

Содержание

Справ. №	Перв. примен.

Инв. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подпись и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

Перв. примен.	
Справ. №	
Подпись и дата	
Ине. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подпись и дата	
Ине. № подл.	

РЕФЕРАТ

Дипломный проект 99 страниц, 11 рисунков, 21 таблица, 20 источников, 1 приложение, 6 листов графического раздела,

ПАРОГАЗОВАЯ УСТАНОВКА, ЭНЕРГОБЛОК, ТЕПЛОВАЯ СХЕМА, КОТЕЛ-УТИЛИЗАТОР, ПАРОВАЯ ТУРБИНА, СХЕМА АВТОМАТИКИ И КИПА.

Объектом исследования является парогазовый энергоблок.

Цель работы – проект парогазового энергоблока.

В процессе работы выполнен расчет тепловой схемы на номинальный режим, проектирование котла-утилизатора, технико-экономические расчеты.

В результате выполнения работы показаны преимущества парогазового энергоблока на базе высокотемпературной газотурбинной установки М701F4, проект позволяет повысить КПД энергоблока в сравнении с традиционными паросиловыми установками.

Технико-экономические расчеты показали быструю окупаемость проекта и низкую себестоимость электроэнергии.

Пояснительная записка выполнена в текстовом редакторе Microsoft Office Word 2007, чертежи в графических редакторах Компас и Автокад.

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Ине. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Ине. № подл.

Введение

Актуальность дипломного проекта обосновывается целями и приоритетами энергетической стратегии России на период 2030 года с учетом энергетической стратегии России на период до 2035 года разработанной во исполнение поручения Президента Российской Федерации от 6 июля 2013 г. № Пр-1471 о корректировке Энергетической стратегии России на период до 2030 года.

В электроэнергетической и теплоэнергетической отраслях накоплен немалый груз проблем среди которых:

- дефицит генерирующих и сетевых мощностей в ряде регионов страны;
- удовлетворение потребностей экономики и населения страны в электрической энергии (мощности) по доступным конкурентоспособным ценам, обеспечивающим окупаемость инвестиций в электроэнергетику;
- снижение надежности электроснабжения, обусловленное высоким износом основных производственных фондов и отсутствием необходимых инвестиций для их масштабного и своевременного обновления;
- длительное технологическое отставание в создании и освоении современных парогазовых, экологически чистых угольных и электросетевых технологий;
- низкая энергетическая и экономическая эффективность отрасли (низкий коэффициент полезного действия большинства тепловых электростанций, высокие потери в электрических сетях, неоптимальная загрузка генерирующих мощностей в Единой энергетической системе России, в том числе наличие "запертых" мощностей);

В целях решения вышеуказанных проблем предлагается обновление основных фондов отрасли за счет вывода из эксплуатации экономически неэффективного, физически и морально устаревшего энергетического оборудования с введением необходимого объема новых мощностей, преимущественно

Перв. примен.

Справ. №

нетепловых электростанций с ростом их установленной мощности. Заменой газомазутных и угольных паросиловых энергоблоков ТЭС на парогазовые с высоким коэффициентом полезного действия 53-55 процентов. Создание инвестиционной привлекательности и конкурентной способности в электроэнергетической и теплоэнергетической отраслях.

Подпись и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Изм Лист № докум. Подпись Дата

Лист

1 Обоснование проектирования

Парогазовая установка (ПГУ) утилизационного типа с котлом – утилизатором – наиболее перспективная и широко распространенная в энергетике, отличающаяся простотой и высокой эффективностью производства электрической энергии. Выхлопные газы газотурбинной установки (ГТУ) поступают в теплообменник противоточного типа – котел-утилизатор (КУ), в котором за счет их тепловой энергии генерируется перегретый пар, направляемый в паровую турбину. Дополнительное топливо при этом в КУ не сжигается. Эти ПГУ – единственные в мире энергетические установки, которые при работе в конденсационном режиме отпускают потребителям электроэнергию с КПД 55-60% ,а также обуславливают ряд преимуществ над паротурбинными блоками:

- Снижение капитальных удельных затрат;
- Сокращение сроков монтажа оборудования и сроков ввода мощностей ПГУ;

- Сокращение продолжительности пусков оборудования ПГУ;
- Уменьшение вредных выбросов в окружающую среду;
- Сокращение численности эксплуатационного персонала.

В рамках дипломного проекта поставлена задача: разработать такой парогазовый энергоблок, который будет иметь более короткий срок окупаемости, обладать повышенным ресурсом и большим коэффициентом полезного действия.

Целью дипломного проекта является определение показателей конденсационного парогазового энергоблока на базе высокотемпературной газотурбинной установки. Главными задачами при проектировании являются:

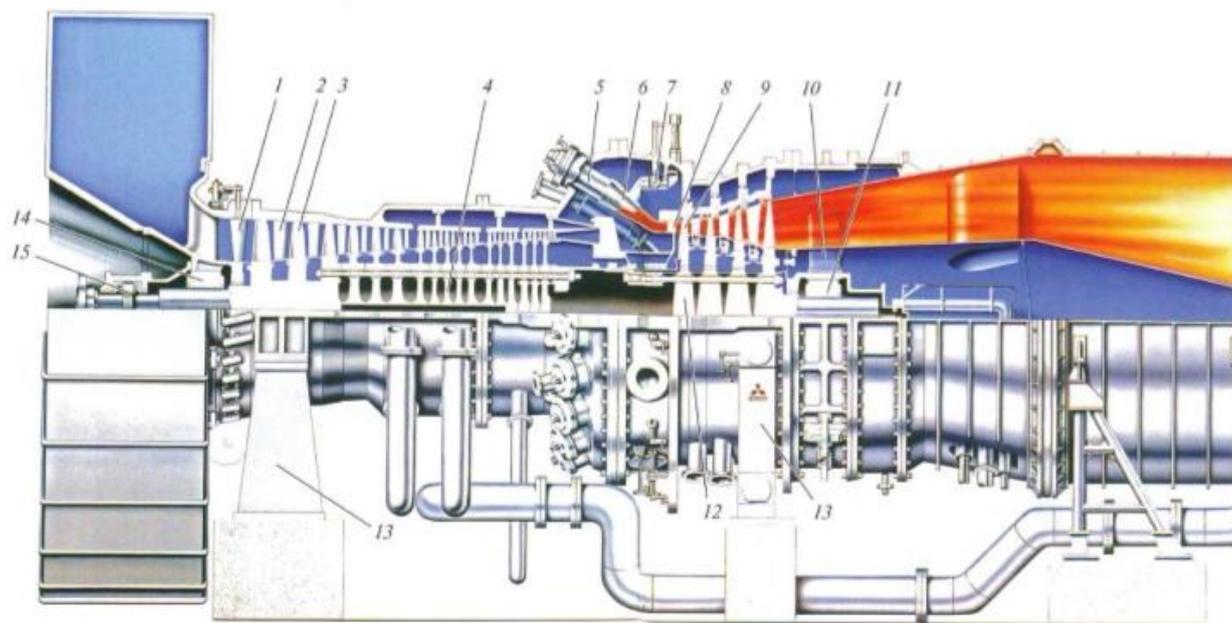
1. Выбор основного и вспомогательного оборудования,
2. Оценка конструктивных особенностей оборудования,
3. Определение тепловой экономичности энергоблока,
4. Определение технико-экономических показателей энергоблока.

Трехконтурные парогазовые установки обеспечивают максимальную утилизацию теплоты выхлопных газов высокотемпературных ГТУ и, как правило, используются совместно с промежуточным перегревом в КУ. Промежуточный перегрев пара, как и в традиционных паросиловых установках, используется в первую очередь для снижения влажности в конце паровой турбины. Это позволяет увеличить давление свежего пара контура высокого давления и экономичность парогазовой установки.

1.1 Описание ГТУ и ее технические характеристики¹

В качестве основного оборудования выбрана газотурбинная установка (ГТУ) M701F4 поставки «Mitsubishi Heavy Industries» (МНН) комплектно с генератором с водородным охлаждением поставки «Mitsubishi Electric Corporation».

На рисунке 1.1.1 представлен продольный разрез, а на рисунке 1.1.2 общий вид ГТД.



¹ Каталог энергетического оборудования, том 1 – «каталог газотурбинного оборудования» изд.2010г.
Каталог энергетического оборудования «Турбины и дизели» изд.2009г.

Рисунок 1.1.1 - Газотурбинный двигатель ГТУ М701F4 (рисунок из проспекта фирмы МНП)

1 – ВНА; 2, 3 – направляющая и рабочая лопатки компрессора; 4 – диск ротора компрессора; 5 – пламенная труба камеры сгорания; 6 – переходной патрубков; 7 – байпасный клапан; 8, 9 – сопловая и рабочая лопатки первой ступени турбины; 10 – тангенциальные стойки выходного патрубка; 11, 14 – опорные подшипники; 12 – диск ротора турбины; 13 – опоры ГТД; 15 – упорный подшипник.

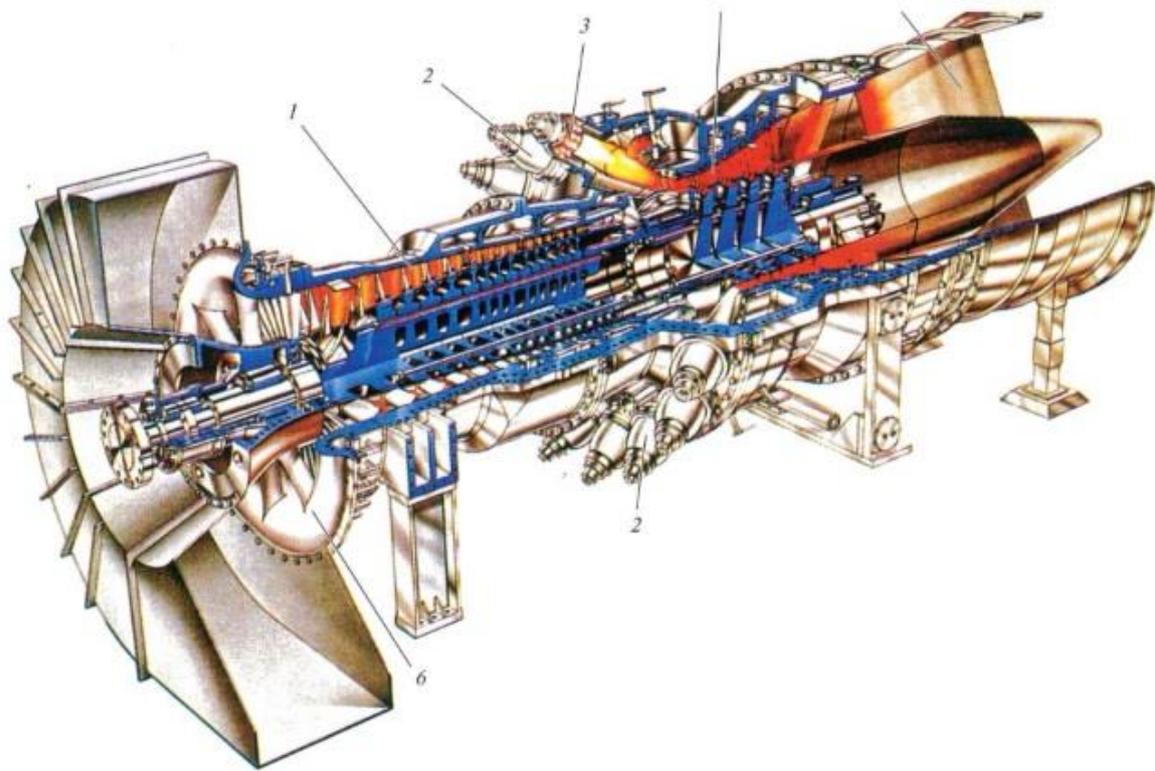


Рисунок 1.1.2 - Общий вид ГТД М701F4 (рисунок из проспекта фирмы МНП)
1, 4 – проточные части компрессора и турбины; 2 – горелочные устройства; 3 – пламенная труба камеры сгорания; 5 – выходной патрубок; 6 – входной патрубок.

ГТУ состоит из 17-ступенчатого высокопроизводительного осевого компрессора с регулируемым входным направляющим аппаратом (ВНА), трубчато-кольцевой камеры сгорания с 20 жаровыми трубами, расположен-

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

ными по окружности вокруг газовой турбины и 4-ступенчатой реактивной турбины. Рабочие лопатки третьей и четвертой ступени имеют бандаж. Газовая турбина непосредственно соединяется с турбогенератором со стороны компрессора (холодный привод). Конструкция двигателя имеет следующие особенности: одновальная конструкция с двумя подшипниками, привод турбогенератора с холодного конца, осевое течение выхлопных газов с минимальными потерями, корпус с горизонтальным разъемом, удобный доступ к горячей части агрегата, не требующий вскрытия корпуса. Кроме того, конструкция предусматривает удобную замену всех узлов проточной части газогенератора без съема ротора, просторные пэкиджи для размещения турбинного и дополнительного оборудования и систему управления DIASYS NETMATION на базе микропроцессора с использованием высокоэффективной технологии системного управления.

Высокая температура выхлопных газов двигателя делает целесообразным применение ГТУ в электростанциях когенерационного цикла (ГТУ-ТЭЦ), комбинированного цикла (ПГУ) с КПД более 49% и комбинированного когенерационного цикла (ПГУ-ТЭЦ). Модульность, надежность высокий ресурс компонентов и простота технического обслуживания обеспечивают большой межремонтный ресурс и низкие эксплуатационные затраты.

Таблица 1.1.1 - Технические характеристики ГТУ

Наименование параметра	значение
Тип запуска	генераторный
Система смазки	Единая для ГТД и турбогенератора
Применяемые масла	Масло ISO VG-32 или его аналог
Емкость маслобака, м ³	26
Время выхода на режим холостого хода, мин.	20
Время выхода на номинальный режим, мин.	15 (с момента синхронизации)
Потребляемая мощность собственных нужд, кВт	200
Назначенный ресурс, ч	200 000

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
-----	------	----------	---------	------

Лист

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Время между проверками, ч	12 000 эквивалентных часов работы
Масса без котла-утилизатора, т	480

Таблица 1.1.2 - технические характеристики ГТД

Наименование параметра	Значение
Базовый двигатель	M701F4
Схема двигателя: -количество валов -количество ступеней	Одновальная 17КВД+4ТВД
Электрическая мощность на клеммах генератора, МВт	312,1
КПД электрический эффективный (ISO), %	39,3
Температура выхлопных газов, °С	592
Расход выхлопных газов при t н.в. +15, кг/с	703
Степень повышения давления в компрессоре	18
Частота вращения турбины, об/мин	3000
Расход газа при 100%-й нагрузке, кг/ч	55523
Давление топливного газа, МПа	2,9-3,4
Масса, т	340
Габариты (LxVxH), м	17,4x5,8x5,8

Турбогенератор ГТУ типа ТВВ-320-2ЕКУЗ водородно-водяного охлаждения с бесщеточной системой возбуждения. Охлаждение обмотки статора генератора – непосредственное дистиллированной водой, обмотки ротора – непосредственное водородом. Охлаждение сердечника статора и заполнение корпуса генератора – водородом.

Турбогенератор расположен со стороны компрессора ГТД (холодный привод). Смазка подшипников принудительная. Масло подается под избыточным давлением из внешнего напорного маслопровода.

Лист

Таблица 1.1.3 - Технические характеристики турбогенератора

Наименование параметра	Значение
Номинальная активная мощность, МВт	320
Полная мощность, МВА	376
Коэффициент мощности,	0,85
Частота вращения ротора, об/мин	3000
Напряжение статора, кВ	20
КПД, %	98,75
Масса, т	217,6

1.2 Выбор схемы паровой части ПГУ и ее параметров

Парогазовый цикл реализуется объединением цикла газотурбинной установки в высокотемпературной части и цикла паротурбинной установки в низкотемпературной части.

На рисунке 1.2.1 показана расчетная схема трехконтурной ПГУ² с промежуточным перегревом пара, для рационального использования высокотемпературных выхлопных газов современной ГТУ, на примере которой будет выполнен расчет.

Конденсат в котел подается по линии VII конденсатными электронасосами КЭН. Подогретый горячим конденсатом рециркуляции до температуры $t_{к}^{ГПК}$, он поступает в ГПК и из него (линия X) в деаэратор. Подогретый насыщенным паром из барабана НД (линия IX) до состояния насыщения насыщения в деаэраторе конденсат становится питательной одой котла-утилизатора. посредством ПЭН НД часть ее направляется (линия VI) в барабан НД, в котором за счет тепловой энергии, воспринимаемой в испарителе от газов, она превращается в сухой насыщенный пар и после перегрева в ППНД по линии IV поступает в камеру смешения ЦСД. Остальная часть питательной воды ПЭН ВД/СД по линии VIII подается в экономайзер ВД/СД, после которого разделяется на два потока. Один поток идет в барабан СД (БСД), в котором

² Трухний А.Д. «Парогазовые установки электростанций» учебное пособие для вузов/ А.Д. Трухний. – М.:Издательский дом МЭИ, 2013г. раздел 4.7

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

генерируется пар СД, поступающий после частичного перегрева в пароперегреватель среднего давления (ППСД) на смешение с паром, идущим из ЦВД. Второй поток (линия V) продолжает свое движение и поступает к ПЭН ВД, далее по линии III в экономайзер ВД, а из него в барабан ВД (БВД).

В выходной части котла (по ходу движения рабочего тела) установлены два пароперегревателя: основной, состоящий из теплообменных поверхностей ПП-1 и ПП-2, и промежуточный, состоящий из теплообменных поверхностей ППП-1 и ППП-2. Поверхность ППП-1 помещается «в рассечку» основного пароперегревателя, но выходные поверхности обоих пароперегревателей (ПП-2 и ППП-2) находятся в зоне одинаковых входных температур газов, поступающих из ГТУ, чем и обеспечиваются равные температуры свежего пара $t_0^{ВД}$ и пара после промперегрева $t_0^{СД}$.

