}{0,007 \cdot 81} = 159,2 \text{ кг/Гкал},$$

$$b_{\text{т}}^{\text{э}} = \frac{110,1}{0,007 \cdot 69,34} = 187,4 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)};$$

КПД на выработку тепловой и электрической энергии

$$\eta^{\text{т}} = 81 / 90,3 = 0,897,$$

$$\eta_{\text{бр}}^{\text{э}} = 83,9 / 128 = 0,656, \quad \eta_{\text{н}}^{\text{э}} = 69,34 / 128 = 0,542.$$

8.3. Расчёт тепловой схемы станции по СЗР

При температуре наружного воздуха $-1,8^{\circ}\text{C}$ отопительная нагрузка станции составляет

$$Q_{-1,8}^{\text{от}} = \frac{18 + 1,8}{18 + 26} \cdot Q_{\text{max}}^{\text{от}} = 0,45 \cdot 726 = 326,7 \text{ Гкал/ч},$$

нагрузка ГВС $Q_{\text{ГВС}} = 99$ Гкал/ч при температуре исходной воды $\tau_{\text{исх}} = 5^\circ\text{C}$, прямой сетевой $\tau_1 = 83^\circ\text{C}$; по формуле (3.1) расход подпитки

$$G_{\text{ГВС}} = 99/0,001/(83 - 5) = 1269 \text{ т/ч},$$

полный расход в теплосеть при $\tau_2 = 47^\circ\text{C}$

$$G_1 = 326,7/0,001/(83 - 47) + 1269 = 10\,344 \text{ т/ч};$$

расход тепла на собственные нужды и отпуск тепла с паром по имеющимся данным оба порядка $Q_{\text{с.н}} = Q_{\text{п.п}} = 7,3$ Гкал/ч. С учётом КПД теплофикационной установки $\eta_{\text{т}} = 99\%$ передаваемая в неё мощность составляет

$$Q_{\text{т}}^* = (Q_{-1,8}^{\text{от}} + Q_{\text{ГВС}}) / \eta_{\text{т}} = (326,7 + 99) / 0,99 = 430 \text{ Гкал/ч},$$

всего тепловым потребителям необходимо полезно отпустить

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{от}} + Q_{\text{ГВС}} + Q_{\text{п.п}} = 326,7 + 99 + 7,3 = 433 \text{ Гкал/ч}.$$

Конденсаторы турбин ст. №№ 3, 4 будут охлаждаться обратной сетевой водой, конденсатор ТА-5 – подпиточной водой. При выводе турбин ПТ без реконструкции турбина Т-50 работает с подогревом подпитки во встроенном пучке в условиях, близких к номинальному режиму.

В ТА-3 при реконструкции ЧВСД работает в номинальном режиме; расход пара на турбину $D_{0 \text{ ТА-3}} = 246$ т/ч, в Т-отбор $D_{\text{Т ТА-3}} = 189$ т/ч, тепловая нагрузка отбора $Q_{\text{то}} = 99$ Гкал/ч, энтальпия отборного пара $h_{\text{т}} = 2673,9$ кДж/кг, вентиляционный пропуск в конденсатор $G_{\text{вент}} = 10$ т/ч. Конденсация осуществляется на встроенном пучке конденсатора площадью 470 м^2 . Температура и энтальпия питательной воды $t_{\text{пв}} = 214^\circ\text{C}$, $h_{\text{пв}} = 919,7$ кДж/кг. Мощность турбоагрегата при номинальном давлении

в конденсаторе $p_k = 5,5$ кПа (температура $t_k = 34,6^\circ\text{C}$, энтальпия конденсата $h_k' = 144,9$ кДж/кг) составляла бы 50 МВт. В номинальных условиях пучок охлаждается расходом воды 1250 м³/ч с температурой $\tau_{\text{охл}} = 18^\circ\text{C}$.

Давление за регулирующей диафрагмой $p_{\text{рд0}}$ оценим по режиму максимального пропуска в конденсатор $G_{k \text{ max}} = 175$ т/ч при давлении в отборе $p_{\text{maxT}} = 2,5$ кгс/см² (перепад на открытой диафрагме $\delta p_{\text{рд}} = 2\%$):

$$p_{\text{рд0}} = 0,98 p_{\text{maxT}} (G_{k0} / G_{k \text{ max}}) = 0,98 \cdot 2,5 \cdot (10 / 175) = 0,14 \text{ кгс/см}^2.$$

Теоретические энтальпия в конденсаторе $h_{kt} = 2480,3$ кДж/кг, теплоперепад на ЧНД $H_{\text{очнд0}} = 131,5$ кДж/кг, по графикам $\eta_{\text{очнд}} = -52\%$, и энтальпия пара на выхлопе $h_{k0} = h_{kt} + \eta_{\text{очнд}} H_{\text{очнд}} = 2677,8$ кДж/кг;

$$q_{k0} = 2677,8 - 144,9 = 2532,9 \text{ кДж/кг} = 0,605 \text{ Гкал/т},$$

теповосприятие конденсатора на номинальном режиме $Q_{k0} = 10 \cdot 0,605 = 6,05$ Гкал/ч. Тогда температура охлаждающей воды на выходе

$$\tau_{k20} = 18 + \frac{6,05}{1250 \cdot 0,001} = 22,8^\circ\text{C},$$

температурный напор $\vartheta_{20} = 34,6 - 22,8 = 11,7$ град. При переключении встроенного пучка на сетевую воду $\tau_{\text{охл}} = \tau_2 = 47^\circ\text{C}$ в максимально возможном количестве 1250 т/ч, вакуум ухудшится. В первом приближении тепловосприятие конденсатора постоянно и $\vartheta_2 = \vartheta_{20}$, тогда

$$\tau_{k2} = 47 + \frac{6,05}{1250 \cdot 0,001} = 51,8^\circ\text{C}, \quad t_k = 51,8 + 11,7 = 63,6^\circ\text{C},$$

$p_k = 23,5$ кПа. По уравнению Стодолы уточнённое давление за РД

$$p_{\text{рд}} = \sqrt{0,0235^2 + \left(\frac{10}{175}\right)^2 \cdot (0,240^2 - 0,0055^2)} = 27,2 \text{ кПа};$$

$$h_{кт} = 2589,5 \text{ кДж/кг}, \quad H_{\text{очнд}} = 22,3 \text{ кДж/кг}, \quad \eta_{\text{oiчнд}} = -970\%, \quad h_{\text{к}} =$$

$$= 2828,2 \text{ кДж/кг}; \quad q_{\text{к}} = 2561,3 \text{ кДж/кг} = 0,612 \text{ Гкал/т}, \quad Q_{\text{к}} = 6,12 \text{ Гкал/ч},$$

$$\vartheta_2 = \vartheta_{20}(Q_{\text{к}}/Q_{\text{к0}}) = 11,7 \cdot 6,12/6,05 = 11,9 \text{ град.},$$

$$\tau_{\text{к2}} = 47 + \frac{6,12}{1250 \cdot 0,001} = 51,9^\circ \text{C}, \quad t_{\text{к}} = 51,9 + 11,9 = 63,8^\circ \text{C},$$

$p_{\text{к}} = 23,5 \text{ кПа}$. Дальнейшее уточнение ввиду приблизительности предпосылок расчёта не целесообразно. Мощность турбоагрегата в итоге составит

$$N_{\text{ТА-3}} = N_{\text{ном3}} + G_{\text{вент}}(h_{\text{к0}} - h_{\text{к}}) = 50 + \frac{10}{3600} \cdot (2677,8 - 2828,2) = 48,5 \text{ МВт},$$

тепловая мощность $Q_{\text{ТА-3}} = Q_{\text{то}} + Q_{\text{к}} = 99 + 6,1 = 105,1 \text{ Гкал/ч}$.

Турбоагрегат ст. №4 ПТ-25-90/10 задействуется на максимально возможный отбор пара П-отбора при максимальном Т-отборе (его параметры П-отбора более низкие, чем у ПТ-60-90/13). При этом, учитывая отрицательный КПД ЧНД при охлаждении обратной сетевой водой, расход пара в него принимается минимальный – $G_{\text{вент}} = 15 \text{ т/ч}$. По диаграмме режимов и опытным данным, $D_{\text{о ТА-4}} = 194 \text{ т/ч}$, $D_{\text{т ТА-4}} = 92 \text{ т/ч}$, расход в П-отбор $D_{\text{п ТА-4}} = 52 \text{ т/ч}$, давление в нём $p_{\text{п}} = 13 \text{ ата}$ (по условиям нагружения ПТ-60-90/13), КПД ЧВД $\eta_{\text{oiчвд}} = 74,5\%$, энтальпия в Т-отборе $h_{\text{т}} = 2685 \text{ кДж/кг} = 0,641 \text{ Гкал/т}$, температура питательной воды $t_{\text{пв}} = 225^\circ \text{C}$. Теоретическая энтальпия пара за ЧВД $h_{\text{пт}} = 2907,7 \text{ кДж/кг}$, реальная $h_{\text{п}} = h_0 - \eta_{\text{oiчвд}}(h_0 - h_{\text{пт}}) = 3451,9 - 0,745 \cdot (3451,9 - 2907,7) = 3046,5 \text{ кДж/кг} = 0,728 \text{ Гкал/т}$. Мощность турбины при номинальных параметрах пара на входе и выходе была бы $N_{\text{ном4}} = 31,3 \text{ МВт}$; поправка

