

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»
Политехнический институт
Заочный факультет
Кафедра «Промышленная теплоэнергетика»
Направление подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

ВЫПУСКНАЯ
КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
ПРОВЕРЕНА
Рецензент, Начальник отдела продаж
Службы сбыта ООО «Уралэнергосбыт»
_____ С. В. Каганович
«__» _____ 2020 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой
«Промышленная теплоэнергетика»
к.т.н., доцент
_____ К.В. Осинцев
«__» _____ 2020 г.

Расширение Назаровской ГРЭС за счет установки ПГУ-325

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ БАКАЛАВРА
ЮУрГУ-13.03.01.2020.440.17.ПЗ ВКР

Консультант по разделу
«Безопасность жизнедеятельности»,
к.т.н., доцент
_____ И.П. Палатинская
«__» _____ 2020 г.

Руководитель работы,
к.т.н., доцент
_____ С.В. Пашнин
«__» _____ 2020 г.

Консультант по разделу
«Экономика и управление»,
старший преподаватель
_____ Р.А.Алабугина
«__» _____ 2020 г.

Автор работы,
студент группы ПЗ-579
_____ А.О. Топчаев
«__» _____ 2020 г.

Нормоконтролер,
старший преподаватель
_____ Р.А. Алабугина
«__» _____ 2020 г.

Челябинск 2020

АННОТАЦИЯ

Топчаев А.О.. Расширение Назаровской ГРЭС за счет установки ПГУ-325.. -Челябинск: ЮУрГУ, ПИ, ЗФ; 2020, 94 с., 8 ил., библиог. список-36 наим., 5 листов чертежей ф.А1, 2 демонстрационный лист ф.А1.

Предложен вариант по увеличению отпуска электрической энергии высокого качества с применением парогазовой установки на Назаровской ГРЭС. Парогазовая установка ПГУ-325 включает в себя две ГТЭ-110, два котла-утилизатора П-88 и конденсационной турбины К-110-6,5, поставщика НПО «Сатурн».

Возведение парогазовой установки позволит уменьшить капитальные затраты на строительство нового блока, а также сроки изготовления. Себестоимость отпускаемой электроэнергии будет значительно меньше, чем при установке паротурбинной установки такой же мощности.

Пояснительная записка к дипломному проекту содержит 5 разделов, в которых изложены основные расчёты котла-утилизатора, рассчитана тепловая схема с выбором основного и вспомогательного оборудования, приведено технико-экономическое обоснование расширения Назаровской ГРЭС, а также рассмотрены вопросы экологии при работе теплоэнергетического оборудования, автоматизации и безопасности жизнедеятельности.

Графическая часть выполнена с применением AutoCAD-системой автоматизированного проектирования на 8 листах формата А1.

					<i>13.03.01.2020.440.17 ПЗ</i>								
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	<i>Расширение Назаровской ГРЭС за счет установки ПГУ-325</i>			<i>Лит.</i>			<i>Лист</i>	<i>Листов</i>	
<i>Разраб.</i>	<i>Топчаев А.О.</i>							<i>В</i>	<i>К</i>	<i>Р</i>	<i>3</i>		<i>94</i>
<i>Руковод.</i>	<i>Пащинин С.В.</i>												
<i>Н. Контр.</i>	<i>Алабугина Р.А</i>												
<i>Зав. каф</i>	<i>Осинцев К.В.</i>							<i>ЮУрГУ Кафедра «Промышленная теплоэнергетика»</i>					