Рассматриваемая ПГУ проектируется на основе современной высокотемпературной ГТУ М701F4 с температурой выхлопных газов 592°С. Поэтому параметры пара, поступающего в паровую турбину обычно выбирают близкими к параметрам свежего пара и пара промперегрева традиционных паросиловых установок докритического давления:

$$t_0^{ВД} \text{ и } t_0^{СД} = 530 \div 570^\circ\text{C},$$

$$p_0^{ВД} = 10 \div 13 \text{ МПа},$$

$$p_0^{СД} = 2,5 \div 3,5 \text{ МПа},$$

$$p_0^{НД} = 0,4 \div 0,6 \text{ МПа}$$

Лист

Изм Лист № докум. Подпись Дата

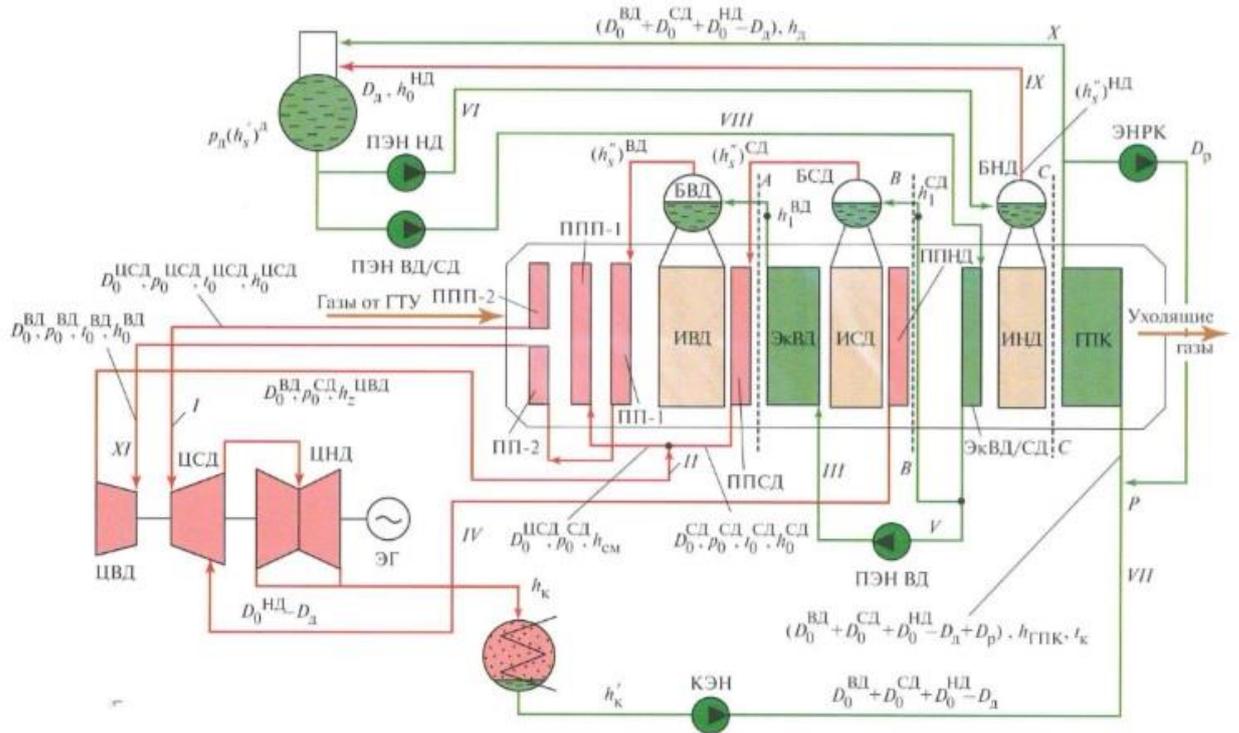


Рисунок 1.2.1 - Расчетная схема трехконтурной ПГУ с промежуточным перегревом пара

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

2. Постановка задачи расчета тепловой схемы. Выбор расчетной температуры наружного воздуха

На листе 1 графической части дипломного проекта представлена раз-вернутая тепловая схема (РТС) энергоблока трехконтурной ПГУ с котлом – утилизатором и паровой турбиной. РТС включает в себя ГТУ мощностью 312,1 МВт, котел – утилизатор трех давлений с промежуточным перегревом, паровую турбину К-139-12,9.

Котел-утилизатор – горизонтальный с вертикальным расположением поверхностей нагрева и подвеской к собственному каркасу; трехконтурный с промежуточным перегревом, барабанного типа с естественной циркуляцией среды в испарительных контурах. Все поверхности нагрева КУ выполнены из труб с наружным спирально – ленточным оребрением. Регулирование температуры перегретого пара ВД и СД осуществляется впрыскивающими паро-охлаждителями расположенными между поверхностями нагрева ПП-1 – ПП-2 и ППП-1 – ППП-2 соответственно. Регулирование температуры пара НД не осуществляется. Для КУ принята схема с отдельным питанием контуров ВД, СД и НД. Газовый подогреватель конденсата работает на недеаэрированной воде. В тепловой схеме КУ использована рециркуляция части нагретого в ГПК конденсата, для поддержания его температуры на входе в котел на уровне 60°C.

Паровая турбина К-139-12,9 трехцилиндровая конденсационная с двухпоточным цилиндром низкого давления, предназначена для привода электрического генератора переменного тока. Цилиндр высокого давления имеет два корпуса: внутренний и наружный. Проточная часть ЦВД имеет один отсек. Пар на выходе из ЦВД смешивается с паром СД и отправляется на промежуточный перегрев. После промежуточного перегрева пар отправляется в ЦСД. Проточная часть ЦСД разделена на два отсека, где пар расширяется сначала в первом отсеке и поступает в камеру смешения. После камеры смешения

Перв. примен.

Справ. №

Таблица 2.1.1 - Исходные данные

Наименование параметра	Значение
Давление в контуре ВД, МПа	12,9
Температура пара $t_0^{ВД}$ и $t_0^{СД}$, °С	570
Давление в контуре СД, МПа	3
Давление в контуре НД, МПа	0,5
Давление в конденсаторе, кПа	5
Температура наружного воздуха, °С	15
КПД генератора	0,98
КПД генератора механический	0,99
Теплоемкость газов, кДж/(кг*К)	1,1

Для того чтобы несколько упростить расчеты примем, что газы, протекающие через КУ, имеют теплоемкость $c_{рг} = 1,1$ кДж/(кг*К), не зависящую от температуры. Из этих же соображений будем пренебрегать гидравлическими сопротивлениями пароперегревателей котла и пароводяных трактов с запорной и регулирующей арматурой, т.е. считать, что давление в барабанах котла не отличаются от давлений пара перед цилиндрами паровой турбины. Будем также пренебрегать зависимостью энтальпии воды от давления.

Для расчета значениями остальных величин будем задаваться в процессе расчета:

Температура конденсата в ГПК $t_k^{ГПК} = 60^\circ\text{C}$

Недогрев воды в БВД $\Delta t_0^{ВД} = 5^\circ\text{C}$

Недогрев воды в БСД $\Delta t_0^{СД} = 5^\circ\text{C}$

Подпись и дата

Име. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Име. № подл.

Недогрев воды в БНД $\Delta t_6^{\text{НД}} = 10^\circ\text{C}$

По известным давлениям в контурах генерации пара определим температуры насыщения в барабанах:

$$t_s^{\text{ВД}} = 330,3^\circ\text{C}; \quad t_s^{\text{СД}} = 233,9^\circ\text{C}; \quad t_s^{\text{НД}} = 151,8^\circ\text{C};$$

Температура питательной воды на входе в барабаны высокого давления (ВД), среднего давления (СД) и низкого давления (НД):

$$t_1^{\text{ВД}} = t_s^{\text{ВД}} - \Delta t_6^{\text{ВД}} \quad (1)$$

$$t_1^{\text{СД}} = t_s^{\text{СД}} - \Delta t_6^{\text{СД}} \quad (2)$$

$$t_1^{\text{НД}} = t_s^{\text{НД}} - \Delta t_6^{\text{НД}} \quad (3)$$

$$t_1^{\text{ВД}} = 325,3^\circ\text{C}; \quad t_1^{\text{СД}} = 228,9^\circ\text{C}; \quad t_1^{\text{НД}} = 141,8^\circ\text{C};$$

Энтальпии питательной воды на входе в барабаны ВД, НД и СД:

$$h_1^{\text{ВД}} = c_v \cdot t_1^{\text{ВД}} \quad (4)$$

$$h_1^{\text{СД}} = c_v \cdot t_1^{\text{СД}} \quad (5)$$

$$h_1^{\text{НД}} = c_v \cdot t_1^{\text{НД}} \quad (6)$$

Где c_v – теплоемкость воды, кДж/(кг*К);

$$h_1^{\text{ВД}} = 4,19 \cdot 325,3 = 1363 \text{ кДж/кг};$$

$$h_1^{\text{СД}} = 4,19 \cdot 228,9 = 959 \text{ кДж/кг};$$

$$h_1^{\text{НД}} = 4,19 \cdot 141,8 = 594 \text{ кДж/кг};$$

Энтальпии насыщенного пара в барабанах будут составлять (по p_0):

$$h_s^{\text{ВД}} = 2665 \text{ кДж/кг}; \quad h_s^{\text{СД}} = 2803 \text{ кДж/кг}; \quad h_s^{\text{НД}} = 2748 \text{ кДж/кг};$$

Питательная вода в барабан НД подается ПЭН НД из Д, и, следовательно в соответствии с предположением об отсутствии нагрева питательной воды в насосах энтальпия насыщенной воды в деаэраторе $h_1^{\text{НД}} = h_1'^{\text{НД}} = 594$ кДж/кг. Этой энтальпии соответствуют параметры насыщения $t_s^{\text{Д}} = h_1^{\text{НД}} / c_v = 141,8^\circ\text{C}$ и $p_{\text{Д}} = 0,28 \text{ МПа}$.

Температура конденсата поступающего в деаэратор:

$$t_{\text{к}}^{\text{Д}} = t_{\text{с}}^{\text{Д}} - \Delta t_{\text{д}} \quad (7)$$

Где $\Delta t_{\text{д}} = 10,8^{\circ}\text{C}$ недогрев конденсата на выходе из ГПК до состояния насыщения в деаэраторе

$$t_{\text{к}}^{\text{Д}} = 141,8 - 10,8 = 131^{\circ}\text{C}$$

Энтальпия конденсата поступающего в деаэратор:

$$h_{\text{к}}^{\text{Д}} = c_{\text{в}} \cdot t_{\text{к}}^{\text{Д}} \quad (8)$$

$$h_{\text{к}}^{\text{Д}} = 4,19 \cdot 131 = 549 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпию конденсата в конденсаторе определим по давлению $p_{\text{к}}$

$$h'_{\text{к}} = 138 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия конденсата на входе в ГПК определим по температуре $t_{\text{к}}^{\text{ГПК}}$

$$h_{\text{к}}^{\text{ГПК}} = 251 \text{ кДж/кг.}$$

Примем температурный напор на выходе из пароперегревателя ВД (ПП-2) $\delta t_{\text{с}}^{\text{ВД}} = 22^{\circ}\text{C}$, тогда пар ВД будет иметь следующие параметры:

$$t_0^{\text{ВД}} = \theta_{\text{д}} - \delta t_0^{\text{ВД}} \quad (9)$$

Где $\theta_{\text{д}}$ - температура газов на выходе из ГТУ,

Тогда параметры пара высокого давления будут иметь следующие характеристики:

$$t_0^{\text{ВД}} = 570^{\circ}\text{C}; \quad p_0^{\text{ВД}} = 12,9 \text{ МПа}; \quad h_0^{\text{ВД}} = 3524 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия газов на входе в котел-утилизатор:

$$I_{\text{д}} = c_{\text{пр}} \cdot \theta_{\text{д}} \quad (10)$$

Где $c_{\text{пр}}$ – теплоемкость газов,

$$I_{\text{д}} = 1,1 \cdot 592 = 651 \text{ кДж/кг.}$$

Температура газов в пинч-точке контура ВД:

$$\theta_{\text{с}}^{\text{ВД}} = t_{\text{с}}^{\text{ВД}} + \delta t_{\text{с}}^{\text{ВД}} \quad (11)$$

Где $\delta t_{\text{с}}^{\text{ВД}} = 9,7^{\circ}\text{C}$ - температурный напор в пинч-точке контура ВД,

$$\theta_s^{ВД} = 330,3 + 9,7 = 340^\circ\text{C}$$

Энтальпия газов в пинч-точке контура ВД:

$$I_s^{ВД} = c_{\text{пр}} \cdot \theta_s^{ВД} \quad (12)$$

$$I_s^{ВД} = 1,1 \cdot 340 = 374 \text{ кДж/кг.}$$

Примем температуру пара на выходе из ППСД $t_0^{СД} = 310^\circ\text{C}$, которая меньше температуры $\theta_s^{ВД} = 340^\circ\text{C}$ в пинч-точке контура ВД.

Энтальпию пара на выходе из ППСД определим по $p_0^{СД}$ и $t_0^{СД}$;

$$h_0^{СД} = 3615 \text{ кДж/кг.}$$

По условию температура пара, поступающего в ЦСД из промежуточного пароперегревателя ППП-2 равна $t_0^{ВД} = 570^\circ\text{C}$, тогда параметры пара среднего давления:

$$t_0^{ЦСД} = 570^\circ\text{C}; \quad p_0^{СД} = 3 \text{ МПа}; \quad h_0^{ЦСД} = 3615 \text{ кДж/кг.}$$

Для определения энтальпии пара за ЦВД рассчитаем процесс расширения пара в нем, зная параметры на входе и давление на выходе. Расход пара через ЦВД в первом приближении примем $D_0^{ВД} = 66 \text{ кг/с}$.

Относительный внутренний коэффициент полезного действия отсека ЦВД:

$$\eta_{oi}^{ЦВД} = \left(0,92 - \frac{0,2}{D_0^{ВД} \cdot v_{\text{ср}}}\right) \left(1 + \frac{\Delta H_0^{ЦВД} - 700}{20000}\right) k_{\text{вл}} \quad (13)$$

Где $k_{\text{вл}}$ – коэффициент учитывающий возможную работу части или всего отсека в области влажного пара $k_{\text{вл}} = 1$;

$\Delta H_0^{ЦВД}$ – располагаемый теплоперепад ЦВД;

$v_{\text{ср}}$ – средний удельный объем пара;

$$v_{\text{ср}} = (v_0 \cdot v_z)^{0,5} \quad (14)$$

Где v_0 – удельный объем пара на входе в ЦВД;

v_z – удельный объем пара на выходе из ЦВД.

Рассчитав изоэнтروпийный процесс расширения пара в ЦВД определим параметры пара в конце процесса:

$$v_0 = 0,028 \text{ м}^3 / \text{кг}; \quad v_z = 0,088 \text{ м}^3 / \text{кг}; \quad S^{\text{ЦВД}} = 6,68 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$h_{\text{кт}}^{\text{ЦВД}} = 3074 \text{ кДж}/\text{кг};$$

Располагаемый теплоперепад ЦВД:

$$\Delta H_0^{\text{ЦВД}} = h_0^{\text{ВД}} - h_{\text{кт}}^{\text{ЦВД}} \quad (15)$$

$$\Delta H_0^{\text{ЦВД}} = 3524 - 3074 = 451 \text{ кДж}/\text{кг};$$

Средний удельный объем пара ЦВД

$$v_{\text{cp}} = (0,028 \cdot 0,088)^{0,5} = 0,049 \text{ м}^3 / \text{кг};$$

Относительный внутренний коэффициент полезного действия отсека ЦВД:

$$\eta_{\text{oi}}^{\text{ЦВД}} = \left(0,92 - \frac{0,2}{66 \cdot 0,049}\right) \left(1 + \frac{451 - 700}{20000}\right) = 0,848;$$

Использованный теплоперепад ЦВД:

$$\Delta H_i^{\text{ЦВД}} = \Delta H_0^{\text{ЦВД}} \cdot \eta_{\text{oi}} \quad (16)$$

$$\Delta H_i^{\text{ЦВД}} = 451 \cdot 0,85 = 382 \text{ кДж}/\text{кг};$$

Энтальпия пара за ЦВД:

$$h_{\text{k}}^{\text{ЦВД}} = h_0^{\text{ВД}} - \Delta H_i^{\text{ЦВД}} \quad (17)$$

$$h_{\text{k}}^{\text{ЦВД}} = 3524 - 382 = 3142 \text{ кДж}/\text{кг};$$

Для того чтобы определить расходы пара, составим уравнения тепловых балансов для каждого контура.

Первое уравнение теплового баланса по контуру ВД:

Второе уравнение теплового баланса по контуру СД:

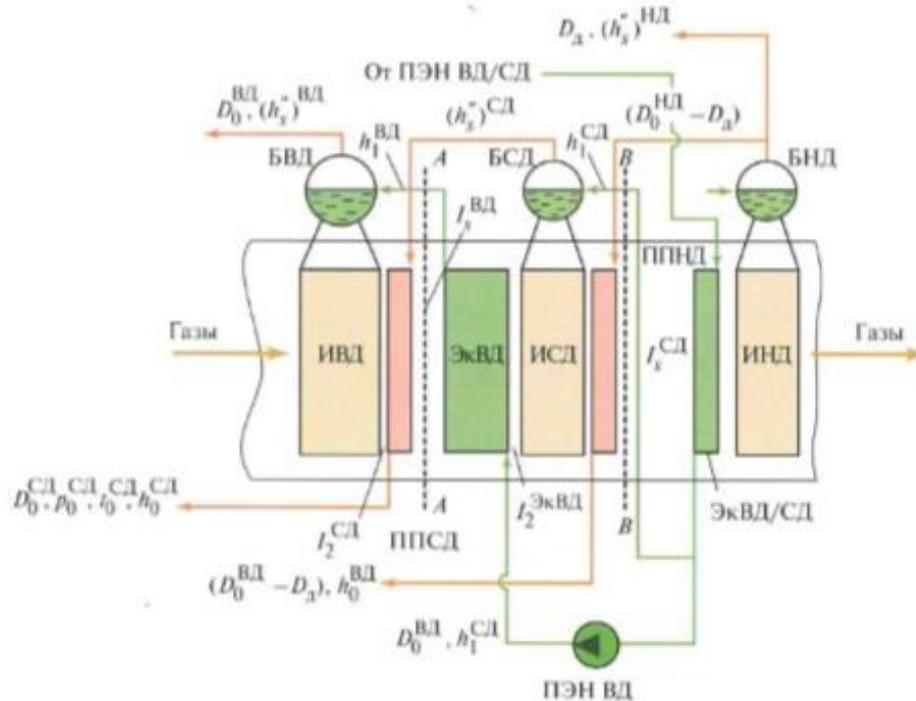


Рисунок 2.1.2 - Контур СД трехконтурной ПГУ

$$G_r(I_s^{\text{ВД}} - I_s^{\text{СД}}) = D_0^{\text{СД}}(h_s^{\text{ВД}} - h_1^{\text{СД}}) + D_0^{\text{ВД}}(h_1^{\text{ВД}} - h_1^{\text{СД}}) + (D_0^{\text{НД}} - D_d)(h_0^{\text{НД}} - h_s^{\text{НД}}) \quad (21)$$

$$D_0^{\text{ВД}} + 4,5D_0^{\text{СД}} + 0,4D_0^{\text{НД}} - 0,4D_d = 183,8$$

Температура газов в пинч-точке контура НД:

$$\theta_s^{\text{НД}} = t_s^{\text{НД}} + \delta t_s^{\text{НД}} \quad (22)$$

Где $\delta t_s^{\text{НД}} = 10,2^\circ\text{C}$ - температурный напор в пинч-точке контура НД,

$$\theta_s^{\text{НД}} = 151,8 + 10,2 = 162^\circ\text{C};$$

Энтальпия газов в пинч-точке контура НД:

$$I_s^{\text{НД}} = c_{\text{пр}} \cdot \theta_s^{\text{НД}} \quad (23)$$

$$I_s^{\text{НД}} = 1,1 \cdot 162 = 178,2 \text{ кДж/кг.}$$

Третье уравнение теплового баланса по контуру НД:

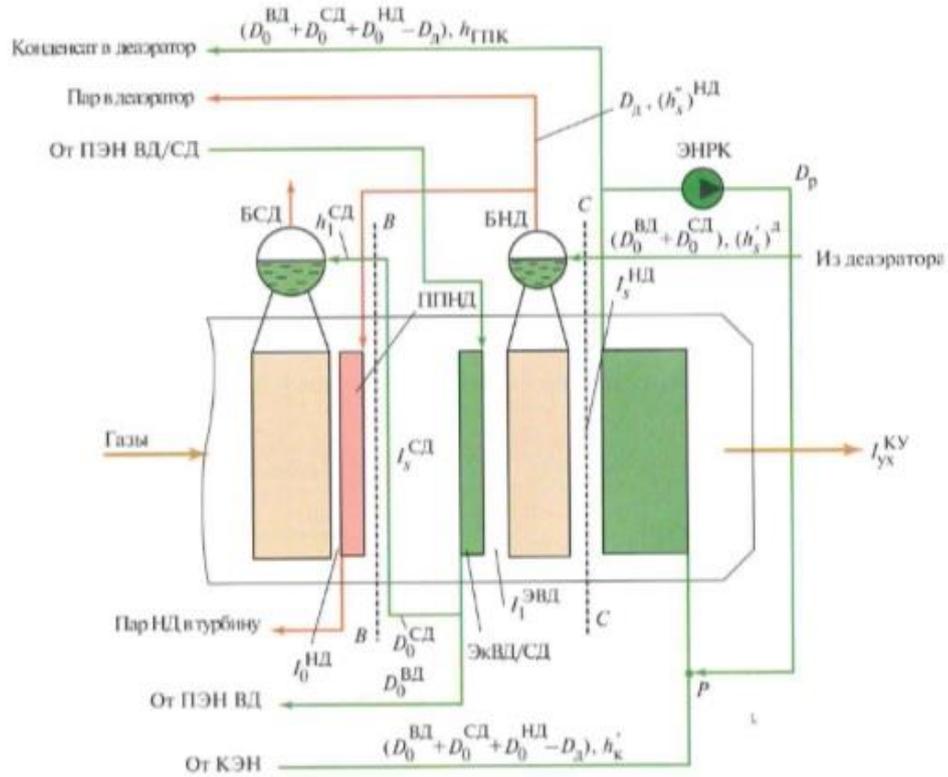


Рисунок 2.1.3 - Контур НД и ГПК трехконтурной ПГУ

$$G_r (I_s^{CD} - I_s^{HD}) = (D_0^{ВД} + D_0^{СД})(h_1^{CD} - h_s^{HD}) + D_0^{HD}(h_s^{HD} - h_1^{HD}) \quad (24)$$

$$D_0^{ВД} + D_0^{СД} + 5,9D_0^{HD} = 173,7;$$

Четвертое уравнение теплового баланса для деаэратора:

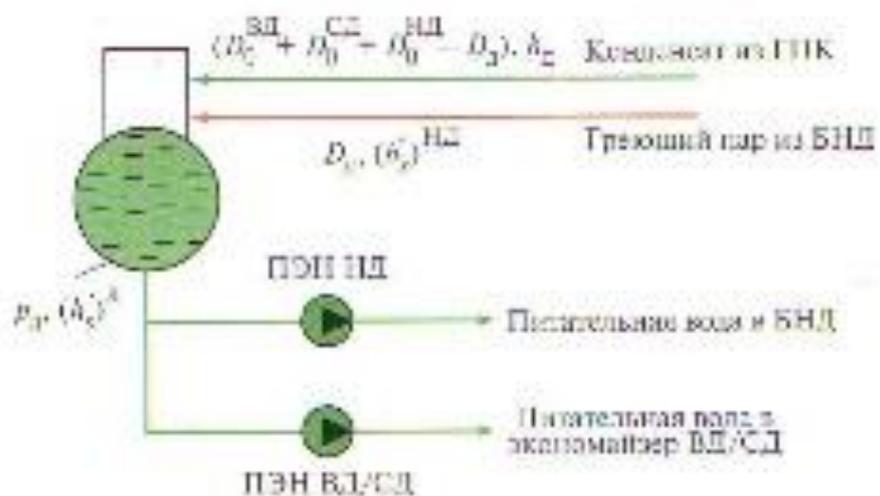


Рисунок 2.1.4 - К составлению теплового баланса для деаэратора

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
-----	------	----------	---------	------

$$D_d (h_s^{\text{НД}} - h_k^{\text{Д}}) = (D_0^{\text{ВД}} + D_0^{\text{СД}} + D_0^{\text{НД}})(h_s^{\text{Д}} - h_k^{\text{Д}}) \quad (25)$$

$$D_d = 0,02(D_0^{\text{ВД}} + D_0^{\text{СД}} + D_0^{\text{НД}})$$

Уравнения тепловых балансов образуют систему четырех уравнений с четырьмя неизвестными. Решив ее, получим:

$$D_0^{\text{ВД}} = 66,4 \text{ кг / с}; \quad D_0^{\text{СД}} = 24,8 \text{ кг / с}; \quad D_0^{\text{НД}} = 14 \text{ кг / с}; \quad D_d = 2,2 \text{ кг / с};$$

Ранее при определении внутреннего относительного КПД ЦВД был принят расход пара ВД $D_0^{\text{ВД}} = 66 \text{ кг / с}$, полученное значение составляет $D_0^{\text{ВД}} = 66,4 \text{ кг / с}$ невязка расходов менее 2%. Поэтому перерасчет КПД ЦВД на полученное значение не требуется.

Расход пара в конденсатор:

$$D_k = D_0^{\text{ВД}} + D_0^{\text{ВД}} + D_0^{\text{ВД}} - D_d \quad (26)$$

$$D_k = 66,4 + 24,8 + 14 - 2,2 = 102,9 \text{ кг / с}.$$

2.2 Определение тепловых мощностей отдельных поверхностей нагрева и температуры газов между ними

При определении тепловых мощностей поверхностей нагрева необходимо учитывать, что тепловая энергия передается от горячих газов к воде и пару, поэтому в любой точке КУ температура газов всегда выше, чем температура воды или пара. Вместе с тем, чем меньше температурный напор в каждой точке, тем большая часть теплоты выхлопных газов ГТУ передается в паросиловой контур.

Тепловая мощность испарителя ВД:

$$Q_{\text{ИВД}} = D_0^{\text{ВД}} (h_s^{\text{ВД}} - h_1^{\text{ВД}}) \quad (27)$$

$$Q_{\text{ИВД}} = 66,4(2665 - 1363) = 86,4 \cdot 10^3 \text{ кВт};$$

Энтальпия газов перед испарителем ВД:

Подпись и дата

Име. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Име. № подл.

$$I_h = I_s^{ВД} + Q_{ИВД} / G_r \quad (28)$$

$$I_h = 374 + 86,4 / 703 = 496,9 \text{ кДж / кг ;}$$

Температура газов перед испарителем ВД:

$$\theta_h = I_h / c_{pg} \quad (29)$$

$$\theta_h = 496,9 / 1,1 = 451,7 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия пара, полученного в результате смешения пара, поступающего из ЦВД, и пара, генерируемого контуром СД, на входе в ППП-1:

$$h_{см} = (D_0^{СД} h_0^{СД} + D_0^{ВД} h_k^{ЦВД}) / D_0^{ПСД} \quad (30)$$

Где $D_0^{ПСД}$ - расход пара через ЦСД,

$$D_0^{ПСД} = D_0^{ВД} + D_0^{СД} \quad (31)$$

$$h_{см} = (224,8 \cdot 3019 + 66,4 \cdot 3142) / 66,4 + 24,8 = 3109 \text{ кДж/кг.}$$

Температуру пара в точке смешения на входе в ППП-1 определим по $p_0^{СД}$ и $h_{см}$ и будет равна $t_{см} = 346,9^\circ\text{C}$

Распределим нагрев рабочего пара в пароперегревателях: для основного пароперегревателя ВД – в ПП-1 и ПП-2, а для промежуточного пароперегревателя – в ППП-1 и ППП-2. Предположим, что 75% тепловой мощности подводится в «холодных» секциях пароперегревателей, тогда:

Энтальпия пара между секциями ПП-1 и ПП-2:

$$h_g = h_s^{ВД} + 0,75(h_0^{ВД} - h_s^{ВД}) \quad (32)$$

$$h_g = 2665 + 0,75(3524 - 2665) = 3309, \text{ кДж/кг;}$$

Энтальпия пара между секциями ППП-1 и ППП-2:

$$h_f = h_{см} + 0,75(h_0^{ПСД} - h_{см}) \quad (33)$$

$$h_g = 3109 + 0,75(3615 - 3109) = 3488 \text{ кДж/кг;}$$

А соответствующие температуры пара между секциями будут равны соответственно (по $p_0^{ВД}$ и h_g и по $p_0^{СД}$ и h_f):

$$t_g = 489^\circ\text{C}; \quad t_f = 514^\circ\text{C.}$$

Тепловые мощности секций пароперегревателей ВД и СД составляют:

$$Q_{\text{мн-1}} = D_0^{\text{ВД}} (h_g - h_s^{\text{ВД}}) \quad (34)$$

$$Q_{\text{мн-2}} = D_0^{\text{ВД}} (h_0^{\text{ВД}} - h_g) \quad (35)$$

$$Q_{\text{мнн-1}} = D_0^{\text{СД}} (h_f - h_{\text{см}}) \quad (36)$$

$$Q_{\text{мнн-1}} = D_0^{\text{СД}} (h_0^{\text{СД}} - h_f) \quad (37)$$

$$Q_{\text{мн-1}} = 66,4(3309 - 2665) = 42,8 \cdot 10^3 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{мн-2}} = 66,4(3524 - 3309) = 14,3 \cdot 10^3 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{мнн-1}} = 91,1(3488 - 3109) = 34,6 \cdot 10^3 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{мнн-1}} = 91,1(3615 - 3488) = 11,5 \cdot 10^3 \text{ кВт};$$

Энтальпия газов за ППП-1:

$$I_g = I_h + Q_{\text{мн-1}} / G_r \quad (38)$$

$$I_g = 496,9 + 42800 / 703 = 557,7 \text{ кДж/кг};$$

Энтальпия газов перед ППП-1:

$$I_f = I_d - (Q_{\text{мн-2}} + Q_{\text{мнн-2}}) / G_r \quad (39)$$

$$I_f = 651,2 - (14300 + 11500) / 703 = 614,5 \text{ кДж/кг};$$

Температура газов за ППП-1:

$$\theta_g = I_g / c_{\text{пр}} \quad (40)$$

$$\theta_g = 557,7 / 1,1 = 507 \text{ }^\circ\text{C};$$

Температура газов перед ППП-1:

$$\theta_f = I_f / c_{\text{пр}} \quad (41)$$

$$\theta_f = 614,5 / 1,1 = 558,7 \text{ }^\circ\text{C};$$

Соответствующие температурные напоры в этих точках (за и перед ППП-1) составят соответственно:

$$\delta t_g = \theta_g - t_g \quad (42)$$

$$\delta t_f = \theta_f - t_f \quad (43)$$

$$\delta t_g = 507 - 489 = 18^\circ\text{C};$$

$$\delta t_f = 558,7 - 514 = 44,7^\circ\text{C};$$

Полученные температурные напоры положительны и умеренны, и поэтому принятое распределение пароперегревателей на секции можно считать окончательным.

Тепловая мощность пароперегревателя СД:

$$Q_{\text{ппсд}} = D_0^{\text{СД}} (h_0^{\text{СД}} - h_s^{\text{СД}}) \quad (44)$$

$$Q_{\text{ппсд}} = 24,8(3615 - 2803) = 5,4 \cdot 10^3 \text{ кВт};$$

Энтальпия газов перед ППСД:

$$I_0^{\text{СД}} = I_s^{\text{ВД}} + Q_{\text{ппсд}} / G_{\text{Г}} \quad (45)$$

$$I_0^{\text{СД}} = 374 + 5400 / 703 = 381,6 \text{ кДж/кг};$$

Температура газов перед ППСД:

$$\theta_0^{\text{СД}} = I_0^{\text{СД}} / c_{\text{рг}} \quad (46)$$

$$\theta_0^{\text{СД}} = 381,6 / 1,1 = 346,9^\circ\text{C};$$

Тепловая мощность экономайзера ВД:

$$Q_{\text{экВД}} = D_0^{\text{ВД}} (h_1^{\text{ВД}} - h_1^{\text{СД}}) \quad (47)$$

$$Q_{\text{экВД}} = 66,4(1363 - 959) = 26,8 \cdot 10^3 \text{ кВт};$$

Тепловая мощность испарителя СД:

$$Q_{\text{исд}} = D_0^{\text{СД}} (h_s^{\text{СД}} - h_1^{\text{СД}}) \quad (48)$$

$$Q_{\text{исд}} = 24,8(2803 - 959) = 45,7 \cdot 10^3 \text{ кВт};$$

Энтальпия газов между экономайзерами ВД и испарителем СД:

$$I_2^{\text{экВД}} = I_s^{\text{ВД}} - Q_{\text{экВД}} / G_{\text{Г}} \quad (49)$$

$$I_2^{\text{экВД}} = 374 - 26800 / 703 = 335,9 \text{ кДж/кг};$$

Температура газов между экономайзерами ВД и испарителем СД:

$$\theta_2^{\text{экВД}} = I_2^{\text{экВД}} / c_{\text{рг}} \quad (50)$$

Перв. примен.
Справ. №

$$\theta_0^{CD} = 335,9 / 1,1 = 305,3^{\circ}\text{C};$$

Тепловая мощность пароперегревателя НД:

$$Q_{\text{ППНД}} = (D_0^{\text{НД}} - D_{\text{д}})(h_0^{\text{НД}} - h_s^{\text{НД}}) \quad (51)$$

$$Q_{\text{ППНД}} = (14 - 2,2)(2898 - 2748) = 1,8 \cdot 10^3 \text{ кВт};$$

Энтальпия газов перед пароперегревателем НД:

$$I_0^{\text{НД}} = I_s^{\text{НД}} - Q_{\text{ППНД}} / G_{\text{г}} \quad (52)$$

$$I_0^{\text{НД}} = 268,4 - 1800 / 703 = 271 \text{ кДж/кг};$$

Температура газов перед пароперегревателем НД:

$$\theta_0^{\text{НД}} = I_0^{\text{НД}} / c_{\text{пр}} \quad (53)$$

$$\theta_0^{\text{НД}} = 271 / 1,1 = 246,3^{\circ}\text{C};$$

Тепловая мощность экономайзера ВД/СД:

$$Q_{\text{ЭКВД/СД}} = (D_0^{\text{ВД}} + D_0^{\text{СД}})(h_1^{\text{СД}} - h_s^{\text{ВД}}) \quad (54)$$

$$Q_{\text{ЭКВД/СД}} = (66,4 + 24,8)(959 - 594) = 33,3 \cdot 10^3 \text{ кВт}$$

Тепловая мощность испарителя НД:

$$Q_{\text{ИНД}} = D_0^{\text{НД}}(h_s^{\text{НД}} - h_1^{\text{НД}}) \quad (55)$$

$$Q_{\text{ИНД}} = 14(2748 - 594) = 30,1 \cdot 10^3 \text{ кВт};$$

Энтальпия газов между поверхностями ЭКВД/СД и ИНД:

$$I_0^{\text{ЭВД}} = I_s^{\text{НД}} + Q_{\text{ИНД}} / G_{\text{г}} \quad (56)$$

$$I_0^{\text{ЭВД}} = 178,2 + 30000 / 703 = 221,1 \text{ кДж/кг};$$

Температура газов между поверхностями ЭКВД/СД и ИНД:

$$\theta_1^{\text{ЭВД}} = I_0^{\text{ЭВД}} / c_{\text{пр}} \quad (57)$$

$$\theta_1^{\text{ЭВД}} = 221,1 / 1,1 = 201^{\circ}\text{C};$$

Расход конденсата рециркуляции:

$$D_{\text{р}} = D_{\text{к}}(h_{\text{к}}^{\text{ГПК}} - h_{\text{к}}') / (h_{\text{к}}^{\text{Д}} - h_{\text{к}}^{\text{ГПК}}) \quad (58)$$

Име. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Име. № дубл.	Подпись и дата
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

$$D_p = 102,9(251 - 138) / (549 - 251) = 39,2 \text{ кг/с};$$

Тепловая мощность ГПК:

$$Q_{\text{ГПК}} = (D_k + D_p)(h_k^{\text{Д}} - h_k^{\text{ГПК}}) \quad (59)$$

$$Q_{\text{ГПК}} = (39,2 + 102,9)(549 - 251) = 42,3 \cdot 10^3 \text{ кВт};$$

Энтальпия уходящих газов котла – утилизатора:

$$I_{\text{yx}}^{\text{КУ}} = I_s^{\text{HD}} - Q_{\text{ГПК}} / G_r \quad (60)$$

$$I_{\text{yx}}^{\text{КУ}} = 178,2 - 42300 / 703 = 117,9 \text{ кДж/кг};$$

Температура уходящих газов котла – утилизатора:

$$\theta_{\text{yx}}^{\text{КУ}} = I_{\text{yx}}^{\text{КУ}} / c_{\text{пр}} \quad (61)$$

$$\theta_{\text{yx}}^{\text{КУ}} = 117,9 / 1,1 = 107,3^{\circ}\text{C};$$

В результате произведенных расчетов построим тепловую диаграмму котла – утилизатора трехконтурной ПГУ с промежуточным перегревом (рисунок 2.7), представляющую собой зависимость температур греющих газов ГТУ и нагреваемых воды или пара от тепловой мощности газов ГТУ, передаваемой газами рабочему телу.

Подпись и дата

Име. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Име. № подл.

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист
-----	------	----------	---------	------	------

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

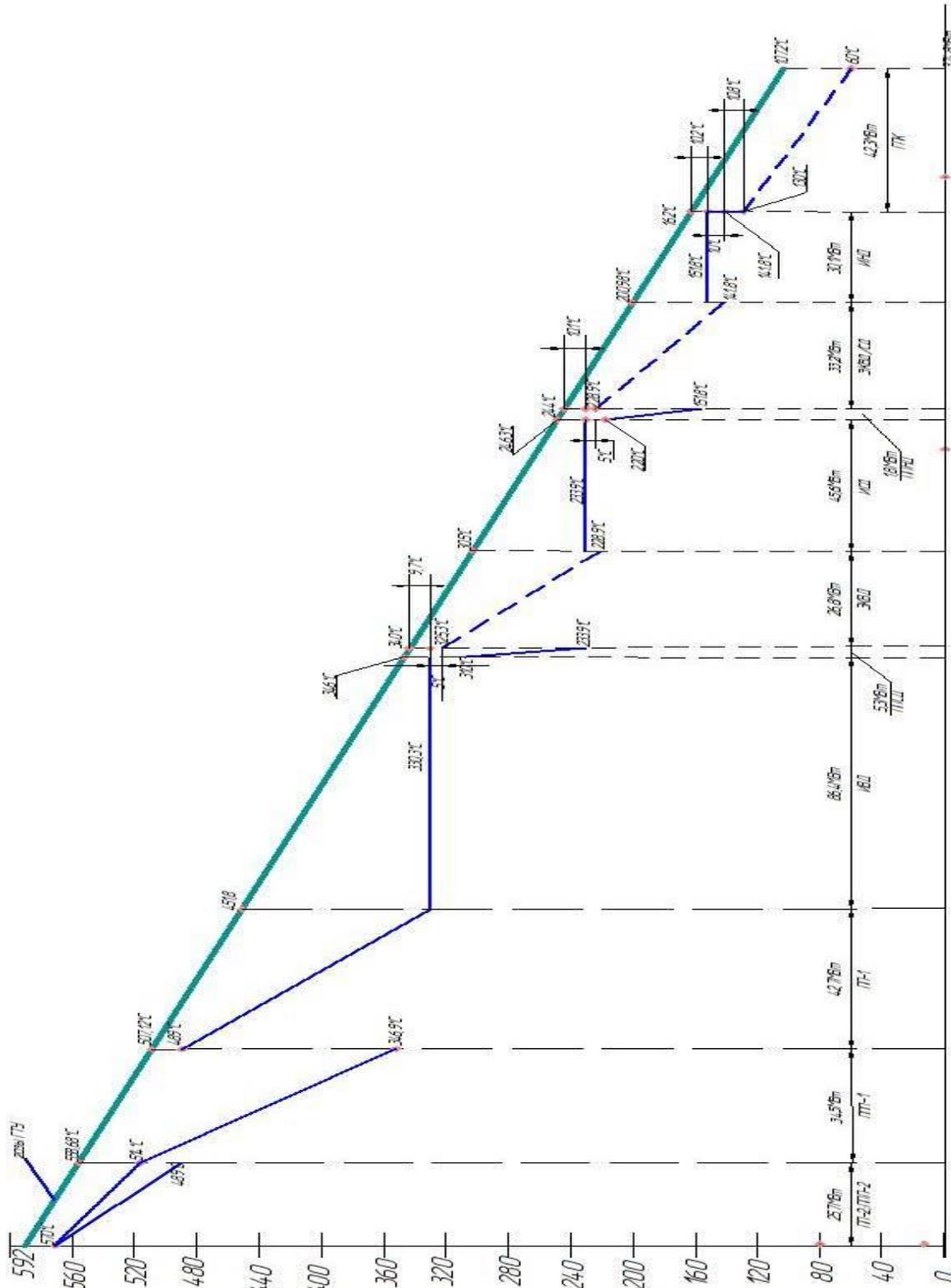


Рисунок 2.2.1 - Тепловая диаграмма котла-утилизатора

Результаты основных параметров рабочего тела и газов ГТУ сведен в таблицу 2.5

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Име. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Име. № подл.