на начальную температуру $t_0 = 525^\circ\text{C}$ $\Delta N_{t_0} = -0,7$ МВт, на давление промотбора $\Delta N_{p_0} = -0,7$ МВт. Итеративный расчёт даёт давление в конденсаторе $p_k = 14,4$ кПа; $p_{pд} = \sqrt{14,4^2 + (22^2 - 5^2)} = 25,8$ кПа,

$$h_{kt} = 2597,9 \text{ кДж/кг}, \quad H_{\text{очнд}} = 87,2 \text{ кДж/кг}, \quad \eta_{\text{очнд}} = -8,4\%,$$

$$h_k = 2699,3 \text{ кДж/кг}, \quad h_k' = 222,5 \text{ кДж/кг};$$

$$q_k = 2476,8 \text{ кДж/кг} = 0,592 \text{ Гкал/т}, \quad Q_k = 8,87 \text{ Гкал/ч},$$

$$\vartheta_2 = \vartheta_{20}(Q_k/Q_{k0}) = 17,64 \cdot 8,87/35,7 = 4,38 \text{ град.},$$

$$\tau_{k2} = 47 + \frac{8,87}{5000 \cdot 0,001} = 48,8^\circ\text{C}, \quad t_k = 48,8 + 4,38 = 53,2^\circ\text{C} = t_s(p_k).$$

Предполагается, что расход сетевой воды на конденсатор максимально возможный, $5000 \text{ м}^3/\text{ч}$. Мощность ЧНД $N_{\text{чнд}} = G_{\text{вент}}(h_t - h_k) = 15/3600 \times (2685 - 2699) = -0,03$ МВт, $N_{\text{чнд ном}} = 0,56$ МВт, поправка на конечное давление $\Delta N_{p_k} = -0,03 - 0,56 = -0,59$ МВт,

$$N_{\text{ТА-4}} = N_{\text{ном4}} + \Delta N_{t_0} + \Delta N_{p_0} + \Delta N_{p_k} = 31,3 - 0,7 - 0,7 - 0,59 = 29,3 \text{ МВт}.$$

Отпуск теплоты от ТА-4 при энтальпии конденсата бойлеров $0,1 \text{ Гкал/т}$ всего составляет

$$Q_{\text{т ТА-4}} = D_{\text{т ТА-4}}(h_t - 0,1) + D_{\text{п ТА-4}}(h_p - 0,1) + Q_k = \\ = 92 \cdot 0,541 + 52 \cdot 0,628 + 8,87 = 91,3 \text{ Гкал/ч}.$$

Турбоагрегат ст. №5 ПТ-60-90/13 загружается с максимальным теплофикационным отбором, возможным при $p_p = 13$ ата. $D_{0 \text{ ТА-5}} = 397 \text{ т/ч}$, $D_{\text{т ТА-5}} = 133 \text{ т/ч}$, $D_{\text{п ТА-5}} = 152 \text{ т/ч}$, энтальпия в П-отборе $h_p = 3022,9 \text{ кДж/кг} = 0,722 \text{ Гкал/т}$, в Т-отборе $h_t = 2625,1 \text{ кДж/кг} = 0,627 \text{ Гкал/т}$, температура питательной воды $t_{\text{пв}} = 237^\circ\text{C}$. Мощность

турбины при номинальных параметрах пара на входе и выходе была бы $N_{\text{ном}5} = 62,0$ МВт; поправка на начальную температуру $t_0 = 525^\circ\text{C}$ $\Delta N_{t0} = -0,4$ МВт. По данным испытаний, температурный напор при пропуске в конденсатор 20 т/ч пара составляет $\vartheta_2 = 17,2^\circ\text{C}$ (везде задействована половина трубок). При теплоте конденсации пара (найденной итеративно) $q_k = 581$ ккал/кг вода с температурой $\tau_{\text{исх}} = 5^\circ\text{C}$ при расходе $G_{\text{ГВС}} = 1269$ т/ч нагреется до $5 + 590 \cdot 20 / 1269 = 14,16^\circ\text{C}$, тогда в первом приближении параметры в конденсаторе $t_k = 14,16 + 17,2 = 31,36^\circ\text{C}$, $p_k = 4,59$ кПа; поправка на мощность $\Delta N_{pk} = +0,05$ МВт, и мощность

$$N_{\text{ТА-5}} = N_{\text{ном}5} + \Delta N_{t0} + \Delta N_{pk} = 62,0 - 0,4 + 0,05 = 61,65 \text{ МВт.}$$

Теплота конденсатора $Q_k = q_k G_{\text{вент}} = 0,581 \cdot 20 = 11,6$ Гкал/ч, и тепловая мощность с турбоагрегата ст. № 5

$$Q_{\text{Т ТА-5}} = D_{\text{Т ТА-5}}(h_{\text{Т}} - 0,1) + D_{\text{П ТА-5}}(h_{\text{П}} - 0,1) + Q_k = \\ = 133 \cdot 0,527 + 152 \cdot 0,622 + 11,6 = 176,2 \text{ Гкал/ч.}$$

Таким образом, на РОУ или ПВК (КПД по отпуску тепла примерно одинаков) с учётом наличия паровых потребителей остаётся нагрузка

$$Q_{\text{Т ПВК}} = Q_{\text{Т}}^* - Q_{\text{Т ТА-3}} - Q_{\text{Т ТА-4}} - Q_{\text{Т ТА-5}} + Q_{\text{с.н}} + Q_{\text{п.п}} = \\ = 430 - 105,1 - 91 - 176,2 + 7,3 + 7,3 = 72,3 \text{ Гкал/ч.}$$

Совокупная электрическая мощность турбин

$$N_{\text{Э}} = N_{\text{ТА-3}} + N_{\text{ТА-4}} + N_{\text{ТА-5}} = 48,5 + 29,3 + 61,65 = 139,45 \text{ МВт,}$$

электрическая мощность, отпускаемая со станции,

$$N_{\text{ст}} = N_{\text{Э}}(1 - \varepsilon_{\text{с.н}}) = 139,45 \cdot 0,84 = 117,14 \text{ МВт.}$$

Общий расход свежего пара на турбины

$$D_0 = D_{0\text{ТА-3}} + D_{0\text{ТА-4}} + D_{0\text{ТА-5}} = 246 + 194 + 397 = 849 \text{ т/ч.}$$

Для генерации данного расхода требуется работа 6 котлов БКЗ-160

вблизи номинальной производительности, КПД котлов 93,3%.

$$\begin{aligned} Q_{\text{выр}} &= D_0 h_0 - D_{0\text{ТА-3}} h_{\text{пв3}} - D_{0\text{ТА-4}} h_{\text{пв4}} - D_{0\text{ТА-5}} h_{\text{пв5}} + Q_{\text{ПВК}} = \\ &= 849 \cdot 0,8245 - 246 \cdot 0,2196 - 194 \cdot 0,2315 - 397 \cdot 0,2447 + 72,3 = \\ &= 566,3 \text{ Гкал/ч,} \end{aligned}$$

$$B_{\text{г}} = \frac{566,3 \cdot 10^3}{0,98 \cdot 0,933 \cdot 7990} = 77,52 \text{ тыс. нм}^3/\text{ч};$$

$$Q_{\text{тл}} = 77,52 \cdot 7990 / 1000 = 619,4 \text{ Гкал/ч};$$

потребителям тепла отпускается

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{от}} + Q_{\text{ГВС}} + Q_{\text{пл}} = 326,7 + 99 + 7,3 = 433 \text{ Гкал/ч,}$$

доля расхода теплоты на тепловое потребление

$$\beta_{\text{т}} = Q_{\text{т}} / Q_{\text{выр}} = 433 / 566,3 = 76,5 \%;$$

$$Q_{\text{тт}} = 619,4 \cdot 0,765 = 473,6 \text{ Гкал/ч,}$$

$$Q_{\text{тэ}} = 619,4 \cdot 0,235 = 145,8 \text{ Гкал/ч} = 169,6 \text{ МВт.}$$

Удельные расходы условного топлива на производство тепловой и электрической энергии

$$b_{\text{т}}^{\text{т}} = \frac{473,6}{0,007 \cdot 433} = 156,3 \text{ кг/Гкал,}$$

$$b_{\text{т}}^{\text{э}} = \frac{145,8}{0,007 \cdot 117,14} = 177,8 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)};$$

КПД на выработку тепловой и электрической энергии

$$\eta^{\text{т}} = 433 / 473,6 = 0,914,$$

$$\eta_{\text{оп}}^{\text{э}} = 139,45 / 169,6 = 0,822, \quad \eta_{\text{н}}^{\text{э}} = 117,14 / 169,6 = 0,691.$$

Если станцию не реконструировать, турбина Т-50/60-8,8 будет работать на режиме, близком к номинальному: без учёта подогрева конденсата от РОУ $N_{эм} = 50$ МВт, $Q_{т(т.о)} = 99$ Гкал/ч, $Q_{т(к)} = 4$ Гкал/ч, $D_{0m} = 246$ т/ч, $t_{п.в} = 214^\circ\text{C}$. Оставшиеся $Q_{в.к} = 430 - 103 = 327$ Гкал/ч тепловой мощности отопления и ГВС покрываются от ПВК, $7,3 + 7,3 = 14,6$ Гкал/ч мощности по пару – через РОУ,

$$D_{РОУ} = \frac{Q_{с.п} + Q_{п.п}}{h_0 - h_{кб}} = \frac{16,4}{0,8304 - 0,1} = 22,5 \text{ т/ч.}$$

Как было рассчитано выше, прирост расхода свежего пара для обогрева конденсата РОУ $\Delta D_0 = D_{РОУ} \cdot (1,67/8,63) = 4,4$ т/ч,

$$D_{0ст} = D_{0m} + D_{РОУ} + \Delta D_0 = 272,85 \text{ т/ч;}$$

$$N_{э} = N_{эм} + \Delta D_0(h_0 - h_{пв}) - D_{РОУ}(h_{пв} - h_{кб}) = 50 + (4,4/3600 \times (3476,7 - 856,8) - 22,5/3600 \cdot (856,8 - 418,7)) \cdot 0,97 = 50,45 \text{ МВт,}$$

$$N_{ст} = 0,84 \cdot 50,45 = 42,38 \text{ МВт.}$$

$$Q_{выр}^{п.к} = D_{0ст}(h_0 - h_{пв}) = 272,85 \cdot (0,8245 - 0,2196) = 165 \text{ Гкал/ч,}$$

$$B_{г} = \frac{165 \cdot 10^3}{0,98 \cdot 0,932 \cdot 7990} + \frac{327 \cdot 1000}{0,93 \cdot 7990} = 66,62 \text{ тыс. нм}^3/\text{ч;}$$

$$Q_{тл} = 66,62 \cdot 7990/1000 = 532,3 \text{ Гкал/ч;}$$

потребителям тепла отпускается

$$Q_{т} = Q_{от} + Q_{ГВС} + Q_{п.п} = 326,7 + 99 + 7,3 = 433 \text{ Гкал/ч,}$$

доля расхода теплоты на тепловое потребление

$$\beta_{т} = Q_{т} / Q_{выр} = 433 / (165 + 327) = 88 \%;$$

$$Q_{тт} = 532,3 \cdot 0,88 = 468,4 \text{ Гкал/ч,}$$

$$Q_{тэ} = 532,3 \cdot 0,12 = 63,88 \text{ Гкал/ч} = 74,3 \text{ МВт.}$$

Удельные расходы условного топлива на производство тепловой и электрической энергии

$$b_{т}^{\tau} = \frac{468,4}{0,007 \cdot 433} = 154,6 \text{ кг/Гкал,}$$

$$b_{т}^{\text{э}} = \frac{63,88}{0,007 \cdot 42,38} = 215,3 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)};$$

КПД на выработку тепловой и электрической энергии

$$\eta^{\tau} = 433/468,4 = 0,924,$$

$$\eta_{\text{оп}}^{\text{э}} = 50,45/74,29 = 0,679, \quad \eta_{\text{н}}^{\text{э}} = 42,38/74,29 = 0,57.$$

8.4. Расчёт тепловой схемы реконструированной станции по СЭР

ЧВД и ЧСД турбин типа ПТ загружены по возможности на полную мощность. При этом по гл. 6 КПД ЧВД турбин $\eta_{\text{oiЧВД}} = 83\%$, при давлении на коллекторе 13 МПа теоретическая энтальпия там $h_{\text{пт}} = 2907,7$ кДж/кг, реальная энтальпия П-отбора

$$h_{\text{п}} = h_0 - (h_0 - h_{\text{пт}}) \eta_{\text{oiЧВД}} = 3451,9 - (3451,9 - 2907,7) \cdot 0,83 = 3000,2 \text{ кДж/кг.}$$

Аналогичным образом при КПД ЧСД 88% $h_{\text{т}} = 2594,3$ кДж/кг в отборах реконструированных турбин ПТ; для турбины Т-50/60-8,8 вблизи номинальной мощности $h_{\text{т}} = 2673,9$ кДж/кг.

Турбина Т-50/60-8,8 работает в том же режиме, что и в предыдущем пункте; $N_{\text{ТА-3}} = 48,5$ МВт, $D_{0 \text{ ТА-3}} = 246$ т/ч, $t_{\text{пв ТА-3}} = 214^{\circ}\text{C}$, $Q_{\text{т ТА-3}} = 105,1$ Гкал/ч.

Турбина ПТ-35/40-8,8 ст. №4 работает с максимальным теплофикационным отбором $D_T = 115$ т/ч, с максимальным при этом производственным отбором $D_{II} = 81$ т/ч и минимальным пропуском в конденсатор $D_K = 4$ т/ч; расход пара в голову максимальный, $D_0 = 240$ т/ч, $t_{пв} = 224^\circ\text{C}$. При пропуске в конденсатор через встроенный пучок 15% номинального расхода (750 т/ч) сетевой воды с начальной температурой 47°C её температура на выходе составит порядка $47 + 563 \cdot 4 / 750 = 50^\circ\text{C}$, температуру насыщения примем $50 + 10 = 60^\circ\text{C}$, $p_K = 19,9$ кПа; расчёт верен при сухом насыщенном паре в конденсаторе, $h_K = 2608,85$ кДж/кг, $q_K = r_K = 563$ ккал/кг. Тепловая мощность турбины

$$Q_{ТГА-4} = D_{ТГА-4}(h_T - 0,1) + D_{II\text{ТГА-4}}(h_{II} - 0,1) + D_K q_K = \\ = 115 \cdot 0,539 + 81 \cdot 0,617 + 4 \cdot 0,563 = 114 \text{ Гкал/ч.}$$

Внутренняя мощность турбины по формуле (6.1) равна

$$N_i = (240 \cdot (3451,9 - 964,71) - 105,35 \cdot 4186,8) / 3,6 = 33068 \text{ кВт,}$$

при электромеханическом КПД 97% мощность турбоагрегата $N_{ТГА-4} = 0,97 \times 33,07 = 32,08$ МВт.

Вытеснение регенерации ПВД производится из отборов турбины ст. №5 ПТ-65-90. Расход пара в голову (примерно равен расходу питательной воды) максимальный $D_{0\text{ТГА-5}} = 400$ т/ч; через ЧСД после модернизации возможен максимальный расход пара при давлении в П-отборе 13 ата; при расходе в конденсатор $D_{K\text{ТГА-5}} = 10$ т/ч теплофикационный отбор $D_{ТГА-5} = 213$ т/ч. В отсутствие вытеснения регенерации расход пара

в промотбор составлял бы $D_{пм\ TA-5} = 148$ т/ч. Темперепад на ЧНД при минимальном пропуске пара около нуля $h_k = h_t = 0,639$ Гкал/т; 1253 т/ч подпиточной воды с температурой 5°C при $q_k = 563$ ккал/кг нагреется в нём до $5 + 10 \cdot 563 / 1253 = 9,9^\circ\text{C}$; при температурном напоре в конденсаторе 15 град. температура насыщения $t_s = 9,9 + 15 = 24,9^\circ\text{C}$, энтальпия конденсата $h'_k = 104,4$ кДж/кг = 25 ккал/кг, тепловая мощность конденсатора $Q_{к\ TA-5} = 10 \cdot (0,639 - 0,025) = 6,14$ Гкал/ч.

Мощность турбины по формуле (6.1) составила бы

$$N_{im} = (400 \cdot (3451,9 - 1024,6) - 103 \cdot (3000,2 - 418,7) - 213 \cdot (2673,9 - 418,7) - 6,1 \cdot 4186,8) / 3,6 = 55\,265 \text{ кВт.}$$

Температуру питательной воды принимаем $t_{пв} = 237^\circ\text{C}$, $h_{пв} = 1025,77$ кДж/кг. В ЭК1 подогревается $\Delta G = 210$ т/ч питательной воды.

Средняя энтальпия отборного пара ЧВД и ЧНД (см. гл. 6)

$$\bar{h}_{ПВД} = 670,5 + 40 + \frac{1}{0,1353} (1025,77 - 670,5 - 22,19) = 3172,9 \text{ кДж/кг,}$$

$$\bar{h}_{ПНД} = 418,68 + \frac{1}{0,0863} (632,33 - 418,68) = 2895,1 \text{ кДж/кг.}$$

Повышение расходов пара и мощности турбины

$$\Delta G_{п} = \frac{0,1353 \cdot (1 - 0,1008)}{1,0108} \cdot 210 = 25,72 \text{ т/ч,}$$

$$\Delta G_{д} = \frac{0,1353 \cdot 0,0108}{1,0108} \cdot 210 = 0,3 \text{ т/ч, } \Delta G_{ПНД} = \frac{0,1353 \cdot 0,1008}{1,0108} \cdot 210 = 2,8 \text{ т/ч,}$$

$$\Delta N_i = (25,27 + 0,3) \cdot (3172,9 - 3000,2) + 2,8 \cdot (3172,9 - 2895,1) = 1446 \text{ кВт,}$$

$$D_{п\ TA-5} = 103 + 25,3 = 128,3 \text{ т/ч, } N_{TA-5} = 0,97 \cdot (55,265 + 1,446) = 55,01 \text{ МВт,}$$

$$Q_{т\ TA-5} = 213 \cdot 0,523 + 128,3 \cdot 0,617 + 6,14 = 200 \text{ Гкал/ч.}$$

По тепловому балансу, расход теплоты на турбоустановку ст. № 5

$$Q_{\text{ТУ}5} = N_i + \Delta N_i + Q_{\text{Т ТА-5}} = 55,265 + 1,446 + 200 \cdot 4,187/3,6 = \\ = 289,26 \text{ МВт} = 248,7 \text{ Гкал/ч.}$$

Совокупная тепловая мощность паровых турбин

$$Q_{\text{Т ТА}} = Q_{\text{Т ТА-3}} + Q_{\text{Т ТА-4}} + Q_{\text{Т ТА-5}} = 105,1 + 114 + 200 = 419 \text{ Гкал/ч.}$$

кроме этого, тепловая мощность вырабатывается ГПК, $Q_{\text{ГПК}} = 5,09 \text{ Гкал/ч.}$