Таблица 2.5 - Параметры КУ

Наименование параметра	Ед. изм.	Значение
Пар ВД		
Расход пара	кг/с	66,4
Давление пара	МПа	12,9
Температура пара на выходе из КУ	°С	570
Пар промперегрева СД³		
Давление пара	МПа	3
Температура пара на входе	°С	346,9
Расход пара	кг/с	91,1
Температура пара на выходе	°С	570
Пар НД		
Давление пара	МПа	0,5
Расход пара ⁴	кг/с	14
Температура пара на выходе из КУ	°С	220
Параметры газа		
Температура на входе в КУ	°С	592
Температура на входе в дымовую трубу	°С	107,3
Температура наружного воздуха	°С	+15
Питательная вода		
Температура конденсата на входе в КУ	°С	60
Расход конденсата	кг/с	102,9
Расход рециркуляции	кг/с	39,2
Температура ПВ на входе в КУ	°С	141,8

Конечно, эти значения были бы меньше, если бы при расчетах учитывались гидравлические сопротивления пароперегревателей, паропроводов и установленной на них арматуры.

³ Параметры пара указаны после смешения контура ВД и СД

⁴ Расход пара указан с учетом расхода отбора в Д

Лист

3 Расчет котла – утилизатора

3.1 Конструкторский расчет котла – утилизатора⁵

Котел – утилизатор горизонтальной компоновки состоит из отдельных секций, объединяемых в пакеты. В одном ряду по ходу газов устанавливают от трех до шести секций, соединенных между собой по потоку рабочего тела с помощью коллекторов и перемычек. Эти соединения расположены в специальных отделениях вне потока газов в нижней и верхней частях КУ. Число пакетов секций по ходу газов определим в результате конструкторского расчета котла в зависимости от рассчитываемой поверхности нагрева.

Крупнейшим производителем котлов - утилизаторов и оребренных труб для поверхностей нагрева является ОАО «Подольский машиностроительный завод». Завод производит типовые секции для горизонтальных КУ. Типовая секция имеет шахматное расположение труб единого сортамента (сталь 20, кроме пароперегревателя ВД, для которого использована сталь 12Х1МФ). Типовая секция, используемая во всех поверхностях котла, состоит из двух рядов оребренных труб с шахматным расположением, объединенных коллекторами диаметром 168мм, толщиной 15мм. Секция образована 66 трубами, которые радиально введены в коллекторы с использованием гйба на угол 15° радиусом 130мм. Ширина типовой секции 2340мм (по осям труб), а высота 11800мм (по осям коллекторов).

Параметры оребрения труб:

- Диаметр труб $d = 32 \times 4$ мм;
- Шаг ребра $b_{реб} = 5$ мм;
- Высота ребра $h_{реб} = 13$ мм;

⁵ Конструкторский расчет КУ произведен в соответствии с методикой, изложенной в Цанев С.В. «Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций» учебное пособие для вузов/ С.В. Цанев, В.Д. Бу-ров, А.Н. Ремезов; под ред. С.В. Цанева. – 2-е изд., стереот. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006. – 584с.

- Толщина ребра $\delta_{реб} = 1$ мм;
- Поперечный шаг труб $s_1 = 72$ мм;
- Продольный шаг труб $s_2 = 85$ мм;
- Длина оребренной части трубы $l_{мп} = 11,5$ м;

Примем в одном ряду по ходу газов четыре секции $m_{сек} = 4$.

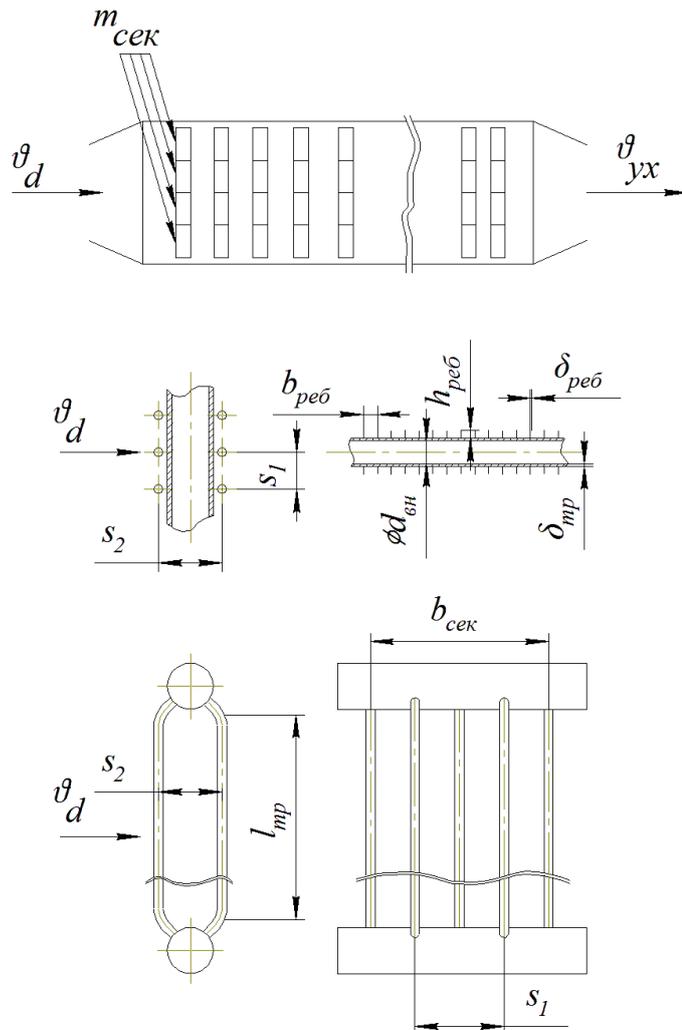


Рисунок 3.1.1 - Конструктивные параметры секции КУ горизонтальной компоновки

Площадь поверхности гладкой трубы:

$$F_{г.тр.} = \pi \cdot d_n \cdot l_{тр} \quad (62)$$

где, $\pi = 3,14$

d_n - наружный диаметр трубы, м:

$$d_n = d_{вн} + 2 \cdot \delta_{ст} \quad (63)$$

$$d_n = 0,032 + 2 \cdot 0,004 = 0,04 \text{ м};$$

$$F_{зл.тр.} = 3,14 \cdot 0,04 \cdot 11,5 = 1,4 \text{ м}^2$$

Площадь боковой поверхности ребра:

$$F_{реб} = \frac{\pi}{2} \cdot \left[(d_n + 2 \cdot h_{реб})^2 - d_n^2 \right] \quad (64)$$

$$F_{реб} = \frac{3,14}{2} \cdot \left[(0,04 + 2 \cdot 0,013)^2 - 0,04^2 \right] = 0,0043 \text{ м}^2;$$

Площадь внутренней торцевой поверхности ребра:

$$F_{вн.реб} = \pi \cdot d_n \cdot \delta_{реб} \quad (65)$$

$$F_{вн.реб} = 3,14 \cdot 0,04 \cdot 0,001 = 0,00013 \text{ м}^2;$$

Площадь наружной торцевой поверхности ребра:

$$F_{н.реб} = \pi \cdot (d_n + 2 \cdot h_{реб}) \cdot \delta_{реб} \quad (66)$$

$$F_{н.реб} = 3,14 \cdot (0,04 + 2 \cdot 0,013) \cdot 0,001 = 0,00021 \text{ м}^2;$$

Площадь поверхности теплообмена оребренной трубы:

$$F_{тр} = F_{зл.тр.} + (F_{реб} + F_{н.реб} - F_{вн.реб}) \cdot \frac{l_{мп}}{b_{реб}} \quad (67)$$

$$F_{тр} = 1,4 + (0,0043 + 0,00021 - 0,00013) \cdot \frac{11,5}{0,005} = 11,6 \text{ м}^2;$$

Площадь поверхности теплообмена одной секции:

$$F_{сек} = F_{тр} \cdot n_{тр} \quad (68)$$

$$F_{сек} = 11,6 \cdot 66 = 764,6 \text{ м}^2;$$

Среднелогарифмический температурный напор для *i*-й поверхности нагрева, при противотоке:

$$\Delta t_{ср,i}^{лог} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \left(\frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'} \right)} \quad (70)$$

Где t_1' и t_1'' - температуры горячего теплоносителя (газов) на входе и выходе соответственно, для i -й поверхности нагрева;

t_2' и t_2'' - температуры холодного теплоносителя (пара) на входе и выходе соответственно, для i -й поверхности нагрева;

Площадь для i -й поверхности нагрева:

$$F_i = \frac{Q_i}{k_i \cdot \Delta t_{cp,i}^{лог}} \quad (71)$$

Где Q_i – тепловая мощность i -й поверхности нагрева,

K_i – средний коэффициент теплопередачи i -й поверхности нагрева [6, табл.8.10]

Количество рядов секций в i -й поверхности нагрева КУ по ходу газов:

$$z_i = F_i / (m_{сек} \cdot F_{сек}) \quad (72)$$

На основе данной методики конструкторского расчета КУ произведены вычисления, результаты которого сведены в таблицу 4.1.1. По полученным геометрическим размерам поверхностей нагрева был выполнен продольный разрез котла – утилизатора, который представлен на втором листе графической части.

Таблица 4.1.1 - Результаты конструкторского расчета КУ

Наименование параметра	ед. изм.	Значение
ПП-2		
Тепловая мощность поверхности нагрева	МВт	14,3
Общее число стандартных секций	шт.	16
Число секций по ходу газов	шт.	4
Число параллельно включенных труб	шт.	1056
Площадь поверхности теплообмена	м ²	10325
Среднелогарифмический температурный напор	°С	41,3
ППП-2		
Тепловая мощность поверхности нагрева	МВт	11,5
Общее число стандартных секций	шт.	16
Число секций по ходу газов	шт.	4
Число параллельно включенных труб	шт.	1056
Площадь поверхности теплообмена	м ²	10790
Среднелогарифмический температурный напор	°С	32

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Ине. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Ине. № подл.

Продолжение таблицы 4.1.1

ППП-1		
Тепловая мощность поверхности нагрева	МВт	34,5
Общее число стандартных секций	шт.	16
Число секций по ходу газов	шт.	4
Число параллельно включенных труб	шт.	1056
Площадь поверхности теплообмена	м ²	11450
Среднеарифметический температурный напор	°С	90
ПП-1		
Тепловая мощность поверхности нагрева	МВт	42,7
Общее число стандартных секций	шт.	32
Число секций по ходу газов	шт.	8
Число параллельно включенных труб	шт.	2112
Площадь поверхности теплообмена	м ²	23572
Среднеарифметический температурный напор	°С	54,3
ИВД		
Тепловая мощность поверхности нагрева	МВт	86,4
Общее число стандартных секций	шт.	48
Число секций по ходу газов	шт.	12
Число параллельно включенных труб	шт.	3168
Площадь поверхности теплообмена	м ²	35281
Среднеарифметический температурный напор	°С	57
ПШД		
Тепловая мощность поверхности нагрева	МВт	5,3
Общее число стандартных секций	шт.	4
Число секций по ходу газов	шт.	1
Число параллельно включенных труб	шт.	264
Площадь поверхности теплообмена	м ²	2471
Среднеарифметический температурный напор	°С	64,9
ЭКВД		
Тепловая мощность поверхности нагрева	МВт	26,8
Общее число стандартных секций	шт.	24
Число секций по ходу газов	шт.	6
Число параллельно включенных труб	шт.	1584
Площадь поверхности теплообмена	м ²	18689
Среднеарифметический температурный напор	°С	37,3
ИСД		
Тепловая мощность поверхности нагрева	МВт	45,6
Общее число стандартных секций	шт.	52
Число секций по ходу газов	шт.	13
Число параллельно включенных труб	шт.	3432
Площадь поверхности теплообмена	м ²	38605

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
-----	------	----------	---------	------

Лист

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Ине. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Ине. № подл.

Продолжение таблицы 4.1.1.

Среднеарифметический температурный напор	°С	38,1
ППНД		
Тепловая мощность поверхности нагрева	МВт	1,8
Общее число стандартных секций	шт.	4
Число секций по ходу газов	шт.	1
Число параллельно включенных труб	шт.	264
Площадь поверхности теплообмена	м ²	1850
Среднеарифметический температурный напор	°С	52,5
ЭКВД/СД		
Тепловая мощность поверхности нагрева	МВт	33,2
Общее число стандартных секций	шт.	36
Число секций по ходу газов	шт.	9
Число параллельно включенных труб	шт.	2376
Площадь поверхности теплообмена	м ²	26831
Среднеарифметический температурный напор	°С	32,3
ИНД		
Тепловая мощность поверхности нагрева	МВт	30,1
Общее число стандартных секций	шт.	40
Число секций по ходу газов	шт.	10
Число параллельно включенных труб	шт.	2640
Площадь поверхности теплообмена	м ²	29872
Среднеарифметический температурный напор	°С	32,6
ГПК		
Тепловая мощность поверхности нагрева	МВт	42,3
Общее число стандартных секций	шт.	40
Число секций по ходу газов	шт.	10
Число параллельно включенных труб	шт.	2640
Площадь поверхности теплообмена	м ²	31563
Среднеарифметический температурный напор	°С	38,5

В результате конструкторского расчета горизонтального котла-утилизатора была определена компоновка поверхностей нагрева из стандартных секций ОАО «Подольский машиностроительный завод». По всей ширине газохода в одном ряду установлено четыре секции. Общее количество рядов секций по ходу газов составляет восемьдесят два ряда. Схема присоединения выполнена с нижним и верхним коллектором.

3.2 Аэродинамический расчет котла – утилизатора

Утилизация части теплоты уходящих газов ГТУ в тепловых схемах ПГУ связана с некоторым повышением сопротивления выходного тракта и ростом давления газов за ГТ, что приводит к небольшому снижению электрической нагрузки, а соответственно и КПД, и к незначительному увеличению температуры газов за ГТУ. Это влияние можно оценить с помощью зависимостей, полученных по характеристикам ряда современных ПГУ:

Коэффициент уменьшения электрической мощности:

$$K_N = N_{\text{э}}^{\Gamma} / N_{\text{э}}^{\Gamma.авт} = 1 - 0,55 \delta p_{\text{вых}}^{\Gamma T} \quad (73)$$

Где $N_{\text{э}}^{\Gamma.авт}$ - мощность ГТУ при работе в автономном режиме;

$\delta p_{\text{вых}}^{\Gamma T}$ - относительная потеря давления на выходе газов турбины;

Относительная потеря давления на выходе газов турбины:

$$\delta p_{\text{вых}}^{\Gamma T} = \Delta p_{\text{вых}}^{\Gamma T} / p_{\text{атм}} \quad (74)$$

Где, $\Delta p_{\text{вых}}^{\Gamma T}$ - дополнительное аэродинамическое сопротивление на выходе ГТУ из-за установки КУ или газоводяного теплообменника;

$p_{\text{атм}}$ - атмосферное давление;

Так как дополнительное аэродинамическое сопротивление на выходе ГТУ для четырех стандартных секций ОАО «ПМЗ» в одном ряду уже посчитано и зависит от числа рядов секций по ходу $\Delta p_{\text{ку}} = Z \cdot p_i$, где p_i - сопротивление одного ряда секций. Произведем перерасчет для сконструированного котла-утилизатора.

Таблица 3.2.1 – аэродинамическое сопротивление КУ

параметр	КУ П-88	КУ
Число секций по ходу газов Z	35	82
Аэродинамическое сопротивление КУ, Па	1895	4440
Сопротивление одного ряда секций, Па	54	54

Относительная потеря давления на выходе газов турбины:

$$\delta p_{вых}^{ГТ} = 4440 / 101325 = 0,44 \quad (75)$$

Коэффициент уменьшения электрической мощности:

$$K_N = N_{э}^Г / N_{э}^{Г.авт} = 1 - 0,55 \cdot 0,44 = 0,976 \quad (76)$$

Электрическая мощность ГТУ при ее работе в схеме ПГУ:

$$N_{э}^Г = K_N \cdot N_{э}^{Г.авт} \quad (77)$$

$$N_{э}^Г = 0,976 \cdot 312,1 = 304,6 \text{ МВт}$$

Коэффициент увеличения температуры на выходе турбины:

$$K_{г} = T_{к.т} / T_{к.т}^{авт} = 1 + 0,272 \delta_{вых}^{ГТ} \quad (78)$$

$$K_{г} = T_{к.т} / T_{к.т}^{авт} = 1 + 0,272 \cdot 0,44 = 1,01$$

Температура газов на выходе из ГТУ при ее работе в схеме ПГУ:

$$T_{к.т} = K_{г} \cdot T_{к.т}^{авт} \quad (79)$$

$$T_{к.т} = 1,01 \cdot 592 = 598^{\circ}\text{C}$$

Учитывая, что в режиме утилизации теплоты мощность газовой турбины отличается от мощности работы турбины в автономном режиме около 2 %, а температура газов на входе в котел – утилизатор отличается на 1% и находится в диапазоне температурного напора на горячем конце КУ. Данные изменения не приведут к большим изменениям параметров и расхода генерируемого пара в КУ.

4 Оценка конструкции паровой турбины

Перед расчетом, прежде всего, необходимо определить число выходных потоков пара. На основе зависимостей потери с выходной скоростью от конечного объемного расхода и зависимости внутреннего КПД последней ступени от конечного объемного расхода (без учета влажности) [5,рис.4.1] определим:

Давлению в конденсаторе $p_k = 5$ кПа, соответствует удельный объем насыщенного пара $v_k'' = 28,2 \text{ м}^3 / \text{кг}$.

Объемный расход пара, покидающего турбину:

$$D_k v_k'' = 28,2 \cdot 102,9 = 2901,8 \text{ м}^3 / \text{с} \quad (80)$$

Основываясь на полученном объемном расходе пара целесообразно использовать двухпоточный цилиндр низкого давления с рабочей лопаткой последней ступени длиной 1 м и корневым диаметром 1,8 м. Тогда при расходе одного потока $1450,8 \text{ м}^3 / \text{с}$ потеря с выходной скоростью составит $H_{в.с.} = 19 \text{ кДж/кг}$.

Таким образом, паровая турбина для проектного парогазового энергоблока должна быть трехцилиндровой с двухпоточным ЦНД. Пар ВД поступает в корпус ЦВД и отработав отправляется на промперегрев. Перед промперегревом пар отработанный в ЦВД смешивается с паром СД. После промперегрева пар направляется в корпус ЦСД, где расширяется сначала в первом отсеке и поступает в камеру смешения. После камеры смешения СД и НД, где поддерживается давление $p_0^{\text{НД}} = 0,5 \text{ МПа}$, пар, расширяется во втором отсеке и поступает в двухпоточный ЦНД.

Внутренняя мощность ЦВД:

$$N_i^{\text{ЦВД}} = D_0^{\text{ВД}} \cdot \Delta H_i^{\text{ВД}} \quad (81)$$

$$N_i^{\text{ЦВД}} = 66,4 \cdot 382 = 25,4 \cdot 10^3 \text{ кВт};$$

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Име. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Име. № подл.

Рассчитав изэнтропийный процесс расширения пара ($p_0^{\text{СД}} \rightarrow p_0^{\text{НД}}$) в первом отсеке ЦСД, определим все параметры пара на входе в камеру смешения находящуюся за первым отсеком:

Параметры пара на входе в 1 отсек:

$$v_0^{\text{ЦСД}} = 0,13 \text{ м}^3 / \text{кг}; p_0^{\text{ЦСД}} = 3 \text{ МПа}; t_0^{\text{ЦСД}} = 570^\circ \text{С}; h_0^{\text{ЦСД}} = 3615 \text{ кДж} / \text{кг};$$

Параметры пара на выходе из 1 отсека:

$$v_k^{\text{ЦСД}} = 0,51 \text{ м}^3 / \text{кг}; p_k^{\text{ЦСД}} = 0,5 \text{ МПа}; t_k^{\text{ЦСД}} = 291,6^\circ \text{С}; h_k^{\text{ЦСД}} = 3047 \text{ кДж} / \text{кг};$$

Располагаемый теплоперепад первого отсека ЦСД:

$$\Delta H_0^{\text{ЦСД}} = h_0^{\text{ЦСД}} - h_k^{\text{ЦСД}} \quad (82)$$

$$\Delta H_0^{\text{ЦСД}} = 3615 - 3047 = 568 \text{ кДж/кг};$$

Средний удельный объем пара для первого отсека ЦСД определим по формуле 14:

$$v_{\text{ср}} = (0,13 \cdot 0,51)^{0,5} = 0,26 \text{ м}^3 / \text{кг};$$

Относительный внутренний коэффициент полезного действия первого отсека ЦСД:

$$\eta_{\text{oi}}^{\text{ЦСД}} = \left(0,92 - \frac{0,2}{D_0^{\text{СД}} \cdot v_{\text{ср}}}\right) \left(1 + \frac{\Delta H_0^{\text{ЦСД}} - 700}{20000}\right) k_{\text{вл}} \quad (83)$$

$$\eta_{\text{oi}}^{\text{ЦСД}} = \left(0,92 - \frac{0,2}{91,1 \cdot 0,26}\right) \left(1 + \frac{568 - 700}{20000}\right) 1 = 0,911$$

Использованный теплоперепад первого отсека ЦСД:

$$\Delta H_i(1) = \Delta H_0^{\text{ЦСД}} \cdot \eta_{\text{oi}}^{\text{ЦСД}} \quad (84)$$

$$\Delta H_i(1) = 568 \cdot 0,911 = 517 \text{ кДж/кг};$$

Внутренняя мощность первого отсека ЦСД:

$$N_i(1) = D_0^{\text{ЦСД}} \cdot \Delta H_i(1) \quad (85)$$

$$N_i(1) = 91,1 \cdot 517 = 47,1 \cdot 10^3 \text{ кВт};$$

Энтальпия пара, поступающего в камеру смешения:

$$h_k^{CD} = h_0^{ICD} - \Delta H_i (1) \quad (86)$$

$$h_k^{CD} = 3615 - 517 = 3098 \text{ кДж/кг};$$

Энтальпия пара в камере смешения перед вторым отсеком ЦВД:

$$h_{cm}^{ICD} = (D_0^{ICD} \cdot h_k^{CD} + (D_0^{HD} - D_D) \cdot h_0^{HD}) / D_k \quad (87)$$

$$h_{cm}^{ICD} = (91,1 \cdot 3098 + (14 - 2,2) \cdot 2898) / 102,9 = 3075 \text{ кДж/кг};$$

По h_{cm}^{ICD} и p_0^{HD} определим все параметры пара в камере смешения:

$$v_{cm}^{ICD} = 0,53 \text{ м}^3 / \text{кг}; \quad p_{cm}^{ICD} = 0,5 \text{ МПа}; \quad t_{cm}^{ICD} = 305^\circ \text{C}; \quad h_{cm}^{ICD} = 3075 \text{ кДж} / \text{кг};$$

Примем, что пар во втором отсеке ЦСД расширяется до давления $p_0^{ICD} = 0,15 \text{ МПа}$ (на входе в ЦНД), тогда при расчете изоэнтропийного процесса расширения пара получим параметры пара на входе в ЦНД:

$$v^{ICD} = 1,33 \text{ м}^3 / \text{кг}; \quad p^{ICD} = 0,15 \text{ МПа}; \quad t^{ICD} = 162^\circ \text{C}; \quad h^{ICD} = 2798 \text{ кДж} / \text{кг};$$

Расход пара через второй отсек ЦНД равен $D_k = 102,9 \text{ кг/с}$;

Располагаемый теплоперепад 2 отсека ЦСД:

$$\Delta H_0^{2ICD} = h_{cm}^{ICD} - h^{ICD} \quad (88)$$

$$\Delta H_0^{2ICD} = 3075 - 2798 = 277 \text{ кДж/кг};$$

Средний удельный объем пара для второго отсека ЦСД:

$$v_{cp} = (0,53 \cdot 1,33)^{0,5} = 0,84 \text{ м}^3 / \text{кг};$$

Относительный внутренний коэффициент полезного действия 2 отсека ЦСД:

$$\eta_{oi}^{2ICD} = \left(0,92 - \frac{0,2}{D_k \cdot v_{cp}}\right) \left(1 + \frac{\Delta H_0^{2ICD} - 700}{20000}\right) k_{вл} \quad (89)$$

$$\eta_{oi}^{2ICD} = \left(0,92 - \frac{0,2}{102,9 \cdot 0,84}\right) \left(1 + \frac{277 - 700}{20000}\right) = 0,898$$

Использованный теплоперепад 2 отсека ЦСД:

$$\Delta H_i (2) = \Delta H_0^{2ICD} \cdot \eta_{oi}^{2ICD} \quad (90)$$

$$\Delta H_i (2) = 277 \cdot 0,898 = 249 \text{ кДж/кг};$$

Энтальпия пара на входе в ЦНД:

$$h^{\text{ЦНД}} = h_{\text{см}} - \Delta H_i \quad (2) \quad (91)$$

$$h^{\text{ЦНД}} = 3075 - 249 = 2826 \text{ кДж/кг};$$

Внутренняя мощность 2 отсека ЦСД:

$$N_i(2) = D_k \cdot \Delta H_i(2) \quad (92)$$

$$N_i(2) = 102,9 \cdot 248,6 = 25,6 \cdot 10^3 \text{ кВт};$$

Рассчитав изоэнтروпийный процесс расширения пара ($p^{\text{ЦНД}} \rightarrow p_k$) в ЦНД, определим параметры пара на выходе из турбины:

$$P_k = 0,005 \text{ МПа}; \quad h_{kt} = 2300 \text{ кДж/кг}; \quad h_x = 2651 \text{ кДж/кг};$$

Где h_x – энтальпия пара при степени сухости $x=1$

Располагаемый теплоперепад одного потока ЦНД:

$$\Delta H_0^{\text{ЦНД}} = h^{\text{ЦНД}} - h_{kt} \quad (93)$$

$$\Delta H_0^{\text{ЦНД}} = 2826 - 2300 = 526 \text{ кДж/кг};$$

Так как часть процесса расширения пара протекает в области влажного пара то необходимо учесть коэффициент влажности $x_{kt}^{\text{ЦНД}} = 0,928$

Коэффициент учитывающий влажность:

$$k_{\text{вл}} = 1 - 0,8(1 - \gamma_{\text{вы}}) \frac{y_0 + y_k}{2} \cdot \frac{H_0^{\text{вл}}}{\Delta H_0^{\text{ЦНД}}} \quad (94)$$

Где $\gamma_{\text{вы}}$ - коэффициент учитывающий эффективность влагоудаления,

$\gamma_{\text{вы}} = 0$ - отсутствие системы влагоудаления;

y_0 – коэффициент учитывающий влажность до отсека, $y_0=0$ влажность перед отсеком;

y_k – коэффициент учитывающий влажность после отсека, $y_k=0,07$ влажность в конце действительного процесса расширения пара, принята в первом приближении;

$H_0^{\text{вл}}$ - часть располагаемого теплоперепада отсека, расположенная в области влажного пара.

Располагаемый теплоперепад отсека, расположенный в области влажного пара:

$$H_0^{\text{вл}} = h_x - h_{kt} \quad (95)$$

$$H_0^{\text{вл}} = 2651 - 2300 = 351 \text{ кДж / кг};$$

Коэффициент учитывающий влажность:

$$k_{\text{вл}} = 1 - 0,8(1 - 0) \frac{0 + 0,072}{2} \cdot \frac{351}{526} = 0,981 \quad (96)$$

Относительный внутренний коэффициент полезного действия одного потока ЦНД:

$$\eta_{oi}^{\text{ЦНД}} = 0,87 \left(1 + \frac{\Delta H_0^{\text{ЦНД}} - 400}{10000} \right) k_{\text{вл}} - \frac{\Delta H_{\text{в.с.}}^{\text{ЦНД}}}{\Delta H_0^{\text{ЦНД}}} \quad (97)$$

$$\eta_{oi}^{\text{ЦНД}} = 0,87 \left(1 + \frac{526 - 400}{10000} \right) 0,981 - \frac{19}{525,8} = 0,828$$

Использованный теплоперепад одного потока ЦНД:

$$\Delta H_i^{\text{ЦНД}} = \Delta H_0^{\text{ЦНД}} \cdot \eta_{oi} \quad (98)$$

$$\Delta H_i^{\text{ЦНД}} = 525 \cdot 0,828 = 435 \text{ кДж / кг};$$

Энтальпия пара на выходе из ЦНД:

$$h_k = h^{\text{ЦНД}} - \Delta H_i^{\text{ЦНД}} \quad (99)$$

$$h_k = 2826 - 435 = 2390 \text{ кДж/кг};$$

Параметры h_k и p_k дают значение сухости за ЦНД $x_k = 0,929$, т.е. влажность $y_k = 0,071$. Ранее был принят $y_k = 0,07$. Так как невязка коэффициентов составляет менее 2% , перерасчета не требуется.

На основании произведенных расчетов построен процесс расширения пара в h,s диаграмме, который представлен на рисунке 4.1

Внутренняя мощность двух потоков ЦНД:

$$N_i^{\text{ЦНД}} = D_k \cdot \Delta H_i^{\text{ЦНД}} \quad (100)$$

$$N_i^{\text{ЦНД}} = 102,9 \cdot 437,5 = 44835 \text{ кВт};$$

Мощность паровой турбины внутренняя:

$$N_i^{\text{ПТ}} = N_i^{\text{ЦВД}} + N_i^{\text{ЦСД}}(1) + N_i^{\text{ЦСД}}(2) + N_i^{\text{ЦНД}} \quad (101)$$

$$N_i^{\text{ПТ}} = 25,4 + 47,1 + 25,6 + 44,8 = 142,9 \cdot 10^3 \text{ кВт};$$

Мощность ПТУ электрическая:

$$N_9^{\text{ПТ}} = N_i^{\text{ПТ}} \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{э.г}} \quad (102)$$

Где $\eta_{\text{мех}} = 0,99$ - механический КПД;

$\eta_{\text{э.г}} = 0,9875$ - КПД электрического генератора;

$$N_9^{\text{ПТ}} = 142,9 \cdot 0,9875 \cdot 0,99 = 139,7 \cdot 10^3 \text{ кВт};$$

В результате расчетов определены основные параметры паровой турбины, которые сведены в таблицу 4.1. Полученная влажность за последней ступенью паровой турбины при расчетном режиме равна 7%. Это значение учитывает возможность повышения влажности при снижении температуры газов за ГТУ, при уменьшении ее электрической нагрузки или при снижении температуры наружного воздуха и не приведет к быстрому эрозийному износу рабочих лопаток последней ступени.

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Таблица 4.1 – основные параметры ПТ

Наименование параметра	Ед. изм.	Значение
Режим работы	-	конденсационный
Номинальная мощность	МВт	139,7
Параметры пара контура высокого давления перед турбиной		
Расход пара	кг/с	66,4
Давление пара	МПа	12,9
Температура пара	°С	570
Параметры пара контура промежуточного перегрева перед турбиной		
Давление пара	МПа	3
Расход пара	кг/с	91,1
Температура пара	°С	570
Параметры пара контура низкого давления перед турбиной⁶		
Давление пара	МПа	0,5
Расход пара	кг/с	11,9
Температура пара	°С	220
Параметры пара контура низкого давления перед ЦНД		
Давление пара	МПа	0,15
Температура пара	°С	162
Расход пара	кг/с	102,9
Параметры пара на выходе из паровой турбины		
Давление в конденсаторе	МПа	0,005
Расход пара	кг/с	102,9
Температура	°С	32,9

⁶ параметры пара на входе в ЦСД перед камерой смешения

Лист

Перв. примен.
Справ. №

$$\eta_3^{\text{ПГУ}} = N_3^{\text{ПГУ}} / Q_{\text{ПГУ}} \quad (110)$$

$$\eta_3^{\text{ПГУ}} = 139,7 / 395,6 = 0,353$$

В результате расчетов была определена мощность рассматриваемого конденсационного парогазового энергоблока 444,3 МВт при коэффициенте полезного действия в 57,3%, что соответствует современным требованиям и поставленной задаче на проектирование.

Ине. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Ине. № дубл.	Подпись и дата

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

6.1 Гидравлический расчет трубопроводов

Целью гидравлического расчета трубопроводов, является определение внутреннего d_v и наружного d_n диаметров, толщины стенки s , а также выбор марки и класса стали.

Внутренний диаметр трубопровода определяют первоначально по уравнению непрерывности потока пара или воды, протекающего по сечению трубопровода:

$$f = \frac{\pi d_p^2}{4} = \frac{V}{c} = \frac{Dv}{c} \quad (111)$$

Где d_p - расчетный условный проход трубопровода, м;

v – удельный объем среды, м³/с;

D – расход среды, кг/с;

v - удельный объем среды, м³/кг;

c – скорость среды, м/с; [11. табл.8.3]

Из формулы выше получим:

$$d_p^2 = 0,0188 \sqrt{\frac{Dv}{c}} \quad (112)$$

По результатам расчетного условного прохода диаметра трубопровода, с учетом параметров протекаемой среды, выбираем [8.табл. 6.3] по сортаменту трубы ($d_n \times S$) и марку стали с округлением в большую сторону. Результаты полученных значений сведем в таблицу 6.1.1:

Таблица 6.1.1 – Паропроводы и водопроводы ПГУ

трубопровод	c , м/с	d_p , мм	$d_n \times S$, мм	d_v , мм	Марка стали	ТУ
Пар, КУ-ЦВД	70	184	273x32	209	12X1МФ	14-3-460-75
Пар, КУ-ЦСД	60	497	550x25	500	15X1М1Ф	3-923-74
Пар, ЦВД-КУ	50	384	426x18	390	12X1МФ	14-3-460-75
Пар, НД	70	409	465x16	433	20	14-3-460-75
Пар, КУ-Д	70	174	219x6	207	20	14-3-460-75

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Окончание таблицы 6.1.1

Пар, ЦСД-ЦНД	70	1603	1650x10	1630	20	14-3-460-75
ПВ НД, Д-КУ	5	62	76x3,5	69	20	14-3-460-75
ПВ ВД/СД, Д-ЭКВД/СД	5	167	219x9	201	20	14-3-460-75
ПВ, ЭКВД/СД-ЭКВД	5	161	219x19	181	15ГС	14-3-460-75
Конденсат, К-Д	3	207	273x10	253	20	14-3-460-75
Рециркуляция ГПК	3	127	159x7	145	20	14-3-460-75

На основе выбранных значений трубопроводов определим пропускную способность каждого из них:

$$D = 2,82cd_g^2 / \nu \quad (113)$$

где d_v – выбранный внутренний диаметр трубопровода.

Результаты полученных расчетов сведем в таблицу 6.1.2

Таблица 6.1.2 – пропускная способность трубопроводов

трубопровод	c, м/с	P, МПа	t, °C	ν , М ³ /кг	D, т/ч	Расход, т/ч
Пар, КУ-ЦВД	60	12,9	570	0,028	264	239
Пар, КУ-ЦСД	60	3	570	0,128	331	328
Пар, ЦВД-КУ	50	3	347	0,087	245	239
Пар, НД	70	0,5	220	0,776	47	42,7
Пар, КУ-Д	70	0,5	220	0,776	10,9	7,8
Пар, ЦСД-ЦНД	70	0,15	162	1,37	383	371
ПВ НД, Д-КУ	5	0,5	142	0,0011	62	50
ПВ ВД/СД, Д-ЭКВД/СД	4	3	142	0,0012	376	327
ПВ, ЭКВД/СД-ЭКВД	4	12,9	229	0,0015	241	239
Конденсат, К-Д	2,5	-	34	0,00098	461	371
Рециркуляция ГПК	2,5	-	60	0,00098	151	141

Пропускная способность выбранных трубопроводов больше чем проектный (расчетный) расход для каждого участка, следовательно, выбранные внутренние диаметры труб можно считать верными.

6.2 Механический (прочностной) расчет трубопроводов

Расчет на прочность трубопроводов сводится в основном к определению толщин их стенок в зависимости от давления и температуры среды.

Номинальная толщина стенки трубы трубопровода, находящегося под внутренним давлением среды, должна быть не менее:

$$S_n = \frac{pd_n}{2\varphi\sigma_{доп} + p} + c \quad (114)$$

где, p – давление внутри трубопровода, МПа;

$\sigma_{доп}$ – номинальное допускаемое напряжение, МПа;

φ - коэффициент прочности продольного сварного шва трубы;

d_n – наружный диаметр трубы, мм;

c – прибавка к расчетной толщине стенки, мм;

Формула (114) верна при соблюдении условия:

$$\frac{S_n - c}{d_n} = \frac{p}{2\varphi\sigma_{доп} + p} \leq 0,25 \quad (115)$$

Коэффициент прочности для труб с продольным сварным швом, бесшовных, а также с поперечным сварным швом для труб из марганцовистой, низколегированной хромомолибденовой, углеродистой и аустенитной стали $\varphi = 1$.