С учётом нагрузки собственных нужд, РОУ должны отпустить тепло

$$Q_{\text{РОУ}} = Q_{\text{Т}}^* - Q_{\text{Т ТА}} - Q_{\text{ГПК}} + Q_{\text{с.н}} + 3Q_{\text{тп}} + Q_{\text{п.п}} = \\ = 430 - 419 - 5,09 + 7,3 + 3 \cdot 0,57 + 7,3 = 22,18 \text{ Гкал/ч.}$$

расход пара на РОУ $D_{\text{РОУ}} = Q_{\text{РОУ}} / (h_0 - h_{\text{кб}}) = 22,18 / (0,824 - 0,1) = 30,6 \text{ т/ч.}$

Совокупная электрическая мощность турбин

$$N_{\text{э}} = N_{\text{ТА-3}} + N_{\text{ТА-4}} + N_{\text{ТА-5}} + N_{\text{ГТУ}} = 48,5 + 32,08 + 55,01 + 65,1 = 200,7 \text{ МВт,}$$

электрическая мощность, отпускаемая со станции,

$$N_{\text{ст}} = N_{\text{э}}(1 - \varepsilon_{\text{с.н}}) + 3N_{\text{тп}} - N_{\text{э дк}} = 200,7 \cdot 0,84 + 3 \cdot 0,63 - 1,18 = 169,3 \text{ МВт.}$$

Общий расход свежего пара на паровые турбины и РОУ

$$D_0 = D_{0 \text{ ТА-3}} + D_{0 \text{ ТА-4}} + D_{0 \text{ ТА-5}} + D_{\text{РОУ}} = 246 + 240 + 400 + 30,6 = 916,6 \text{ т/ч.}$$

из этого 83,9 т/ч генерирует котёл-утилизатор, остальные $D_{0 \text{ ПК}} = 916,6 -$

$- 83,9 = 832,7 \text{ т/ч}$ генерируются паровыми котлами БКЭ-160-100 ГМ

(если не производить мероприятий по форсировке котлов, требуются все

6 агрегатов, однако небольшое повышение производительности отдельных

котлов позволит оставить один из них в резерве) с КПД 93,3%.

Теплота, выработанная котлами (включая КУ),

$$Q_{\text{выр}}^{\text{к}} = (D_0 - D_{0 \text{ ТА-5}})h_0 - D_{0 \text{ ТА-3}}h_{\text{пв3}} - D_{0 \text{ ТА-4}}h_{\text{пв4}} + Q_{\text{ТУ5}} - D_{\text{РОУ}}h_{\text{кб}} + Q_{\text{ГПК}} = \\ = (916,6 - 400) \cdot 0,8245 - 246 \cdot 0,2196 - 240 \cdot 0,2304 + 248,7 - \\ - 30,6 \cdot 0,1 + 5,09 = 567,4 \text{ Гкал/ч.}$$

теплота, утилизованная в КУ,

$$Q_{\text{КУ}} = G_{\text{yx}}(I_4 - I_{\text{yx}}) = 187,6 \cdot (886,18 - 386,49) / 4186,8 \cdot 3,6 = 80,61 \text{ Гкал/ч},$$

расход газа по станции в целом

$$B_{\text{Г}} = \frac{Q_{\text{выр}}^{\text{к}} - Q_{\text{КУ}}}{\eta_{\text{тр}} \eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}} + B_{\text{ГТУ}} = \frac{(567,4 - 80,61) \cdot 10^3}{0,98 \cdot 0,933 \cdot 7990} + \frac{3,64 \cdot 50056 \cdot 3,6}{7990 \cdot 4,187} =$$

$$= 86,23 \text{ тыс. нм}^3/\text{ч},$$

$$Q_{\text{тл}} = 86,23 \cdot 7990 / 1000 = 689,0 \text{ Гкал/ч};$$

теплота, выработанная на станции (с внутренней мощностью ГТУ),

$$Q_{\text{выр}} = Q_{\text{выр}}^{\text{к}} + \frac{N_{\text{ГТУ}}}{\eta_{\text{р}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{Г}}} = 567,4 + \frac{65,1 \cdot 3,6 / 4186,8}{0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,9837} = 626,0 \text{ Гкал/ч}.$$

Потребителям тепла отпускается $Q_{\text{т}} = 433 \text{ Гкал/ч}$;

$$\beta_{\text{Г}} = Q_{\text{т}} / Q_{\text{выр}} = 433 / 626 = 69,2 \%;$$

$$Q_{\text{тт}} = 689 \cdot 0,692 = 476,54 \text{ Гкал/ч},$$

$$Q_{\text{тэ}} = 689 \cdot 0,218 = 212,43 \text{ Гкал/ч} = 247,05 \text{ МВт}.$$

Удельные расходы условного топлива на производство тепловой и электрической энергии

$$b_{\text{т}}^{\text{т}} = \frac{476,54}{0,007 \cdot 433} = 157,2 \text{ кг/Гкал},$$

$$b_{\text{т}}^{\text{э}} = \frac{212,43}{0,007 \cdot 169,29} = 179,3 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)};$$

КПД на выработку тепловой и электрической энергии

$$\eta^{\text{т}} = 433 / 476,54 = 0,909,$$

$$\eta_{\text{бр}}^{\text{э}} = 200,7 / 247,05 = 0,886, \quad \eta_{\text{н}}^{\text{э}} = 169,3 / 247,05 = 0,748.$$

8.5. Параметры тепловой схемы на СХМ и МЗР

На данных режимах можем считать, что паровые турбины работают так же, как и на СЗР, за исключением изменения параметров в конденсаторах, охлаждаемых обратной сетевой водой (считаем, что при росте τ_2 снижение электрической и повышение тепловой мощности составляет $\Delta Q_{\text{кт}} = D_{\text{к}} c_{\text{рк}} \Delta \tau_2$). Изменение мощности газовой турбины и тепловосприятия котла-утилизатора отражены в соответствующих расчётах. Изменение расхода топлива на паровые котлы оценочно

$$\Delta B_{\text{ГПК}} = -\frac{\Delta(Q_{\text{ку}} - Q_{\text{ГПК}})}{\eta_{\text{ка}} \eta_{\text{тр}} Q_{\text{н}}^{\text{п}}},$$

расход топлива на ПВК (при том же отпуске тепла от РОУ)

$$B_{\text{ГВК}} = \frac{\Delta(Q_{\text{т}} + Q_{\text{п.п}} + Q_{\text{с.н}}) - \Delta Q_{\text{ГПК}} - \Delta Q_{\text{кт}}}{\eta_{\text{ПВК}} Q_{\text{н}}^{\text{п}}}.$$

На режиме СХМ $Q_{\text{с.н}} = 8,53$ Гкал/ч, $Q_{\text{п.п}} = 9,97$ Гкал/ч, $\tau_2 = 53^\circ\text{C}$, $Q_{\text{т}} = 524,7$ Гкал/ч; $B_{\text{ГТУ}} = 3,65$ кг/с = $19,67$ тыс. $\text{нм}^3/\text{ч}$, $\Delta(Q_{\text{ку}} - Q_{\text{ГПК}}) = -2471$ кВт = $-2,12$ Гкал/ч, $\Delta Q_{\text{ГПК}} \approx 0$ Гкал/ч; $\Delta Q_{\text{т}} = 524,7 - 433 = 91,7$ Гкал/ч; $\Delta Q_{\text{с.н}} + \Delta Q_{\text{п.п}} = 8,53 + 9,97 - 7,3 - 7,3 = 3,9$ Гкал/ч; $\Delta Q_{\text{кт}} = (10 + 4) \cdot 0,001 \cdot (53 - 47) = 0,08$ Гкал/ч = $0,1$ МВт,

$$B_{\text{ГСХМ}} = 86,23 - 19,6 + 19,67 + \frac{2,12 \cdot 1000}{0,933 \cdot 0,98 \cdot 7990} + \frac{91,7 + 3,9 - 0,08}{0,93 \cdot 7990 / 10^3} = 99,44 \text{ тыс. } \text{нм}^3/\text{ч}.$$

$$N_{\text{ст СХМ}} = 169,3 - 0,1 \cdot 0,84 = 169,22 \text{ МВт}.$$

Аналогично на МЗР $Q_{с.н} = 11,3$ Гкал/ч, $Q_{п.п} = 21,1$ Гкал/ч, $\tau_2 = 61^\circ\text{C}$,
 $Q_T = 825$ Гкал/ч; $B_{ГТУ} = 3,69$ кг/с = $19,85$ тыс. нм³/ч, $\Delta(Q_{кв} - Q_{ГПК}) =$
 $= -3179$ кВт = $-2,73$ Гкал/ч, $\Delta Q_{ГПК} = -1292$ кВт = $-1,11$ Гкал/ч;
 $\Delta Q_T = 825 - 433 = 392$ Гкал/ч; $\Delta Q_{с.н} + \Delta Q_{п.п} = 11,3 + 21,1 - 7,3 - 7,3 =$
 $= 17,8$ Гкал/ч; $\Delta Q_{кт} = (10 + 4) \cdot 0,001 \cdot (61 - 47) = 0,2$ Гкал/ч = $0,23$ МВт,
 $B_{г\text{ МЗР}} = 86,23 - 19,6 + 19,85 + \frac{2,73 \cdot 1000}{0,933 \cdot 0,98 \cdot 7990} + \frac{392 + 17,8 - 0,2 - 1,11}{0,93 \cdot 7990 / 10^3} =$
 $= 141,83$ тыс. нм³/ч,

$$N_{ст\text{ МЗР}} = 169,3 - 0,23 \cdot 0,84 = 169,11 \text{ МВт.}$$

Для станции без реконструкции вся дополнительная тепловая мощность снимается с водогрейных котлов (суммарная мощность 760 Гкал/ч) и РОУ; КПД можно принять одинаковым $\eta = 93\%$, тогда

$$N_{ст\text{ СХМ}} = N_{ст\text{ МЗР}} = N_{ст\text{ СЗР}} = 42,38 \text{ МВт,}$$

$$B_{г\text{ СХМ}} = B_{г\text{ СЗР}} + \frac{\Delta Q_{с.н} + \Delta Q_{п.п} + \Delta Q_T}{\eta Q_p^H} = 66,62 + \frac{(3,9 + 91,7) / 10^3}{0,93 \cdot 7990} = 79,49 \text{ тыс. нм}^3/\text{ч};$$

$$B_{г\text{ МЗР}} = 66,62 + \frac{(17,8 + 392) / 10^3}{0,93 \cdot 7990} = 121,77 \text{ тыс. нм}^3/\text{ч.}$$