Номинальное допускаемое напряжение $\sigma_{доп}$ принимается в зависимости от температуры стенки и марки стали трубы [1.табл.3.5,3.6,3.9].

Прибавка к расчетной толщине стенки:

$$c = \frac{a}{1+a} s_o \quad (116)$$

Где a – отрицательный допуск к толщине стенки, %;

s_o - минимальная расчетная толщина стенки трубы, мм.

Согласно ТУ 14-3-460-75 отрицательный допуск к толщине стенки $a = -5\%$, а ТУ 3-923-74 $a = -1,3\%$.

Минимальная расчетная толщина стенки трубы:

$$s_o = \frac{pd_n}{2\phi\sigma_{дон} + p} \quad (117)$$

Результаты полученных расчетов сведем в таблицу 6.2.1:

Таблица 6.2.1 – Прочностные характеристики трубопроводов

трубопровод	s_o , мм	c , мм	S_n , мм	$\frac{S_n - c}{d_n} \leq 0,25$	S , мм
Пар, КУ-ЦВД	30,1	1,4	315	0,11	32
Пар, КУ-ЦСД	14,4	0,1	14,5	0,02	25
Пар, ЦВД-КУ	4,2	0,2	4,4	0,01	18
Пар, НД	0,86	0,04	0,9	0,001	15
Пар, КУ-Д	0,4	0,02	0,42	0,001	6
Пар, ЦСД-ЦНД	0,89	0,04	0,93	0,001	10
ПВ НД, Д-КУ	0,14	0,006	0,14	0,001	3,5
ПВ ВД/СД, Д-ЭКВД/СД	2,3	0,11	2,4	0,01	9
ПВ, ЭКВД/СД-ЭКВД	8,3	0,4	8,7	0,03	19
Конденсат, К-Д	0	0	0	0	10
Рециркуляция ГПК	0	0	0	0	7

Так как результаты номинальной толщины стенки трубы трубопроводов, находящихся под внутренним давлением среды, получились меньше выбранных значений толщин стенок трубопроводов, и было соблюдено условие верности формулы, то расчет механических характеристик и размеры выбранных трубопроводов можно считать верным. Параметры полученных трубопроводов для каждого участка сведем в таблицу 6.2.2:

Таблица 6.2.2 – Характеристики трубопроводов

трубопровод	Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Внутренний диаметр, мм	Марка стали	ТУ
Пар, КУ-ЦВД	273	32	209	12X1МФ	14-3-460-75
Пар, КУ-ЦСД	550	25	500	15X1М1Ф	3-923-74
Пар, ЦВД-КУ	426	18	390	12X1МФ	14-3-460-75

Продолжение таблицы 6.2.2

Пар, НД	465	16	433	20	14-3-460-75
Пар, КУ-Д	219	6	207	20	14-3-460-75
Пар, ЦСД-ЦНД	1650	10	1630	20	14-3-460-75
ПВ НД, Д-КУ	76	3,5	69	20	14-3-460-75
ПВ ВД/СД, Д-ЭКВД/СД	219	9	201	20	14-3-460-75
ПВ, ЭКВД/СД-ЭКВД	219	19	181	15ГС	14-3-460-75
Конденсат, К-Д	273	10	253	20	14-3-460-75
Рециркуляция ГПК	159	7	145	20	14-3-460-75

6.3 Расчет изоляции трубопроводов

Целью расчета изоляции является выбор типа изолирующего материала, определение потерь теплоты и диаметра изолированного трубопровода.

Температура на поверхности изоляции, для защиты персонала от ожогов при соприкосновении с горячей поверхностью, не должна превышать $t_{из} = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Температура пара контура ВД от КУ к паровой турбине равна $t_n = 570^{\circ}\text{C}$, следовательно, по этой температуре выбираем изоляционный материал. Выбираем в качестве изолирующего материала – маты минераловатные прошивные марки 100 с обкладкой металлической сеткой № 20 – 0,5, так как максимальная температура использования составляет 600°C . В качестве покрывного слоя изоляционной конструкции принимаем лист из алюминиевых сплавов марки АД1 – Н толщиной $\delta_{п.с} = 0,8\text{мм}$.

Принимаем температуру окружающей среды:

$$t_{o.c} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Средняя температура изоляции:

$$t_{cp} = \frac{t_n + t_{уз}}{2} \quad (118)$$

$$t_{cp} = \frac{570 + 45}{2} = 307,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Коэффициент теплопроводности для мат минераловатных прошивных:

$$\lambda_{уз} = 0,045 + 0,0002 \cdot t_{cp} \quad (119)$$

$$\lambda_{уз} = 0,045 + 0,0002 \cdot 307,5 = 0,1065 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к окружающей среде:

$$\alpha_{нв} = \alpha_k + \alpha_{и} \quad (120)$$

где α_k - коэффициент теплоотдачи за счет конвекции;

$\alpha_{и}$ - коэффициент теплоотдачи за счет излучения;

Коэффициент теплоотдачи за счет конвекции (для объектов расположенных в помещении):

$$\alpha_k = 1,82 \cdot \sqrt[3]{\Delta t} \quad (121)$$

где Δt - разность между температурой поверхности изоляции и температурой окружающей среды:

$$\Delta t = t_{уз} - t_{oc} \quad (122)$$

$$\Delta t = 45 - 25 = 20^\circ\text{C}$$

$$\alpha_k = 1,82 \cdot \sqrt[3]{20} = 9,53 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коэффициент теплоотдачи за счет излучения:

$$\alpha_u = C_1 \frac{\left(\frac{T_{уз}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{oc}}{100}\right)^4}{t_{уз} - t_{oc}} \quad (123)$$

Где C_1 - коэффициент излучения, зависящий от материала покрывного слоя. Для алюминиевых сплавов $C_1=1 \dots 1,5$, принимаем $C_1=1$;

$T_{из}$ - температура теплоизоляционной поверхности, К;

T_{oc} - температура окружающего воздуха, К;

$$\alpha_u = 1 \cdot \frac{\left(\frac{(45+273)}{100}\right)^4 - \left(\frac{(25+273)}{100}\right)^4}{45-25} = 1,17 \frac{Вт}{м^2 \cdot К};$$

Коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к окружающей среде:

$$\alpha_{нв} = 9,53 + 1,17 = 10,7 \frac{Вт}{м^2 \cdot К},$$

Толщина теплоизоляционного слоя, обеспечивающая, заданную температуру на поверхности однослойной изоляции определяется для цилиндрических объектов с диаметром менее 2 м:

$$\frac{d_{из}}{d_{нар}} \cdot \ln \frac{d_{из}}{d_{нар}} = \frac{2 \cdot \lambda_{из} \cdot (t_n - t_{из})}{\alpha_{нв} \cdot d_{нар} \cdot (t_{из} - t_{oc})} \quad (124)$$

Где $d_{из}$ - диаметр наружной поверхности изоляции, м;

$d_{нар}$ - диаметр изолируемого объекта, $d_{нар}=0,273$ м;

При выполнении практических расчетов цилиндрических объектов следует задаться толщиной соответствующего слоя изоляции. В случае существенной разницы между заданным и найденным значением расчет повторяют с применением уточненного значения $d_{из}$. Причем температура на поверхности любого слоя не должна превышать максимальной температуры применения материала.

Примем $d_{из}=0,6275$ м;

$$\frac{0,6275}{0,273} \cdot \ln \frac{0,6275}{0,273} = \frac{2 \cdot 0,1065 \cdot (570 - 45)}{10,7 \cdot 0,273 \cdot (45 - 25)};$$

$$1,913=1,913;$$

Толщина изоляционного слоя:

$$\delta_{из} = \frac{d_{из} - d_{нар}}{2} \quad (125)$$

$$\delta_{из} = \frac{0,6275 - 0,273}{2} = 0,177 м$$

Предельная толщина изоляционного слоя для труб с диаметром условного прохода до 300мм не должна превышать 190мм, что является больше полученного значения 177мм и соблюдаются все температурные условия, следовательно, изоляционный слой выбран верно.

Результаты расчетов остальных трубопроводов сведем в таблицу 6.3.1:

Таблица 6.3.1 – изоляция трубопроводов

трубопровод	материал	покрывной слой	$\delta_{из}, мм$	$\delta_{из}^{max}, мм$
Пар, КУ-ЦВД	Маты минераловатные прошивные 57аарки 100 (на металл.сетке)	лист из алюминиевых сплавов марки АД1 – Н	0,177	190
Пар, КУ-ЦСД	Маты минераловатные прошивные 57аарки 100 (на металл.сетке)	лист из алюминиевых сплавов марки АД1 – Н	201	210
Пар, ЦВД-КУ	Маты минераловатные прошивные 57аарки 100 (на металл.сетке)	лист из алюминиевых сплавов марки АД1 – Н	98	210
Пар, НД	Маты минераловатные прошивные 57аарки 100 (на металл.сетке)	лист из алюминиевых сплавов марки АД1 – Н	53	210
Пар, КУ-Д	Плиты минераловатные мягкие на синтетическом связующем	лист из алюминиевых сплавов марки АД1 – Н	49	180
Пар, ЦСД-ЦНД	Плиты минераловатные мягкие на синтетическом связующем	лист из алюминиевых сплавов марки АД1 – Н	35	210
ПВ НД, Д-КУ	Плиты минераловатные мягкие на синтетическом связующем	лист из алюминиевых сплавов марки АД1 – Н	23	150
ПВ ВД/СД, Д-ЭКВД/СД	Плиты минераловатные мягкие на синтетическом связующем	лист из алюминиевых сплавов марки АД1 – Н	26	180

Перв. примен.

Справ. №

Продолжение таблицы 6.3.1

ПВ, ЭКВД/СД-ЭКВД	Плиты минераловатные мягкие на синтетическом связующем	лист из алюминиевых сплавов марки АД1 – Н	162	180
Рециркуляция ГПК	Плиты минераловатные мягкие на синтетическом связующем	лист из алюминиевых сплавов марки АД1 – Н	26	180

Подпись и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
-----	------	----------	---------	------

Лист

7 Газовое хозяйство

Тепловые электрические станции снабжаются газом от газораспределительных станций (ГРС). На ТЭС сооружается одна ГРС. Производительность ГРС рассчитывается на максимальный расход газа всеми рабочими камерами сгорания. ГРС размещают в отдельных технологических блоках. К ГРС газ подводится по одному газопроводу. Давление газа перед ГРС 4÷10 МПа, а после ГРС оно определяется потерями давления до камер сгорания и необходимым давлением перед горелками и составляет 2,9÷3,4 МПа.

В пределах ГРС и до камер сгорания прокладка газопроводов наземная. Подвод газа от ГРС к магистрали газотурбинного отделения и от нее к камерам сгорания выполняется однопоточным.

Технологическая схема ГРС включает в себя:

Входные и выходные краны, предназначенные для перекрытия газа по входу и выходу ГРС. Свечным краном, предназначенным для аварийного сброса давления из контура ГРС. Отбор импульсного газа для управления кранами с пневмоприводом. В составе ГРС предусмотрена обводная линия, соединяющая входной и выходной коллектор, предназначенная для кратковременного снабжения газом минуя ГРС. В ГРС происходит очистка газа с помощью фильтров-сепараторов, очищенный газ направляется в узел предотвращения гидратообразований предназначенный для обогрева газа до необходимой температуры. В случае когда нет необходимости в нагреве газа или в аварийной ситуации в теплообменнике газ пропускают по обводной линии. Нагрев газа осуществляется в теплообменнике, посредством циркуляции промежуточного теплоносителя. Далее газ направляется в узел редуцирования, где установлены регуляторы давления. После редуцирования газ поступает в узел замера расхода и одоризации, для придания характерного запаха газу. Отбор газа на собственные нужды осуществляется от выходного газопровода после обводной линии и узла одоризации.

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Изм Лист № докум. Подпись Дата

Лист

Перв. примен.

Справ. №

Предохранительные запорные клапаны, встроенные в регуляторы, обеспечивают прекращение подачи газа в случаях повышения выходного давления выше установленного значения и в случае падения входного давления. В составе технологических блоков предусмотрена продувка азотом отключаемых участков газопровода.

Технологическая схема ГРС представлена на листе 5 графической части дипломного проекта.

Подпись и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
-----	------	----------	---------	------

Лист

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

8 Автоматическая система регулирования температуры пара высокого давления

Выбор структуры управления объектом автоматизации оказывает существенное влияние на эффективность его работы, снижение относительной стоимости системы управления, ее надежности, ремонтоспособности и т.д.

Благодаря определенному взаимодействию между объектом автоматизации и системой управления система автоматизации в целом обеспечивает требуемый результат функционирования объекта, характеризующийся различными параметрами регулирования.

Эффективное регулирование температуры пара на выходе из котла – утилизатора (перед главной паровой задвижкой) и между поверхностями нагрева обеспечивает необходимое поддержание, несмотря на возможные отклонения температуры по тракту котла. Самый распространенный способ воздействия на температуру пара – впрыск питательной воды в пар, осуществляемый отдельными автоматическими регуляторами, действующими на впрыскивающие устройства пароохладителей (ВПО). С их помощью регулируется температура пара как в основном режиме, так и при пусках. Впрыскивающие пароохладители рассчитаны на работу при изменении нагрузки, изменение температуры питательной воды и пр.

Располагать впрыскивающие пароохладители следует в паропроводах между поверхностями нагрева. За котлом - утилизатором, в главных паропроводах размещаются пусковые пароохладители.

Вышеописанная схема широко применяется при регулировании температуры пара и представляет собой типовую двухконтурную АСР. Первый (главный) контур образуется путем получения основного сигнала по температуре пара с датчика преобразователя термоэлектрического, второй контур (вспомогательный) образован вводом сигнала обратной связи о положении регулирующего клапана.

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
-----	------	----------	---------	------

Лист

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Функциональная схема является основным техническим документом, определяющим функционально-блочную структуру отдельных узлов автоматического контроля, управления и регулирования технологического процесса и оснащение объекта управления приборами и средствами автоматизации.

При разработке функциональной схемы регулирования температуры пара ВД были решены следующие задачи:

- на тепловой схеме энергоблока определены местоположения точек отбора измерительной информации и точек воздействия на регулируемые параметры;

- выбрана структура измерительных каналов и каналов передачи управляющих воздействий;

- выбраны методы и технические средства получения, преобразования, передачи и представления измерительной информации, а также технические средства выработки управляющих воздействий;

- определены местоположения технических средств автоматизации (ТСА) на технологическом оборудовании, трубопроводах, по месту и на щитах;

- согласованы параметры измерительных каналов.

АСР регулирования температуры пара ВД спроектирована на основе ТСА, серийно выпускаемых отечественными предприятиями. Все измерительные каналы (ИК) имеют унифицированный токовый выходной сигнал 4...20 мА. ИК составлены из однотипных технических средств, обеспечивающих взаимозаменяемость, простоту сочетания друг с другом и удобство компоновки на щитах.

В качестве технических средств получения и преобразования информации, измерительных приборов, а также регулирующих устройств использованы средства автоматизации ГСП.

На чертеже функциональной схемы системы автоматического контроля и сигнализации представлены:

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Ине. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Ине. № подл.

- технологическая схема объекта автоматизации;
- первичные и функциональные преобразователи, устройства оперативно-го управления;
- щит, микропроцессорный контроллер;
- линии связи между техническими средствами автоматизации.

Функциональная схема АСР температуры пара высокого давления представлена на ФЮРА 421000.008 С2.

Для обеспечения заданной температуры пара между пароперегревательными поверхностями котла - утилизатора и поддержания температуры острого пара перед турбиной, установлены регуляторы температуры пара за первой секцией пароперегревателя (ПП-1) и на выходе из КУ на главном паропроводе. Регулирующий клапан питательной воды на линии впрыска 2 поддерживает заданную температуру пара высокого давления перед второй секцией пароперегревателя. Клапан является пусковым регулирующим и включается до 30% нагрузки КУ. При получении сигнала о понижении температуры (преобразователь термоэлектрический 1а,2а) пара высокого давления после впрыска 2 регулирующий клапан прикрывается при помощи электроисполнительного механизма 4д,5д, а при повышении температуры регулирующий клапан приоткрывается. Управление клапаном дистанционное из зала управления (кнопками включения/отключения), автоматическое - методом включения и отключения пускателя 3г,4г исполнительного механизма по защитам в соответствии критериями процесса. Индикация положения позиции клапана в зале управления по открытию от 0 до 100% по блоку сигнализации положений 3д,4д. Регулирующий клапан на линии впрыска – 1 имеет аналогичную функциональную схему регулирования и при этом является основным регулирующим органом.

В качестве первичных измерительных преобразователей температуры на ТЭС широко используются преобразователи типов Метран (изготовитель – ПГ «Метран» г. Челябинск).

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Таблица 8.2 – Основные характеристики устройств оперативного управления

Исполнение	Функции	Примечание
БРУ-42	Ручное или дистанционное переключение с автоматического режима управления на ручной и обратно; кнопочное управление интегрирующими исполнительными устройствами; световая индикация режимов управления, выходного сигнала регулирующего устройства с импульсным выходным сигналом	–
ПБР-2М	Бесконтактное управление электрическими исполнительными механизмами и приводами; пуск, реверс любых синхронных и асинхронных двигателей мощностью до 1,1 кВт	Управление электрическими исполнительными механизмами и приводами с однофазными конденсаторными двигателями
ПБР-3А		Управление электрическими исполнительными механизмами и приводами с трехфазными синхронными и асинхронными двигателями

Выбираем устройства оперативного управления типа ПБР-2М (изготовитель – ОАО «ЗЭиМ» г. Чебоксары).

С целью преобразования положения выходного органа механизма в пропорциональный электрический сигнал, сигнализацию и блокированию в крайних или промежуточных положениях выходного органа, установим в

Перв. примен.

Справ. №

электроисполнительный механизм - комплектный блок сигнализации положения токовый.

При составлении заказной спецификации был проведен расчет параметров исполнительного механизма (ИМ) по методике, изложенной в [4, приложение 3-12.5].

Исходные данные

Внутренний диаметр трубопровода 209 мм

В качестве ИМ был выбран механизм электроисполнительный однооборотный – МЭОФ-1600/30-025У-99, т.к. ИМ работает в комплекте с двухходовым регулирующим клапаном, приводимым в движение штоком механизма.

Номинальный крутящий момент на выходном валу ИМ:

$$M_H = 6,89 \cdot D_y - 338 = 6,89 \cdot 209 - 338 = 1102 \text{ Н},$$

где D_y - условный диаметр трубопровода, мм.

При выборе ИМ учитывалось условие

$$M_H > M_{\max},$$

где M_{\max} – максимальный крутящий момент Н·м

В настоящее время в качестве регулирующих устройств в АСР на предприятиях энергетического комплекса широко используются микропроцессорные контроллеры типа Ремиконт Р-130, КРОСС-500 и Decont-182. Применение программируемых логических контроллеров обеспечивает высокую надежность, простое тиражирование и обслуживание устройств управления, ускоряет монтаж и наладку оборудования, обеспечивает быстрое обновление алгоритмов управления (в том числе и на работающем оборудовании).

Для реализации функции управления в АСР уровня выбираем микропроцессорный контроллер типа КРОСС-500. Состав контроллера представлен в таблице 8.3.