8.6. Расчёт годовых показателей станции

Годовые показатели суммируются по климатическим периодам (в том числе с учётом ремонта основных агрегатов летом, см. табл. 3). Годовой расход топлива станции без реконструкции

$$B_{год\ б/р} = \sum T_{к.п} B_{г} = 60 \cdot 121,77 + 1565 \cdot 79,49 + 3823 \cdot 66,62 +$$

$$+ 2580 \cdot 15,9 + 732 \cdot 10,66 = 435221 \text{ тыс. нм}^3,$$

годовой полезный отпуск электроэнергии

$$W_{\text{год б/р}} = \sum T_{\text{к.п}} N_{\text{ст}} = \\ = ((60+1565+3823) \cdot 42,38 + 2580 \cdot 25,96) / 1000 = 297,86 \text{ млн. кВт}\cdot\text{ч.}$$

В случае реконструкции

$$B_{\text{год р}} = 60 \cdot 141,83 + 1565 \cdot 99,44 + 3823 \cdot 86,23 + \\ + 2580 \cdot 25,08 + 732 \cdot 15,9 = 570136 \text{ тыс. нм}^3,$$

$$W_{\text{год р}} = (60 \cdot 169,11 + 1565 \cdot 169,22 + 3823 \cdot 169,3 + \\ + 2580 \cdot 69,34 + 732 \cdot 25,96) / 1000 = 1120,11 \text{ млн. кВт}\cdot\text{ч.}$$

Годовой отпуск тепла со станции по отоплению и ГВС не зависит от способа реконструкции (задан потребителями) и равен

$$Q_{\text{год}} = (60 \cdot 825 + 1565 \cdot 524,7 + 3823 \cdot 425,7 + 3312 \cdot 79,2) / 1000 = \\ = 2760,42 \text{ тыс. Гкал.}$$

Годовой отпуск тепла с паром в варианте без реконструкции меньше, поскольку снабжать потребителей паром через РОУ при отключенной турбине при имеющемся котельном парке станции не представляется целесообразным и они переходят при отключении турбины Т-50 на собственные резервные источники тепла: при круглогодичном отпуске пара по данным ПТО годовой отпуск тепла с ним 43 121 Гкал, при перерыве на 732 ч при мощности 1,8 Гкал/ч он составит 41 803 Гкал.

Установленная (суммарная номинальная турбоагрегатов) мощность станции без реконструкции составит 50 МВт, с реконструкцией $50 + 35 + 65 + 61,5 = 210,5$ МВт (сейчас 135 МВт).

9. Оценка экономической эффективности реконструкции Василеостровской ТЭЦ-7

9.1. Объём капиталовложений в реконструкцию

Капиталовложения в реконструкцию паровых турбин и демонтаж котла ПТВМ-100 по данным, рассчитанным специалистами ОАО «ТГК-1» в существующем проекте реконструкции, составляют $K_{ТА-4} = 1200$ млн. руб., $K_{ТА-5} = 1425$ млн. руб., $K_{дем.ПТВМ} = 55$ млн. руб. Удельные капиталовложения в сооружение ГТУ с котлом-утилизатором приняты по данным аналогичных проектов надстройки ТЭЦ, в ценах 2009 г. [8] $k_{ГТУ+КУ} = 32\ 000$ руб./кВт.

Объём капиталовложений в ПГУ

$$K_{ПГУ} = \alpha k_{ГТУ+КУ} N_{ГТУ},$$

где $N_{ГТУ} = 61\ 500$ кВт – мощность ГТУ; $\alpha = 1$ – поправочный коэффициент для Санкт-Петербурга, отражающий изменение территориальных цен на строительные материалы, тарифов на заработную плату, стоимости строительно-монтажных работ.

$$K_{ПГУ} = 1 \cdot 32 \cdot 61,5 = 1968 \text{ млн. руб.}$$

Удельные капиталовложения в турбопривода 6000 руб./кВт, на три привода по 630 кВт уходит $K_{ТП} = 1 \cdot 6 \cdot 3 \cdot 0,63 = 11$ млн. руб.

Таким образом, общие капвложения в реконструкцию

$$K = K_{\text{ТА-4}} + K_{\text{ТА-5}} + K_{\text{дем.ПТВМ}} + K_{\text{ПГУ}} + K_{\text{ТП}} =$$

$$= 1200 + 1425 + 55 + 1968 + 11 = 4659 \text{ млн. руб. без НДС,}$$

при НДС 18% капиталовложения $K_{\text{НДС}} = 4659 \cdot 1,18 = 5497,62$ млн. руб.

9.2. Эксплуатационные издержки

Годовой расход топлива (газа) $V_{\text{год}}$, млн. $\text{нм}^3/\text{год}$, умножаем на стоимость газа (с НДС) $\Pi_{\text{топ}}$; согласно [8] принимаем $\Pi_{\text{топ}} = 4,641$ руб./ нм^3 . Итого годовые затраты на топливо $\mathcal{Z}_{\text{топ}} = V_{\text{год}} \Pi_{\text{топ}}$.

Норма амортизации из расчётного срока эксплуатации 25 лет $n_a = 4\%$, амортизационные отчисления (выплачиваются только с вновь вводимого оборудования – парогазовой надстройки, турбоприводов; амортизация Т-50 компенсируется в рамках особого договора по вводу мощностей и здесь исключена) $I_a = n_a(K_{\text{ПГУ}} + K_{\text{ТП}})$.

Штатный коэффициент для станций данного класса $m = 0,4$ чел./МВт. Удельная величина фонда заработной платы $\Phi_{\text{зп}} = 350\,000$ руб./чел.год), нормативный коэффициент отчислений с заработной платы в различные фонды $K_n = 1,385$, издержки на заработную плату $I_{\text{зп}} = m \Delta N_y \Phi_{\text{зп}} K_n$.

Ремонтные издержки $I_{\text{рем}}$ приняты в долях от I_a : на текущий ремонт 40%, на капитальный 30%, итого 70%: $I_{\text{рем}} = 0,7 I_a$. Ремонт старого оборудования по оценке специалистов ОАО «ТГК-1» обходится в 50 млн.руб./год.

Прочие производственные издержки составляют около 30% суммы трёх последних категорий: $I_{\text{пр}} = 0,3(I_a + I_{\text{рем}} + I_{\text{зп}})$

Итого годовые издержки станции в модернизируемой части

$$I_{ТЭЦ} = \mathcal{E}_{\text{топ}} + I_{\text{а}} + I_{\text{рем}} + I_{\text{зп}} + I_{\text{пр}}.$$

9.3. Оценка экономической эффективности инвестиций по сроку окупаемости

Простой срок окупаемости $T_{\text{ок}}$ – время, за которое прибыль от эксплуатации станции окупит капиталовложения.

$W_{\text{выр}}$ – годовая выработка электроэнергии (нетто) на новом и реконструируемом оборудовании. Из этого объёма по прогнозам аналитиков ОАО «ТГК-1» $W_{\text{рд}} = 85$ млн. кВт·ч будет поставляться по регулируемому договору с ценой $T_{\text{рд}} = 80$ коп./кВт·ч (если установленная мощность станции превышает эту величину), $W_{\text{бр}} = 19$ млн. кВт·ч будет продано на балансирующем рынке по $T_{\text{бр}} = 86$ коп./кВт·ч, остальные $W_{\text{рsv}} = W_{\text{выр}} - W_{\text{рд}} - W_{\text{бр}}$ поступят на рынок «на сутки вперёд» по цене $T_{\text{рsv}} = 99$ коп./кВт·ч. Тогда выручка от продажи электроэнергии

$$P\mathcal{E}_{\text{год}} = W_{\text{рд}}T_{\text{рд}} + W_{\text{бр}}T_{\text{бр}} + W_{\text{рsv}}T_{\text{рsv}}.$$

Ставка на мощность на рынке КОМ по данным ОАО «ТГК-1» принимается $C_{\text{ком}} = 207,7$ тыс. руб./МВт, на мощность, поставляемую по РД, $C_{\text{рд}} = 198,26$ тыс. руб./МВт (за один месяц); выручка от продажи новой мощности составит $PM_{\text{год}} = 12(N_{\text{ком}}C_{\text{ком}} + N_{\text{рд}}C_{\text{рд}})$.

Продажа тепловой энергии идёт по одноставочным тарифам, тариф на тепло с горячей водой $T_{\text{q}} = 648$ руб./Гкал и на пар $T_{\text{qp}} = 684,75$ руб./Гкал; выручка от продажи тепловой энергии

$$PT_{\text{год}} = Q_{\text{год}}T_{\text{q}} + Q_{\text{годп}}T_{\text{qp}}.$$

Общая выручка в год от производственной деятельности станции

$$PP_{\text{год}} = PЭ_{\text{год}} + PM_{\text{год}} + PT_{\text{год}},$$

валовая прибыль $П_{\text{вал}} = PP_{\text{год}} - I_{\text{ТЭЦ}}$.

Чистая прибыль с учётом налога на прибыль $n_{\text{п}} = 20\%$

$$П_{\text{ч}} = (1 - n_{\text{п}}) П_{\text{вал}}.$$

Простой срок окупаемости инвестиций за счёт разницы в прибыли с вариантом без капвложений $\Delta П_{\text{ч}}$

$$T_{\text{ок}} = K_{\text{НДС}} / \Delta П_{\text{ч}}.$$

Расчётные величины представлены в следующей таблице.

Таблица 11. Расчёт экономических показателей проекта

| Наименование показателя | Обозначение | ЕИ | Значение в варианте | |
|--|--------------------|------------------------------------|---------------------|---------|
| | | | без мод. | модерн. |
| Капиталовложения | $K_{\text{НДС}}$ | млн.руб | 0 | 5497 |
| Установленная мощность | $N_{\text{у}}$ | МВт | 50 | 210,5 |
| Годовой полезный отпуск электроэнергии | $W_{\text{выр}}$ | млн. кВт·ч | 297,86 | 1120,11 |
| Годовая выработка тепловой энергии с горячей водой | $Q_{\text{год}}$ | Гкал | 2760417 | 2760417 |
| Годовая выработка тепловой энергии с паром | $Q_{\text{год п}}$ | Гкал | 41803 | 43121 |
| Отпуск энергии по РД | $W_{\text{РД}}$ | млн. кВт·ч | 0 | 85 |
| Отпуск энергии на БР | $W_{\text{БР}}$ | | 19 | 19 |
| Отпуск энергии РСВ | $W_{\text{РСВ}}$ | | 278,86 | 1016,11 |
| Цена электроэнергии на РДД | $T_{\text{РД}}$ | $\frac{\text{руб.}}{\text{кВт·ч}}$ | 0,8 | 0,8 |
| Цена электроэнергии на БР | $T_{\text{БР}}$ | | 0,86 | 0,86 |
| Цена электроэнергии на РСВ | $T_{\text{РСВ}}$ | | 0,99 | 0,99 |

| Наименование показателя | Обозначение | ЕИ | Значение в варианте | |
|---|-------------|--------------------------------------|---------------------|---------|
| | | | без мод. | модерн. |
| Выручка от реализации электроэнергии | $PЭ_{год}$ | $\frac{\text{млн.руб}}{\text{год}}$ | 292,41 | 1090,29 |
| Мощность на рынок КОМ | $N_{КОМ}$ | МВт | 50 | 194,5 |
| Мощность, поставляемая по РД | $N_{РД}$ | | 0 | 16,0 |
| Ставка на мощность КОМ | $C_{КОМ}$ | $\frac{\text{тыс.руб.}}{\text{МВт}}$ | 207,7 | 207,7 |
| Ставка на мощность РД | $C_{РД}$ | | 198,26 | 198,26 |
| Выручка от продажи электрической мощности | $PM_{год}$ | $\frac{\text{млн.руб}}{\text{год}}$ | 124,62 | 522,85 |
| Тариф на теплоту в теплосеть | T_Q | руб. | 648 | 648 |
| Тариф на теплоту с паром | $T_{Qп}$ | Гкал | 684,75 | 684,75 |
| Выручка от продажи тепла | $PT_{год}$ | $\frac{\text{млн.руб}}{\text{год}}$ | 1817,38 | 1818,28 |
| Суммарная выручка от реализации продукции | $PP_{год}$ | $\frac{\text{млн.руб}}{\text{год}}$ | 2234,41 | 3431,42 |
| Годовой расход топлива | $B_{год}$ | млн. нм ³ | 435,22 | 570,14 |
| | | млн. тунт | 496,77 | 650,77 |
| Тариф на топливо | $Ц_{топ}$ | руб./нм ³ | 4,641 | 4,641 |
| | | руб./тунт | 4,066 | 4,066 |
| Затраты на топливо | $Э_{топ}$ | $\frac{\text{млн.руб}}{\text{год}}$ | 2019,86 | 2646 |
| Издержки на амортизацию | I_a | $\frac{\text{млн.руб}}{\text{год}}$ | 0 | 79,16 |
| Штатный коэффициент | $ш$ | $\frac{\text{чел.}}{\text{МВт}}$ | 0,4 | 0,4 |
| Фонд заработной платы | $Ф_{зп}$ | $\frac{\text{руб.}}{\text{чел.год}}$ | 350000 | 350000 |
| Нормативный коэффициент отчислений | K_n | — | 1,385 | 1,385 |
| Издержки на заработную плату | $I_{зп}$ | $\frac{\text{млн.руб}}{\text{год}}$ | 9,7 | 40,82 |
| Ремонтные издержки | $I_{рем}$ | $\frac{\text{млн.руб}}{\text{год}}$ | 92 | 55,41 |
| Прочие издержки | $I_{пр}$ | $\frac{\text{млн.руб}}{\text{год}}$ | 30,51 | 52,62 |

| Наименование показателя | Обозначение | ЕИ | Значение в варианте | |
|---|------------------------|-------------------------------------|---------------------|---------|
| | | | без мод. | модерн. |
| Суммарные издержки ТЭЦ | $I_{\text{ТЭЦ}}$ | $\frac{\text{млн.руб}}{\text{год}}$ | 2152,06 | 2874,01 |
| Валовая прибыль | $\Pi_{\text{вал}}$ | $\frac{\text{млн.руб}}{\text{год}}$ | 82,34 | 557,41 |
| Чистая прибыль | $\Pi_{\text{ч}}$ | $\frac{\text{млн.руб}}{\text{год}}$ | 65,88 | 445,93 |
| разность с вариантом без реконструкции | $\Delta\Pi_{\text{ч}}$ | $\frac{\text{млн.руб}}{\text{год}}$ | – | 380,05 |
| Простой срок окупаемости | $T_{\text{ок}}$ | лет | – | 12,72 |

10. Обеспечение безопасности при эксплуатации ГТУ

ГТ-65 с котлом-утилизатором в условиях

существующего здания главного корпуса

Василеостровской ТЭЦ-7

10.1. Общая характеристика объекта обеспечения безопасности

ГТУ ГТ-65 в блоке с котлом-утилизатором устанавливаются в существующем помещении котельного отделения главного корпуса Василеостровской ТЭЦ-7. В состав сооружаемого блока входят: одна газотурбинная установка в сборе со вспомогательным оборудованием, редуктором и воздушно-охлаждаемым генератором мощностью до 65 100 кВт; комплексная воздухоочистительная установка (КВОУ); котёл-утилизатор (КУ) паропроизводительностью 85 т/ч с начальными параметрами 525 °С, 100 кгс/см², с принудительной циркуляцией, без дожигания топлива; сетевые водоводяные теплообменники (ВВТОР); газопроводы; трубопроводы пара и горячей воды с арматурой. КВОУ установлена на крыше здания и соединяется с компрессором ГТУ воздуховодом, идущим по наружной стене. Удаление дымовых газов из котла-утилизатора в атмосферу осуществляется через газоход, подключённый к существующей дымовой трубе №2 высотой 120 м, диаметром устья 5,7 м параллельно с газоходами котлов ПТВМ-180 ст. №№2, 3. Котёл включен в тепловую схему ТЭЦ по линиям конденсата,

питательной воды и острого пара. Генератор ГТУ соединяется с трансформатором, размещённым у фасада машинного отделения, кабельными линиями с напряжением 6,3 кВ, переброшенными через крышу корпуса с опорой на дымовую трубу № 2.

Основным топливом ГТУ является природный газ, подаваемый к камере сгорания после сжатия на ДКС до давления до 33 бар. При перерывах в газоснабжении и ограничении газопотребления ГТУ останавливается, работа станции обеспечивается за счёт перевода паровых и водогрейных котлов на сжигание мазута. Также возможна кратковременная работа ГТУ на привозном дизтопливе.

10.2. Перечень опасных и вредных производственных факторов

- повышенный уровень шума на рабочем месте;
- повышенный уровень вибрации;
- повышенная температура поверхности оборудования;
- повышенная температура воздуха рабочей зоны;
- повышенное давление внутри эксплуатируемого оборудования;
- недостаточная освещенность рабочей зоны;
- повышенная загазованность помещений;
- пожарная опасность;
- опасность поражения электрическим током;
- выбросы вредных веществ с дымовыми газами.

10.3. Защита от шума и вибрации

Основным источником шума и вибрации внутри помещения в составе ПГУ является турбогенератор; основное звуковое воздействие на окружающую среду оказывается компрессором через КВОУ. Также источниками шума и вибрации являются насосы, вентиляторы, предохранительные клапана, гидравлические системы. Согласно ТУ на изготовление и поставку установки газотурбинной ГТ-65, ГТУ снабжена изоляцией, обеспечивающей звукоизоляцию, отвечающую требованиям удобства эксплуатации элементов турбогруппы и их ремонта. Фактически шум ГТУ в пределах цеха перекрывается шумами расположенного рядом оборудования котельной.