Подпись и дата

Име. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Име. № подл.

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Таблица 8.3 – Состав контроллера КРОСС–500

Название блока/ модуля	Назначение
Блок центральный ЦБ1 в составе модуля процессора SM2-CPU-1,5	Является мастером шины SPI, предназначен для управления работой контроллера, взаимодействия пользователя с контроллером через компьютер и SCADA-программу
Базовый монтажный блок SMART2-BASE	Имеет посадочные места для установки модуля процессора SM2-CPU-1,5, модуля ИСК1
Модуль согласования ИСК1	Соединяет и согласовывает модули УСО с центральным процессором
Блок питания LOK 4601-2R/P-ONE/	Обеспечивает подключение к питающей сети 220 В и преобразование переменного напряжения в постоянное напряжение 24 В.
Модуль питания DC-24/5	Обеспечивает питание УСО на одной шине SPI
Модули УСО AI1 – 8, DIO1 – 8/8	Сбор, первичная обработка информации от датчиков и ИМ, а также выдача управляющих воздействий на объект
Блоки терминальные T1 – AI, T1 – D	Позволяют подключить к контроллеру кабели различных сечений от датчиков и ИМ
Соединения гибкие C1 – AI, C1 – D	Соединяют модули УСО и терминальные блоки

На основании выбранных приборов была составлена заказная спецификация, которая представлена в приложении А.

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
-----	------	----------	---------	------

Лист

10 Социальная ответственность

Введение:

Основой безопасного производства является соблюдение нормативных документов, ГОСТ, инструкции по охране труда, правила безопасности и т.д.

Правовую основу охраны труда составляют нормативные акты, имеющие различную юридическую силу.

К основным документам законодательно- нормативной базы по охране труда относятся:

- Конституция РФ, статья 7 и 37;
- Федеральный закон «Об обязательном социальном страховании от несчастных случаев на производстве и профессиональных заболеваний» от 24 июля 1998г. № 125- ФЗ;
- Трудовой кодекс от 30.12.2001г № 197- ФЗ;
- ГОСТ 12.0.006.02 «Управление охраны труда в организации»;
- ПБ 03-576-03.
- Инструкции: по охране труда; по пожарной безопасности и электробезопасности т.д.

Общая характеристика проектируемого объекта:

В турбинном цехе установлена газотурбинная установка ГТУ М701F4 МНІ, паровая турбины К-150 и вспомогательное оборудование (насосы, деаэраторы питательной воды и т.д.). Для безопасного обслуживания оборудования предусматриваются постоянные площадки и лестницы с ограждениями. Технологический процесс заключается в превращении потенциальной энергии острого пара в механическую энергию вращения ротора турбины, механический момент передается от ротора турбины ротору генератора и в генераторе в соответствии с законом Джоуля-Ленца механическая энергия превращается в электрическую. Работа оборудования сопровождается шумом, вибрацией, излучением тепла и т.п.

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

Места входа и выхода из здания людей оборудованы указательными табличками с подсветкой в темное время суток. Для эвакуации имеются два эвакуационных выхода в различных концах отделения.

Анализ и устранение потенциальных опасностей и вредностей:

При эксплуатации и ремонте основного и вспомогательного оборудования могут возникнуть следующие опасные ситуации:

- захват спецодежды движущимися частями оборудования, ранения об остроконечный рабочий инструмент;
- тепловые ожоги;
- поражение электрическим током;
- воздействие вибраций, производственного шума, инфра- и ультразвука на организм;
- воздействие вредных веществ, содержащихся в воздухе рабочей зоны;
- воздействие электромагнитных полей и излучений;
- аварийные ситуации связанные с нарушением взрывопожаробезопасности, с сосудами, работающими под давлением.

Во избежание всего этого на персонал возлагается обязанность неукоснительно соблюдать требования инструкции по охране труда и правила техники безопасности. С персоналом должны регулярно проводиться занятия и тренировки с периодическим контролем знаний требований инструкции по охране труда и правил техники безопасности.

Опасность поражения электрическим током:

Турбинный цех, согласно правилам устройства электроустановок (ПУЭ), относится к помещению с повышенной опасностью с рабочим напряжением от 0,4 до 10 кВ. Для защиты от поражения электрическим током предусматривается согласно ГОСТ 50571.8-94 "Требования обеспечения безопасности. Общие требования по применению мер защиты для обеспечения безопасности"

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

рабочая изоляция;

недоступность токоведущих частей (используются осадительные средства - кожух, корпус, электрический шкаф, использование блочных схем и т.д.);

блокировки безопасности (механические, электрические);

малое напряжение: для локальных светильников (36 В), для особоопасных помещений и вне помещений; 12 В используется во взрывоопасных помещениях;

предупредительная сигнализация, знаки и плакаты безопасности;

меры ориентации (использование маркировок отдельных частей электрического оборудования, надписи, предупредительные знаки, разноцветная изоляция, световая сигнализация);

индивидуальные средства защиты;

защитное заземление (применяют в электроустановках до 1 кВ и более переменного тока с изолированной нейтралью или изолированным выводом однофазного тока, а также в электроустановках постоянного тока с изолированной средней точкой при повышенных требованиях безопасности: сырые помещения, передвижные установки, торфяные разработки и т.д.);

зануление (применяют в электроустановках до 1 кВт с глухозаземлённой нейтралью или глухозаземлённым выводом источника однофазного тока, а также глухозаземлённой средней точкой в трехпроводных сетях постоянного тока).

К общей системе заземления подключают все металлические нетоковедущие части оборудования, которые могут оказаться под напряжением вследствие замыкания на корпус.

Опасность атмосферного электричества:

Район расположения ПГУ - КЭС по интенсивности грозовой деятельности характеризуется как умеренный (с пиком грозовой активности в июне-июле месяце).

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Ине. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Ине. № подл.

Опасность поражения молнией зданий и сооружений заключается:

в первичном проявлении, т.е. прямом ударе молнии;

во вторичном проявлении, т.е. электростатической и электромагнитной индукции (возникновения разности потенциалов и искрения на металлических конструкциях, оборудовании, трубопроводах и т.д.);

в заносе высокого потенциала по проводам линий электропередач, токопроводящим коммуникациям, рельсам и др.

Мероприятия по защите от молний определяются Указаниями по проектированию и устройству молнезащиты зданий и сооружений (СО 153-34.21.122-2003). Здания турбинного цеха относятся ко второй категории, защита осуществляется как отдельно стоящими молниеотводами, так и молниеотводами, устанавливаемыми на защищаемых объектах.

Электромагнитные поля, статическое электричество, ионизирующие излучения:

К источникам электромагнитных излучений на производстве относятся линии электропередач, трансформаторы, антенны, устройства защиты и автоматики и другое оборудование.

Перечисленные источники излучения обладают определенной массой и количеством движения, распространяются со скоростью света, заряжая частицы воздуха, при воздействии на человека оказывают отрицательное влияние в виде нагрева, поляризации, ионизации клеток человека.

Предельно допустимые уровни (ПДУ) магнитных полей регламентируют СанПиН 2.2.4.1191-03 "Электромагнитные поля промышленной частоты (50 Гц) в производственных условиях" в зависимости от времени пребывания персонала для условия общего и локального воздействия.

Предельно допустимые уровни (ПДУ) напряженности электрических полей регламентируют "СанПиН выполнения работ в условиях воздействия промышленной частоты электрических полей (50 Гц)" в зависимости от времени пребывания.

Таблица 10.1 – Предельно допустимые уровни (ПДУ) напряженности в условиях воздействия электрических полей 50 Гц.

Время пребывания (час)	Допустимые уровни МП, Н [А/м] / В [мкТл] при воздействии.	
	общем	локальном
<= 1	1600/2000	6400/8000
2	800/1000	3200/4000
4	400/500	1600/2000
8	80/100	800/1000

Мероприятия по защите от воздействия электромагнитных полей:

уменьшение составляющих напряженностей электрического и магнитного полей в зоне индукции, в зоне излучения - уменьшение плотности потока энергии, если позволяет данный технологический процесс или оборудование;

защита временем (ограничение время пребывания в зоне источника электромагнитного поля);

защита расстоянием (60 - 80 мм от экрана);

метод экранирования рабочего места или источника излучения электромагнитного поля;

рациональная планировка рабочего места относительно истинного излучения электромагнитного поля;

применение средств предупредительной сигнализации;

применение средств индивидуальной защиты.

Опасность травмирования движущимися частями машин и механизмов:

При эксплуатации узлов и деталей (валов, муфт, осей, шестерен) различных машин и механизмов возможно травмирование человека движущимися частями этих механизмов.

Причины разнообразны:

выход движущихся частей за установленные пределы;

биение или неправильная установка узлов;

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

динамическая перегрузка механизмов;

несоблюдение инструкций по эксплуатации, или нарушение правил техники безопасности.

К таковым механизмам на ПГУ - КЭС относятся: вращающиеся муфты электродвигателей, приводы и исполнительные механизмы, другое оборудование. Для исключения травмирования и возможности случайного попадания человека в опасную зону устанавливаются ограждения, предохранительные устройства, различные блокировки и сигнализации согласно ГОСТ 12.3.002.ССБТ "Оборудование производственное. Ограждение защитное", ГОСТ12.2.062.ССБТ "Процессы производственные. Общие требования безопасности".

Тепловые излучения и опасность термического ожога:

В турбинном цехе в результате технологического процесса имеет место тепловое (инфракрасное) излучение от трубопроводов и обмуровки.

В соответствии с СанПиН 2.2.4.548-96 интенсивность облучения (E_0) меньше или равна 100 Вт/м^2 . Время пребывания на рабочих местах при отклонении температуры воздуха от допустимых величин регламентируют СанПиН 2.2.4.548-98. На рабочих местах, связанных с выделением тепла, предусматривается согласно ГОСТ 12.4.123:

теплозащитные экраны в районе мест, где наблюдается сильное выделение тепла;

тепловая изоляция (температура наружной поверхности не более 45°C);

охлаждение теплоизлучающих поверхностей;

сигнальная окраска трубопроводов (соответствует правилам устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды);

аэрация и воздушное душирование;

спецодежда в соответствии с нормами;

вентиляция.

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
-----	------	----------	---------	------

Лист

В таблице приведены допустимые величины интенсивности теплового облучения поверхности тела работающих от производственных источников в соответствии с СанПиН 2.2.4.548-96.

Таблица 10.2 - Допустимые величины интенсивности теплового облучения поверхности тела, работающих, от производственных источников.

Облучаемая поверхность тела, %	Интенсивность теплового облучения, Вт/м, не более
50 и более	35
25-50	70
не более 25	100

Предупреждение аварий и взрывов технологического оборудования:

Для предупреждения аварий и взрывов технологического оборудования необходимо исключить:

- ✓ тепловые и механические перегрузки оборудования (парогенераторов и турбин);
- ✓ нарушение режима работы оборудования;
- ✓ неисправности контрольно-измерительных приборов и средств диспетчеризации технологического управления.

Данный технологический процесс производства электроэнергии и тепловой энергии должен вестись в строгом соответствии с:

ПТЭ электростанций и сетей;

ПБ 03-576-03 Правилами устройств и безопасности эксплуатации сосудов, работающих под давлением;

ПТБ при эксплуатации тепломеханического оборудования электрических станций и тепловых сетей.

Обеспечение взрывопожарной безопасности:

Для обеспечения пожарной безопасности в машинном зале по СНиП 21-01-97 "Пожарная безопасность зданий и сооружений" предусматривается

степень огнестойкости здания II. Максимальные пределы огнестойкости конструкций для II класса огнестойкости представлены в таблице 10.3.

Таблица 10.3 - Максимальные пределы огнестойкости конструкций

Степень огнестойкости здания	Максимальные пределы огнестойкости конструкций, минут					
	Несущие элементы	Наружные стены	Перекрытия	Перекрытия безчердачные	Лестничные клетки	
					Площадки, стены	Марши лестниц
II	R45	RE15	REJ45	RE15	REJ90	R45

Источником возникновения пожара может явиться турбинное масло и водород. Их характеристика приведена в таблице 10.4.

Таблица 10.4 - Пожароопасные свойства веществ

Наименование вещества	Пожароопасность	Плотность, г/м ³	Нижний концентрационный предел распространения пламени (НКПР), %	Верхний концентрационный предел распространения пламени (ВКПР), %	Температура воспламенения, °С
Турбинное масло	ГЖ	-	14,8	15,8	400
Водород	ГГ	0,083	4	75	510

Турбинный цех по пожарной безопасности относится к категории А (НПБ-105-03), по степени огнестойкости II.

Для пожарной безопасности предусматривается согласно ППБ 01-03 ГОСТ 12.1.004-91:

- эвакуационные выходы;
- внутренний и наружный пожарные водопроводы.

Организационно-технические мероприятия должны включать:

- организацию пожарной охраны, организацию ведомственных служб пожарной безопасности в соответствии с законодательством РФ;

Перв. примен.					
Справ. №					
	<ul style="list-style-type: none"> - паспортизацию веществ, материалов, изделий, технологических процессов, зданий и сооружений объектов в части обеспечения пожарной безопасности; - привлечение общественности к вопросам обеспечения пожарной безопасности; - организацию обучения работающих правилам пожарной безопасности на производстве, а населения - в порядке, установленном правилами пожарной безопасности соответствующих объектов пребывания людей; - разработку и реализацию норм и правил пожарной безопасности, инструкций о порядке обращения с пожароопасными веществами и материалами, о соблюдении противопожарного режима и действиях людей при возникновении пожара; - изготовление и применение средств наглядной агитация для обеспечения пожарной безопасности; - порядок хранения веществ и материалов, тушение которых недопустимо одними и теми же средствами, в зависимости от их физико-химических и пожароопасных свойств; - нормирование численности людей на объекте по условиям безопасности их при пожаре; - разработку мероприятий по действиям администрации, рабочих, служащих и населения на случай возникновения пожара и организацию эвакуации людей; - основные виды, количество, размещение и обслуживание пожарной техники. <p>Применяемая пожарная техника должна обеспечивать эффективное тушение пожара (загорания), быть безопасной для природы и людей.</p> <p>Так же для борьбы с масляными пожарами предусматривается применение огнестойких жидкостей, например применение масла ОМТИ. В системе смазки и регулирования напорные маслопроводы, находящиеся в зоне высо-</p>				
Подпись и дата					
Ине. № дубл.					
Взам. инв. №					
Подпись и дата					
Ине. № подл.					
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

ких температур, помещаются в специальные защитные короба, выполненные из листовой стали толщиной не менее 3 мм. Все зоны скопления масляных паров вентилируются с помощью эксгаустров.

В отделении устанавливаются автоматическая дренчерная система пожаротушения и автоматическая система объёмного аэрозольного тушения (САТ) в соответствии с НПБ 110-03. Система оповещения людей о пожаре с автоматическим управлением и возможностью реализации множества вариантов организации эвакуации из каждой зоны оповещения в соответствии с НПБ 104-03. Аварийная вентиляция на случай возникновения пожара. Предусмотрена схема наружного и внутреннего пожарного водоснабжения с двумя независимыми вводами. На всех отметках размещено по несколько пожарных гидрантов. По всей территории на всех отметках установлены щиты с размещением первичных средств пожаротушения ЩП-В, а в местах с токоведущими проводниками ЩП-Е. Все меры пожарной безопасности выполняются в соответствии с ГОСТ 12.1.004-91 "Пожарная безопасность. Общие требования", ГОСТ Р-12.3.047-98 ССБТ "Пожарная безопасность технологических процессов. Общие требования. Методы контроля" и "Правилами пожарной безопасности", ППБ 01-03.

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист
-----	------	----------	---------	------	------

11. Экологическая безопасность

Защита водоемов от сточных вод:

Эксплуатация тепловых электрических станций связана с использованием большого количества воды. Основная часть воды (больше 90%) расходуется в системах охлаждения различных аппаратов: конденсаторов турбин, масло- и воздухоохладителей, движущихся механизмов.

К сточным водам относится любой поток воды, выводимый из цикла электростанции. На любой ПГУ образуются сточные воды, содержащие мазут, который попадает в них из главного корпуса, гаражей, открытых распределительных устройств, маслохозяйств.

Для защиты природных вод от загрязнения и рационального использования воды в народном хозяйстве, предусмотрены следующие технические решения, направленные на сокращение водопотребления и ликвидацию выбросов: оборотная система технического водоснабжения; обработке промышленных стоков, загрязненных нефтепродуктами, установка расширителей непрерывной продувки; повторное использование очищающих стоков в цикле ПГУ.

Выбросы в окружающую среду:

Процесс горения топлива в КС энергетических ГТУ сложнее, чем в топочных камерах обычных энергетических установок.

При относительно невысоких температурах химическая реакция горения протекает достаточно медленно, а потребление кислорода во много раз меньше возможности его доставки к фронту пламени, который отделяет топливовоздушную смесь от продуктов сгорания.

Наиболее опасными выбросами ПГУ являются оксиды азота. Содержание оксидов азота определяет токсичность продуктов сгорания природного газа на 90-95%. Кроме того, оксиды азота под воздействием ультрафиолетового излучения активно участвуют в фотохимических реакциях в атмосфере с образованием других вредных газов.

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Име. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Име. № подл.

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
-----	------	----------	---------	------

Лист

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Име. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Име. № подл.

Источником образования оксидов азота служит азот воздуха и топлива. В атмосферном воздухе содержится 78,1% азота по объему.

Азот является составной частью рабочей массы топлива. Содержание азота в топливе невелико: до 1 – 1,5% в топочн природном газе и лишь в отдельных месторождениях природный газ содержит до 4% молекулярного азота.

По своей распространенности и интенсивности воздействия из многих химических веществ этого типа наибольшее значение имеют полициклические ароматические углеводороды (ПАУ) и наиболее активный из них – бенз(а)пирен. Максимальное количество бенз(а)пирена образуется при температуре 700-800 °С в условиях нехватки воздуха для полного сгорания топлива.

Мероприятия, направленные на уменьшение выбросов NO_x

Существующие технические решения не всегда позволяют добиться удовлетворительных экологических показателей работы КС энергетических ГТУ. В определенных режимах их переводят в так называемый мокрый режим работы, впрыскивая в поток газов определенное количество воды (пара). Это позволяет значительно сократить количество NO_x в газах.

Побочным явлением такого решения являются:

- сокращение периодов между профилактическим техобслуживанием и уменьшение срока службы;
- дополнительные затраты на подготовку и впрыск воды (пара);
- увеличение эмиссии CO.

Международный концерн “Асеа Броун Бовери” (АББ) достиг значительных успехов в разработке современных сухих малотоксичных КС оригинальной конструкции. Это так называемые EV – горелки, (экологическая горелка).

EV – горелка состоит из двух конусов, которые смещены один относительно другого в осевом направлении. В результате их смещения образуются два шлица по всей длине горелки. Через эти шлицы в горелку поступает воз-

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

дух для горения, который перемешивается с природным газом, вводимым через небольшие отверстия по краям шлицов. Благодаря специальной форме внутри горелки образуется топливовоздушная смесь, которая покидает конус и поступает в факел. Последний стабилизируется рециркуляционной зоной перед горелкой без помощи механического стабилизатора пламени.

В результате того, что обтекающий EV – горелку “холодный” воздух для горения поступает внутрь и факел не имеет контакта с корпусом горелки, последняя остается сравнительно “холодной” и таким образом не подвергается износу.