Допустимые уровни звукового давления, уровни шума и эквивалентные уровни шума на постоянных рабочих местах должны соответствовать требованиям ГОСТ 12.1.003-83* «ССБТ. Шум. Общие требования безопасности». Санитарными нормами в качестве допустимого уровня звука и эквивалентного уровня звука на постоянных рабочих местах принято 75 дБА как безопасный уровень, характеризующийся нулевым риском потери слуха. Возможное превышение уровня звукового давления может быть компенсировано применением рабочими средств индивидуальной защиты. В трактах всасывания-выхлопа газотурбинного двигателя и в каналах вентиляции турбоблока устанавливаются для шумоглушения пластинчатые глушители шума; воздухопроводы и газоходы проектируются с учётом недопущения превышения газами допустимой скорости. Наружная

ограждающая конструкция здания обеспечивает защиту от распространения производственных шумов вовне.

Уровни вибрации на постоянных рабочих местах должны соответствовать требованиям ГОСТ 12.1.012-2004 «ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования». Режим труда должен устанавливаться при показателе превышения вибрационной нагрузки на оператора не менее 1 дБ (в 1,12 раза), но не более 12 дБ (в 4 раза).

Для уменьшения влияния вибрации, вызываемой работой компрессора, генератора и прочего оборудования, необходимо соблюдать следующие условия:

- фундаменты ГТУ должны быть отделены от конструкций здания (фундаментов стен, перекрытий и т.п.);
- трубопроводы не должны жестко крепиться к конструкциям здания; при необходимости применения жестких креплений должны предусматриваться соответствующие виброизолирующие устройства;
- для гашения пульсаций давления устанавливаются диафрагмы и буферные ёмкости, конструктивные параметры и места установки которых в системе должны определяться газодинамическим расчётом или опытным путём;
- не допускается большое число поворотов при проектировании обвязочных трубопроводов; изменение направления трубопроводов осуществляется с наибольшим возможным радиусом поворота;

- устанавливать пружинные амортизаторы вибрирующих устройств и узлов.

Для ослабления вибраций исключаются резонансные режимы работы, т. е. производится отстройка собственных частот агрегата и его отдельных узлов и деталей от частоты вынуждающей силы. Собственные частоты отдельных конструктивных элементов определяют либо расчётным путём, либо экспериментально на специальных стендах. Также может применяться вибродемпфирование – процесс уменьшения уровня вибрации объекта путём превращения энергии механических колебаний данной колеблющейся системы в тепловую энергию.

Проверка уровней звукового давления и вибрации должна осуществляться не реже одного раза в год, а также при изменениях технологии, заменах оборудования, влияющих на выбор и установление режимов труда, или получении данных об изменении вибрационной нагрузки.

10.4. Защита от опасности повышенных и высоких температур

Температура рабочего тела в газовой турбине, КУ и трубопроводах высокая (в камере сгорания до 1370°C), что приводит к созданию горячих поверхностей, нагреву помещения и опасности контакта людей с горячим теплоносителем. Требования к тепловой изоляции наружной поверхности оборудования и трубопроводов (температура должна быть не выше 45°C), газоходов и воздухопроводов (температура не выше 75°C), расположенных в помещении и на открытом воздухе, соблюдаются в соответствии со СНиП 41-03-2003 «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов».

Воздух рабочей зоны производственных помещений, предприятий должен соответствовать ГОСТ 12.1.005-88 «ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны». Основными вредностями в главном корпусе являются избыточная теплота и избыточная влага. Приток наружного воздуха в котельное отделение предусматривается: в зимний период – приточными установками (с рециркуляцией); в переходный период – приточными установками; в летний период – приточными установками и осевыми вентиляторами. Удаление воздуха осуществляется через дефлекторы, установленные на крыше.

10.5. Защита от опасности по давлению

Паровой котёл, ГТУ, трубопроводы пара и горячей воды, газопроводы являются системами, работающими под высоким давлением.

Безопасность котлов с давлением пара свыше 0,07 МПа и температурой воды более 115°С обеспечивается с соблюдением ПБ 10-574-03 «Правила устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов». Трубопроводы станции проектируются и эксплуатируются в соответствии с ПБ 10-573-03 «Правила устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды». Газопроводы подпадают под действие ПБ 12-529-03 «Правила безопасности систем газораспределения и газопотребления» (категория I-а – газопроводы с давлением свыше 1,2 МПа на территории тепловых электрических станций к газотурбинным и парогазовым установкам).

Каждый элемент котла, внутренний объём которого ограничен запорными органами, должен быть защищён предохранительными устройствами, автоматически предотвращающими повышение давления сверх допустимого путём выпуска рабочей среды в атмосферу или утилизационную систему. В качестве предохранительных устройств допускается применять: рычажно-грузовые предохранительные клапаны прямого действия; пружинные предохранительные клапаны прямого действия; импульсные предохранительные устройства (ИПУ), состоящие из импульсного клапана (ИК) и главного предохранительного клапана (ГПК). На паровых котлах давлением выше 4 МПа (40 кгс/см²) (за исключением котлов паропроизводительностью менее 35 т/ч) должны устанавливаться только ИПУ. Условный проход трубок, соединяющих импульсный клапан с главным предохранительным клапаном ИПУ, должен быть не менее 15 мм. Использование других защитных устройств допускается после согласования с РОСТЕХНАДЗОРОм. На паровом котле должно быть установлено не менее двух предохранительных устройств. Суммарная пропускная способность устанавливаемых на паровом котле предохранительных устройств должна быть не менее номинальной паропроизводительности котла.

Трубопроводы по всей длине должны быть окрашены масляными водостойкими красками в установленные ГОСТ 14202-69 цвета: воздухопровод – синий, маслопровод – коричневый, газопровод – жёлтый с красными кольцами шириной 70 мм с интервалом, равным 5 м. Трубо-

проводы пара и воды допускается окрашивать участками соответственно в красный и зелёный цвета; на них наносятся три жёлтых кольца (перегретый пар любого давления температурой 450 — 660 °С), два кольца (вода и насыщенный пар давлением 8 — 18,4 МПа, температура выше 120 °С) или одно кольцо (давление 0,1 — 1,6 МПа, температура 120 — 250 °С). На трубопроводах выполняются надписи с указанием названия среды, рабочих параметров и направления движения среды.

10.5. Освещение.

Уровень освещенности при проектировании освещения помещений вновь строящихся и реконструируемых зданий и сооружений должен соответствовать СНиП 23-05-95* «Естественное и искусственное освещение». В производственных помещениях освещенность проходов и участков, где работа не производится, должна составлять не более 25% нормируемой освещенности, создаваемой светильниками общего освещения, но не менее 75 лк при разрядных лампах и не менее 30 лк при лампах накаливания. Для помещений, в которых располагается обслуживающий персонал, освещенность от системы общего освещения должна составлять не менее 200 лк при разрядных лампах и 100 лк при лампах накаливания.

Освещение безопасности должно создавать на рабочих поверхностях в производственных помещениях и на территориях предприятий, требующих обслуживания при отключении рабочего освещения, наименьшую освещенность в размере 5% освещенности, нормируемой для рабочего освещения

от общего освещения, но не менее 2 лк внутри зданий и не менее 1 лк для территорий предприятий. При этом создавать наименьшую освещённость внутри зданий более 30 лк при разрядных лампах и более 10 лк при лампах накаливания допускается только при наличии соответствующих обоснований. Эвакуационное освещение должно обеспечивать наименьшую освещённость на полу основных проходов (или на земле) и на ступенях лестниц: в помещениях 0,5 лк, на открытых территориях 0,2 лк. Неравномерность эвакуационного освещения (отношение максимальной освещённости к минимальной) по оси эвакуационных проходов должна быть не более 40:1.

Система нормального освещения котельной сохраняется прежней в составе световых панелей (максимально используется естественное освещение) и подвесных светильников.

10.6. Контроль загазованности помещений и пожарная безопасность

Газотурбинные установки используют в качестве топлива природный газ. В связи с этим есть вероятность утечек и скопления газа в закрытых помещениях, что может привести к пожару, взрыву или отравлению людей. При эксплуатации установок возможно попадание масла на горячие поверхности, в подвальные помещения и на кабельные трассы, что также может стать причиной возгорания.

Энергетические установки работают на высоких температурах, поэтому пожарной и взрывной безопасности следует уделять повышенное внимание

в соответствии с Правилами пожарной безопасности для энергетических предприятий РД 153-34.0-03.301-00.

Для обеспечения безопасной эксплуатации ГТУ устанавливается система автоматического контроля загазованности, предназначенная для непрерывного автоматического контроля содержания топливного углеводородного (природного) газа и угарного газа в воздухе производственного помещения с выдачей световой и звуковой сигнализации и перекрытием подачи газа в предаварийных ситуациях. Кроме того, во всех режимах работы в главном корпусе обеспечен трёхкратный воздухообмен в час. При заполнении газом газопроводы должны продуваться им через сбросные свечи до вытеснения всего воздуха, а при освобождении от газа продуваться воздухом до вытеснения всего газа.

По Правилам техники безопасности при эксплуатации тепломеханического оборудования электростанций и тепловых сетей (РД 34.03.201-97) запрещается при эксплуатации агрегатов попадание масла на горячие поверхности, в подвальные помещения и на кабельные трассы. С этой целью должны быть предусмотрены меры против фонтанирования масла на напорных маслопроводах.

Пусковые устройства газовых турбин должны обеспечивать при непрерывной вентиляции трехкратный воздухообмен вентилируемых объемов до дымовой трубы с обеспечением скорости в самом широком сечении газоздушного тракта не ниже 0,3 м/с.

В котельном отделении сохраняется существующая система пожаротушения. Противопожарное водоснабжение осуществляется из Невы с береговой насосной через систему пожарных трубопроводов; в здании проложена сеть трубопроводов с пожарными кранами (внутренний противопожарный водопровод). Для тушения пожаров энергетического оборудования предусмотрены как автоматические установки водяного и пенного пожаротушения, так и огнетушители, ящики с песком, асбестовые или войлочные покрывала и другие средства.

Автоматические установки (водяного и пенного) пожаротушения должны эксплуатироваться в автоматическом режиме запуска и технически исправном состоянии. Оборудование, входящее в состав установки пожарной защиты (насосы, трубопроводы, запорно-пусковая арматура, оросители, пеногенераторы, пожарные извещатели и т. п.), должно быть в постоянной готовности к работе, не иметь дефектов и по техническим параметрам соответствовать паспортным данным и техническим условиям. Установки пожаротушения должны эксплуатироваться в соответствии с требованиями «Типовой инструкции по эксплуатации автоматических установок водяного пожаротушения», «Инструкции по эксплуатации установок пожаротушения с применением воздушно-механической пены», «Типовой инструкции по эксплуатации автоматических установок пожарной сигнализации на энергетических предприятиях», а также местных инструкций, составленных согласно требованиям ППБ.

10.7. Электробезопасность

Генератор ГТУ создаёт напряжение свыше 1000 В; привода насосов и другие вспомогательные механизмы используют трёхфазное или однофазное питание от РУСН 0,4 кВ или от сети 200 В. Это создаёт опасность поражения персонала электрическим током, которое может произойти вследствие: случайного прикосновения или недопустимого приближения к токоведущим частям (ТВЧ) под напряжением; появления напряжения на металлических корпусах из-за нарушения изоляции сети; появления напряжения на отключённом оборудовании из-за ошибочного включения; появления шагового напряжения при замыкании провода на землю.

Обеспечение электробезопасности регламентируется ПУЭ. С целью такого предпринимаются следующие меры:

- устройство защитного заземления согласно СНиП 3.05.06-85 и ПУЭ для защиты людей от поражения электрическим током при возможном повреждении изоляции;
- недоступность ТВЧ для случайного прикосновения;
- применение изоляции, её прёмосдаточные испытания, текущий контроль;
- усиление требований к электропроводкам;
- применение предупреждающих сигнализации, надписей и плакатов;
- использование индивидуальных средств защиты и приспособлений;
- усиление требований к квалификации персонала электромонтажных организаций (по ГОСТ Р 50571 1-93, п. 4.1.1).

10.8. Влияние вредных выбросов на окружающую среду

Энергетические установки, работающие на углеводородном топливе, в том числе ГТУ, выбрасывают в атмосферу значительное количество уходящих газов, которые могут служить источником вредности. Выхлопные газы ГТ-65 при работе на природном газе содержат по объёму порядка 3% углекислого газа CO_2 и 7% водяного пара H_2O – нетоксичных газов, оказывающих влияние на экологию (выброс на основном режиме соответственно 35,9 кг/ч и 31,3 кг/ч). Кроме того, в уходящих газах ГТУ могут встречаться такие вредные (токсичные) вещества, как оксиды азота N_xO_y , монооксид углерода CO , оксиды серы SO_x , соединения свинца, сажа, углеводороды (в том числе канцерогенный бензапирен $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$). При сжигании природного (неочищенного) газа в выбросах содержатся оксиды азота в довольно большом количестве, но меньше, чем при сжигании жидкого топлива. Высокие концентрации CO и C_nH_m характерны для ГТУ, работающих на пониженных режимах (при пуске, холостом ходе), а содержание NO_x существенно возрастает при работе вблизи номинального режима. С ростом температуры перед турбиной выброс NO_x возрастает, а CO уменьшается.

Согласно СанПиН 2.1.6.1032-01, основой регулирования качества атмосферного воздуха населенных мест являются гигиенические нормативы – предельно допустимые концентрации (ПДК) атмосферных загрязнений (химических и биологических веществ), соблюдение которых

обеспечивает отсутствие прямого или косвенного влияния на здоровье населения и условия его проживания. Предотвращение появления запахов, раздражающего действия и рефлекторных реакций у населения, а также острого влияния атмосферных загрязнений на здоровье в период кратковременных подъемов концентраций обеспечивается соблюдением максимальных разовых ПДК (ПДК_{мр}); предотвращение неблагоприятного влияния на здоровье населения при длительном поступлении атмосферных загрязнений в организм обеспечивается соблюдением среднесуточных ПДК (ПДК_{сс}).

ПДК основных вредностей установлены ГН 2.1.6.1338-03 (табл. 12). При совокупном действии вредностей концентрация приводится к одному, наиболее значимому веществу (в случае ГТУ это оксиды азота), и полученная сумма в приземном слое (2 м) должна быть меньше ПДК данного вещества. С целью обеспечения этого для каждого стационарного источника загрязнения атмосферного воздуха устанавливается норматив предельно допустимого выброса (ПДВ) вредного вещества с учетом технических нормативов выбросов и фоновое загрязнение атмосферного воздуха.

В камере сгорания ГТУ реализован принцип сжигания «бедной» гомогенной газовой смеси с низкой эмиссией N_xO_y и CO. Содержание оксидов азота в отработавших газах ГТУ с нагрузками 50 – 100% номинальной не превышает 50 мг/нм³. Проектом станции определена санитарно-защитная зона, где запрещается размещение объектов для проживания людей.

Таблица 12. ПДК вредных веществ

| Вещество | Класс опасности | ПДК _{мр} , мг/м ³ | ПДК _{сс} , мг/м ³ |
|-------------------------|-----------------|---------------------------------------|---------------------------------------|
| NO ₂ | 2 | 0,085 | 0,04 |
| CO | 4 | 5,0 | 3,0 |
| Сажа (углерод) | 3 | 0,15 | 0,05 |
| SO ₂ | 3 | 0,5 | 0,05 |
| Бенз(а)пирен | 1 | – | 0,1 (мкг/100м ³) |
| HNO ₃ | 2 | 0,4 | 0,15 |
| Свинец и его соединения | 1 | 0,001 | 0,0003 |

10.9. Перечень нормативных документов

ГОСТ 12.1.003-83*. ССБТ. Шум. Общие требования безопасности

ГОСТ 12.1.005-88. ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны

ГОСТ 12.1.012-2004. ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования

ГОСТ 14202-69 Трубопроводы промышленных предприятий.

Опознавательная окраска, предупреждающие знаки и маркировочные щитки.

ГОСТ Р 50571 1-93. Электроустановки зданий. Основные положения

ГН 2.1.6.1338-03. Предельно допустимые концентрации (ПДК) загрязняющих веществ в атмосферном воздухе населенных мест

Правила устройства электроустановок (ПУЭ)

ПБ 10-573-03. Правила устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды

ПБ 10-574-03. Правила устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов

ПБ 12-529-03. Правила безопасности систем газораспределения и газопотребления

РД 34.03.201-97. Правила техники безопасности при эксплуатации тепломеханического оборудования электростанций и тепловых сетей

РД 153-34.0-03.301-00. Правила пожарной безопасности для энергетических предприятий

СанПиН 2.1.6.1032-01. Гигиенические требования к обеспечению качества атмосферного воздуха населенных мест

СНиП 23-05-95*. Естественное и искусственное освещение

СНиП 41-03-2003. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов

Выводы

Предложенный вариант реконструкции Василеостровской ТЭЦ-7 позволяет повысить мощность станции до 210,5 МВт против современной 135 МВт и ожидаемой после вывода старого оборудования 50 МВт; при этом обеспечивается надёжное и эффективное снабжение теплом потребителей. Однако из-за высоких капитальных затрат и перспективной высокой стоимости топлива срок окупаемости проекта достаточно большой (12 лет), что может вызвать негативную реакцию инвесторов.

Список использованной литературы

1. Загорученко В. А., Журавлев А. М. Теплофизические свойства газообразного и жидкого метана. – М., 1969.
2. Качан А. Д. Режимы работы и эксплуатации тепловых электрических станций. – Мн., 1978.
3. Обоснование инвестиций строительства нового энергетического источника на севере Васильевского острова, реконструкция Василеостровской ТЭЦ-7 и развитие энергетического хозяйства на существующих и вновь создаваемых территориях в западной части Васильевского острова. – СПб., 2007.
4. Постановление от 3 июля 2007 г. № 734 «О Генеральной схеме электроснабжения Санкт-Петербурга на период до 2015 года с учетом перспективы до 2025 года».
5. Постановление от 25 декабря 2007 г. № 1661 «О Генеральной схеме теплоснабжения Санкт-Петербурга на период до 2015 года с учетом перспективы до 2025 года».
6. Ривкин С. Л. Термодинамические свойства газов: Справочник. – М., 1987.
7. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции: Учебник для вузов / Под ред. В.Я.Гиршфельда. – М., 1987.
8. Сценарные условия развития электроэнергетики Российской Федерации на период до 2030 года. М., 2009.

9. Тепловые и атомные электростанции: Рабочая программа, задание на контрольную работу, методические указания к выполнению контрольной работы и практических занятий, задание на курсовой проект, методические указания к выполнению курсового проекта. — СПб.: СЗТУ. 2004.
10. Типовая энергетическая характеристика турбоагрегата ПТ-60-90/13 (ВПТ-50-2) ЛМЗ. – М., 1979.
11. Турбокомпрессоры: Учеб. пособие / Ю. Б. Галеркин, Л. И. Козаченко. – СПб., 2008.
12. Шляхин П. Н., Бершадский М. Л. Краткий справочник по паротурбинным установкам. – М.-Л., 1961.