EV – горелка пригодна для смешанного режима сжигания газообразного и жидкого топлива. При работе на жидком топливе оно распыляется на внешние конуса и перемешивается с воздухом для сжигания.

При работе на природном газе без впрыска пара (воды) EV – горелки гарантируют выбросы NO_x меньше 25 ppm.

Снижение выброса соединений серы в атмосферу:

Диоксид серы (SO_2), содержащийся в дымовых газах, практически не влияет на процесс производства электроэнергии. Триоксид серы (SO_3) обуславливает сернокислотную точку росы. По ней выбирают температуру уходящих газов котлов, и она является одним из основных факторов эффективной работы газоочистки.

Но практическое отсутствие воздействия SO_2 на процесс производства энергии “компенсируется” активным воздействием этого вещества на окружающую среду: диоксид серы в атмосфере при воздействии озона, образующегося из кислорода воздуха под действием солнечного света, окисляется до триоксида серы SO_3 , который соединяется с водяным паром и образует пары серной кислоты.

Пары серной кислоты в три-четыре раза тяжелее воздуха, под действием гравитации вместе с атмосферными осадками поступают в почву.

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Име. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Име. № подл.

В результате пресноводные водоемы и реки закисляются, что приводит к потере части водной флоры и фауны.

Наличие в дымовых газах диоксида серы обусловлено постоянным присутствием в твердом и жидком топливе (и в природном газе некоторых месторождений) различных соединений серы – сульфидов и органических соединений.

Сокращение выбросов соединений серы на ПГУ может быть осуществлено тремя способами:

- путем очистки топлива от соединений серы до его сжигания;
- связыванием серы в процессе горения;
- в результате очистки дымовых газов.

Сокращение выбросов углекислого газа (CO₂) в атмосферу:

С развитием индустрии и техники установившийся баланс нарушился из-за сжигания биомассы. В результате сжигания ископаемых топлив на земле теперь возникает ежегодный прирост на 15 млрд. тонн CO₂ сверх сбалансированного круговорота, что способствует образованию так называемого парникового эффекта.

Уменьшить выбросы CO₂ значительно сложнее, чем выбросы других вредных веществ. Очистка уходящих газов ПГУ от углекислого газа аппаратными средствами (например с помощью абсорбционной или мембранной технологии) на сегодняшний день исключительно дорога, нецелесообразна и не находит применения. Однако, учитывая необходимость решения данной проблемы, в индустриально развитых странах ведутся работы и в этом направлении.

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист
-----	------	----------	---------	------	------

12 Экономическая часть

Расчёт основных технико-экономических показателей проектируемого парогазового энергоблока:

В дипломном проекте рассчитана себестоимость электрической энергии для проектируемого энергоблока. В качестве основного оборудования используются парогазовая установка ПГУ в составе:

- Одна газовая турбина ГТУ М701F4 – 312,1МВт;
- Один трехконтурный котел-утилизатор;
- Одна паровая турбина К-140-12,8;
- Мощность энергоблока – 451,8МВт;

Проектный расход топлива для газовой турбины (по данным каталога энергетического оборудования), кг/с,

$$B_{ГТУ} = 15,42 \text{ кг / с};$$

Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией:

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

$$U_{\Sigma} = U_T + U_{ЗП} + U_A + U_{ТР} + U_{ПР}$$

где U_T - затраты на топливо;

$U_{ЗП}$ - расходы на оплату труда;

U_A - амортизация основных производственных фондов;

$U_{ТР}$ - расходы на ремонт основных фондов;

$U_{ПР}$ - прочие расходы;

Расчёт затрат на топливо:

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

$$T_P = 8760 - T_{РЕМ},$$

где $T_{РЕМ}$ - время простоя в ремонте, ч;

$$T_p = 8760 - 3 \cdot 482 = 7314$$

Выработка электроэнергии на ТЭС, МВт ч:

$$W = N_{уст} \cdot T_{уст},$$

где $N_{уст}$ - установленная мощность блока, МВт;

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

$$T_{уст} = 7000;$$

$$W = 451,8 \cdot 7000 = 3162600 ;$$

Средняя нагрузка энергоблока, МВт:

$$P_{кэс} = W / T_p ;$$

Где, T_p - число часов фактической работы, ч;

$$P_{кэс} = 3162600 / 7314 = 432,4 \text{ МВт};$$

Среднегодовая нагрузка энергоблока, МВт:

$$P_{бл} = P_{кэс} = 432,4 \text{ МВт};$$

Годовой расход топлива энергоблоком на выработку электрической нагрузки в установившемся режиме, т у.т./год:

$$B_{уст} = B_{ГТУ} \cdot n_{ГТУ} \cdot 3,6 \cdot T_p \cdot n_{бл};$$

Где, $B_{ГТУ}$ - расход натурального газообразного топлива на одну газотурбинную установку, $B_{ГТУ} = 15,42$ кг/с – данные с каталога оборудования;

$n_{ГТУ}$ - количество ГТУ в одном блоке;

$$B_{уст} = 15,42 \cdot 1 \cdot 3,6 \cdot 7314 \cdot 1 = 406014 \text{ т у.т./год};$$

Потери топлива в неуставившемся режиме:

$$B_{НЕУСТ} = B_{П6-10ч} \cdot n_{П6-10ч} \cdot n_{бл} + B_{ПХ.С.} \cdot n_{ПХ.С.} \cdot n_{бл};$$

Где, $B_{П6-10ч}$ и $B_{ПХ.С.}$ - пусковые потери соответственно при останове на 6-10 часов и при пуске из холодного состояния;

$n_{П6-10ч}$ и $n_{ПХ.С.}$ - число пусков и остановов соответственно на 6-10 часов и из холодного состояния;

$$B_{НЕУСТ} = 140 \cdot 2 \cdot 1 + 250 \cdot 2 \cdot 1 = 780 \text{ т у.т./год};$$

Расход условного топлива ПГУ, т у.т./год:

$$B = B_{\text{уст}} + B_{\text{неуст}} ;$$

$$B = 406014,8 + 780 = 406794,8 \text{ т у.т./год};$$

Расход натурального топлива тыс. м³:

$$B_{\text{нат}} = \frac{B \cdot 29310}{Q_n^p \cdot \rho_z};$$

где Q_n^p - низшая теплота сгорания природного газа, кДж/кг, $Q_n^p = 46916$;

ρ_z - плотность природного газа, кг/м³, $\rho_z = 0,762$;

$$B_{\text{нат}} = \frac{406794,8 \cdot 29310}{46916 \cdot 0,762} = 372262,4 \text{ тыс.м}^3;$$

Затраты на топливо, млн. руб./год:

$$U_T = C \cdot B_{\text{нат}} \cdot 10^{-6} ;$$

Где, C - цена природного газа, руб./тыс. м³, $C = 3257$ - оптовая цена на газ во втором полугодии 2015г

$$U_T = 3257 \cdot 372262,4 \cdot 10^{-6} = 1212,5 \text{ млн. руб./год};$$

Расходы на оплату труда:

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

$$U_{\text{зн}} = N_{\text{ПГУ}} \cdot n_y \cdot \Phi_{\text{зн}} \cdot 10^{-6} ;$$

где n_y - штатный коэффициент, $n_y = 0,7$;

$\Phi_{\text{зн}}$ - средняя зарплата одного работника за год, 408т.руб./год⁷;

$$U_{\text{зн}} = 451,8 \cdot 0,7 \cdot 408000 \cdot 10^{-6} = 129,3;$$

Амортизационные отчисления:

Размер амортизационных отчислений, млн. руб./год:

$$U_A = K \cdot H_A;$$

Где, H_A - средняя норма амортизации станции в целом;

⁷ По данным Росстата об уровне среднего дохода населения России на период 2015-2016гг. для сферы производства и распределения воды, электроэнергии и газа.

$$H_A = 0,02 + 3,5 \cdot 10^{(-6 \cdot T_{\text{вст}})} ;$$

$$H_A = 0,02 + 3,5 \cdot 10^{(-6 \cdot 7000)} = 0,0445 ;$$

K - капитальные вложения в ПГУ, млн. руб./год:

$$K = K_{\text{ПГУ}} \cdot N_{\text{ПГУ}} ;$$

Где, $K_{\text{ПГУ}}$ – удельные капитальные вложения в строительство технологий, используемых для производства электроэнергии на период 2000-2010гг.

$K_{\text{ПГУ}} = 535$ долл.США/кВт, $K_{\text{ПГУ}} = 34400$ руб/кВт (с учетом инфляции на 2016г.)

$$K = 33869 \cdot 451,8 \cdot 1000 / 1000000 = 15302 \text{ млн. руб./год};$$

$$U_A = 15302 \cdot 0,0445 = 680,9 \text{ млн. руб / год};$$

Расходы по ремонтному обслуживанию:

Расходы по ремонту, млн. руб./год:

$$U_{\text{ТР}} = K \cdot H_{\text{ТР}} ;$$

Где, $H_{\text{ТР}}$ - норма отчислений на ремонтное обслуживание от капитальных вложений в ПГУ;

$$U_{\text{ТР}} = 15302 \cdot 0,02 = 306 \text{ млн. руб./год};$$

Прочие расходы:

К прочим расходам относятся:

- Общецеховые и общестанционные расходы;
- Расходы по охране труда и технике безопасности;
- Налоги сборы;
- Плата за землю;
- И др.

Их величина принимается 20-30% от суммарных затрат на амортизацию, ремонт и зарплату, с учётом единого социального налога, млн. руб./год:

$$U_{\text{ПР}} = 0,25 \cdot (U_{\text{АМ}} + U_{\text{ТР}} + U_{\text{ЗП}}) + ECH;$$

где ECH - единый социальный налог, рассчитываемый по ставке 26% от расходов на оплату труда;

$$ECH = 0,26 \cdot 129,3 = 33,55 ;$$

$$U_{\text{пр}} = 0,25 \cdot (680,9 + 306 + 129) + 33,55 = 256,75;$$

Эксплуатационные расходы составят, млн. руб./год:

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

$$U_{\text{э}} = 1212,5 + 129 + 680,9 + 306 + 256,75 = 2585,2 ;$$

Расчёт себестоимости единицы электроэнергии:

Годовой отпуск энергии с шин станции, МВт ч;

$$W_{\text{отп}} = W \cdot (1 - \alpha_{\text{сн}});$$

где $\alpha_{\text{сн}}$ - коэффициент расхода электроэнергии на собственные нужды станции;

$$W_{\text{отп}} = 3162600 \cdot (1 - 0,028) = 3074047,2;$$

Себестоимость отпущенной энергии, руб./кВт ч:

$$U_{\text{отп}}^{\text{э}} = \frac{U_{\text{э}}}{W_{\text{отп}}} ;$$

$$U_{\text{отп}}^{\text{э}} = \frac{2585,22}{3074047,2} \cdot 10^3 = 0,84 ;$$

Себестоимость выработанной энергии, руб./кВт ч:

$$U_{\text{вып}}^{\text{э}} = \frac{U_{\text{э}}}{W} ;$$

$$U_{\text{вып}}^{\text{э}} = \frac{2585,22}{3162600} \cdot 10^3 = 0,82 ;$$

Удельный расход условного топлива на выработанный кВт·ч,
кг у.т./кВт ч:

$$B_{\text{вып}} = \frac{B}{W} ;$$

$$B_{\text{вып}} = \frac{406794,8}{3162600} = 0,129 ;$$

Удельный расход условного топлива на отпущенный кВт·ч,
кг у.т./кВт ч:

$$B_{\text{отп}} = \frac{B}{W_{\text{отп}}} ;$$

$$B_{\text{отп}} = \frac{406794,8}{3074047,2} = 0,132 ;$$

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Инв. № подл.

12.1 Расчёт срока окупаемости капитальных вложений по проекту ПГУ

Срок окупаемости - это период (измеряемый в месяцах, кварталах или годах), начиная с которого первоначальные затраты покрываются суммарными результатами. Другими словами, это интервал времени, в течении которого общий объём капитальных затрат остаётся большим суммы амортизационных отчислений и прироста прибыли предприятия.

Соотношение между доходами и расходами по реализации проекта определяется показателем чистого дисконтированного дохода (ЧДД). Если ЧДД больше нуля, то все затраты по проекту окупаются доходами, т.е. данный проект инвестиций можно рекомендовать к практической реализации.

Срок ввода в эксплуатацию парогазового энергоблока от 1 до 3-х лет.

Для расчета выручки от продаж примем тариф на отпущенный кВт·ч с учётом планируемой рентабельности, $T=1,5$ руб/ кВт·ч;

Чистый денежный поток по отпущенной электроэнергии, млн.руб:

$$ЧД = (T - U_{отп}^э) \cdot W_{отп} ;$$

$$ЧД = (1,5 - 0,84) \cdot 3074047,2 = 2025,85 ;$$

Дисконтированный доход, млн.руб:

$$ДД_t = D_t \cdot (1 + E)^{(\tau-1)} ;$$

Где E – дисконтная ставка, %;

τ – год приведения инвестиций;

D – доход;

t – шаг расчета;

Чистый дисконтированный доход, млн. руб.:

$$ЧДД = \left\{ \left[(T - U_{отп}^э) \cdot W_{отп} + U_{ам} \right] \cdot \frac{1}{(1 + 0.1)^n} \right\} - K$$

где K - стоимость строительства станции, млн.руб.;

$U_{\text{отп}}$ - себестоимость отпущенной энергии, руб./кВт ч.;

$U_{\text{ам}}$ - амортизация основных производственных фондов;

$W_{\text{отп}}$ - годовой отпуск энергии с шин станции, МВт;

n - текущий год;

T - тариф на отпущенный кВт·ч с учётом планируемой рентабельности,

Построим график зависимости от нормы дисконта E (рисунок 1). Внутреннюю норму доходности ВНД определим как ставку дисконтирования, при которой чистый дисконтированный доход проекта равен нулю, т.е. $\text{ВНД}=12,2\%$

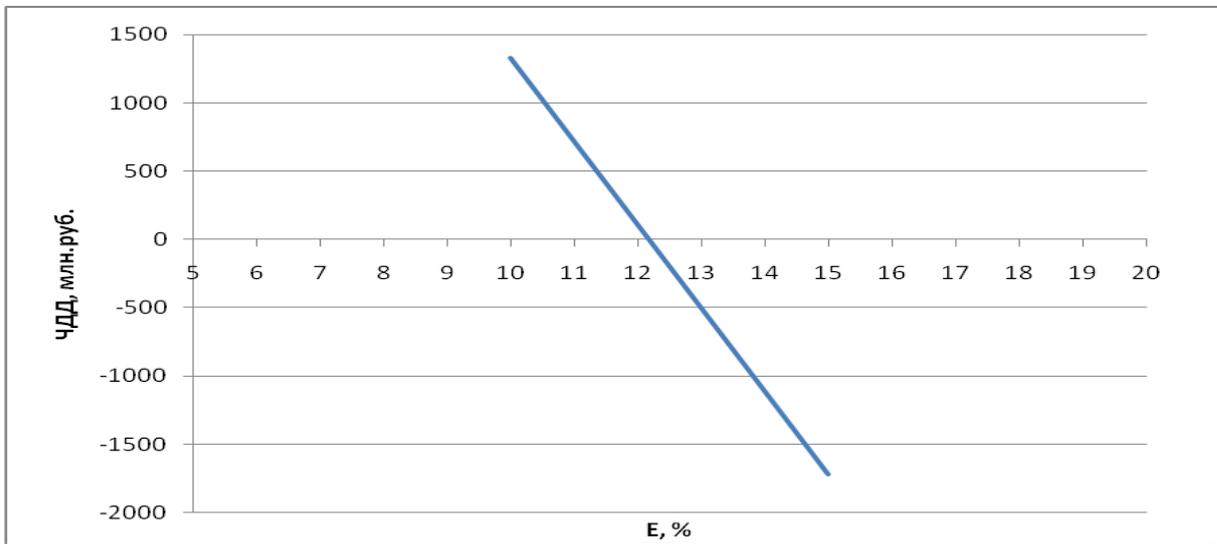


Рисунок 12.1.1 – График зависимости от нормы дисконта

Перв. примен.

Справ. №

Подпись и дата

Ине. № дубл.

Взам. инв. №

Подпись и дата

Ине. № подл.

Таблица 12.1.1 Поток наличности при E=10%

Показатели	Расчётный период										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1) Денежный поток по инвестиционной деятельности – кап. вложения(К)	-15302	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2) Денежный поток по основной деятельности: -амортизационные отчисления -доход по отпущенной эл.энергии	-	2025,8	2025,8	2025,8	2025,8	2025,8	2025,8	2025,8	2025,8	2025,8	2025,8
3) Чистый денежный поток	-15302	2706,8	2706,8	2706,8	2706,8	2706,8	2706,8	2706,8	2706,8	2706,8	2706,8
4) Коэффициент дисконтирования $1/(1+0,1)^n$	1	0,909	0,826	0,751	0,683	0,62	0,564	0,513	0,466	0,424	0,385
5) Дисконтированный доход	-15302	2460,7	2237	2033,6	1848,8	1680,7	1527,9	1289	1262,7	1147,9	1043,6
6) Дисконтированный доход нарастающим потоком	-15302	-12841,3	-10604,3	-8570,6	-6721,9	-5041,2	-3513,3	-2124,2	-861,5	286,4	1330

В результате расчета проекта строительства парогазового энергоблока при горизонте расчета в 10 лет, будет получен чистый дисконтированный доход 1330млн. рублей, срок окупаемости 8,7лет. При различной норме дисконта 10% и 15% внутренняя норма доходности 12,2%.

Перв. примен.
Справ. №

11. Никитина И.К. «Справочник по трубопроводам тепловых электростанций» - М.: Энергоатомиздат, 1983.-176 с., ил.

12. Хижняков С.В. «Практические расчеты тепловой изоляции». М.: Энергия, 1976.

13. Справочник по специальным работам. Тепловая изоляция /В.И.Бельский, А.А.Борознин, Н.М.Зелинсон и др. М.: Стройиздат, 1973.

14. «Техническое перевооружение газомазутных ТЭС с использованием ГТУ и ПГУ» приложение № 24а к программе модернизации электроэнергетики России на период до 2020года. От 25 февраля 2010г.-77с.

15. Трухний А.Д., Петрунин С.В. «Расчет тепловых схем парогазовых установок утилизационного типа» методическое пособие по курсу «Энергетические установки», М.: Издательство МЭИ, 2001-24стр.

16. Расчет показателей тепловых схем и элементов парогазовых и газотурбинных установок электростанций: Учебное пособие / С.В. Цанев, В.Д. Буров, С.Н. Дорофеев и др. Под ред. В.В. Чиждова

17. Ключев А.С., Глазов Б.В. Проектирование систем автоматизации технологических процессов: Справочное пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 464 с.

18. Плетнев Г.П. Автоматизированное управление объектами тепловых электростанций: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1981. – 368 с.

19. Демченко В.А. Автоматизация и моделирование технологических процессов ТЭС: Учебное пособие. – Одесса: Астропринт, 2001. – 305 с.

20. Волошенко А.В., Горбунов Д.Б. Проектирование систем автоматического контроля и регулирования: Учебное пособие. – Томск: Изд-во ТПУ, 2007. – 109 с.

Инев. № подл.	Подпись и дата	Инев. № дубл.	Подпись и дата	Взам. инв. №
---------------	----------------	---------------	----------------	--------------

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
-----	------	----------	---------	------