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 КРАТКОЕ ОПИСАНИЕ НАЗАРОВСКОЙ ГРЭС.....	9
1.1 Топливо.....	10
1.2 Техническое водоснабжение.....	10
1.2.1 Насосные станции.....	11
1.3 Краткое описание основного оборудования ГРЭС.....	12
1.3.1 Характеристика котельных агрегатов.....	12
1.3.2 Характеристика паровых турбин.....	15
1.3.3 Характеристика турбогенератора.....	17
2 ОБОСНОВАНИЕ НЕОБХОДИМОСТИ РАСШИРЕНИЯ НАЗАРОВСКОЙ ГРЭС.....	19
3 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ ПО ТЕМЕ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТА.....	21
3.1 Опыт работы отечественных ПГУ.....	21
3.2 Опыт работы зарубежных ПГУ.....	22
4 ВЫБОР ВАРИАНТА РАСШИРЕНИЯ НАЗАРОВСКОЙ ГРЭС.....	24
5 ВЫБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПГУ-325.....	26
5.1 Газотурбинная установка ГТЭ-110.....	26
5.2 Котел-утилизатор П-88.....	28
5.3 Паровая турбина К-110-6,5.....	30
5.4 Выводы.....	32
6 СОСТАВЛЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПГУ-325.....	33
6.1 Описание тепловой схемы ПГУ-325.....	33
6.2 Построение процесса расширения пара в паровой турбине К-110-6,5.....	33
6.2.1 Определение внутреннего относительного КПД паровой турбины К-110-6,5.....	33
6.3 Расчет деаэратора питательной воды.....	40
6.4 Система технического водоснабжения.....	42
6.5 Определение экономических показателей ПГУ-325.....	42
6.6 Выводы.....	43
7 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА П-88.....	44
7.1 Исходные данные для расчета.....	44
7.2 Характеристики и энтальпии продуктов сгорания.....	44
7.3 Расчет коэффициента использования тепла.....	46
7.4 Тепловой расчет.....	47
7.4.1 Тепловой баланс котельного агрегата и расход топлива.....	47
7.4.2 Конструктивные характеристики котла.....	47
7.4.3 Расчет пароперегревателя высокого давления.....	48

7.4.4	Расчет испарителя высокого давления.....	48
7.4.5	Расчет экономайзера высокого давления.....	49
7.4.6	Расчет пароперегревателя низкого давления.....	50
7.4.7	Расчет испарителя низкого давления.....	51
7.4.8	Расчет газового подогревателя конденсата.....	52
7.5	Расчет КПД котла-утилизатора.....	53
7.6	Расчет расхода теплоты.....	53
7.7	Выводы.....	57
8	ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ.....	58
8.1	Мероприятия по энергосбережению на ГРЭС.....	58
9	КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ, ЗАЩИТА, АВТОМАТИКА КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА П-88.....	60
9.1	Схема автоматического регулирования котла-утилизатора П-88...	60
9.2	Система защит котла-утилизатора П-88.....	62
9.3	Выводы.....	66
10	ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ ПРИ РАБОТЕ ГРЭС.....	67
10.1	Защита окружающей среды.....	67
10.2	Расчет выбросов окислов азота.....	67
10.3	Графоаналитический метод определения высоты дымовой трубы.....	69
10.4	Использование прямого водоснабжения.....	73
10.5	Очистка замасленных вод.....	73
10.6	Выводы	74
11	БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ ПРИ РАБОТЕ ПГУ-325.....	75
11.1	Анализ опасных и вредных производственных факторов.....	75
11.2	Нормирование вредных и опасных производственных факторов..	76
11.3	Безопасность производственных процессов и оборудования.....	80
11.4	Эргономика и производственная эстетика.....	82
11.5	Выводы	83
12	ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ.....	84
12.1	Технико-экономический расчет.....	84
12.1.1	Использование паротурбинной установки К-300-240.....	84
12.1.2	Использование парогазовой установки ПГУ-325.....	86
12.1.3	Сравнение вариантов технических решений и выбор лучшего варианта.....	88
12.2	SWOT-анализ вариантов технических решений	89
12.3	Планирование целей проекта в дереве целей	90
12.4	График Ганта.....	90
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	92
	БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	93

ВВЕДЕНИЕ

РФ обладает значительными запасами первичных энергоресурсов. Наша страна является одной из немногих стран в мире, способных полностью обеспечить этими собственными ресурсами производство электрической и тепловой энергии, необходимыми для удовлетворения потребностей населения и экономики как в настоящее время, так и в обозримой перспективе.

Разведанные промышленные запасы природного газа в России достигают 47,5 трлн. м³, что составляет около 30 % мировых запасов газа. Наши неразведанные ресурсы газа оцениваются в 165 трлн. м³. около 80 % разведанных запасов газа приходится на Западно-Сибирский регион, в основном Ямало-Ненцкий округ.

Добыча газа в 2006 г. превысила 656 млрд. м³. более 90 % природного газа добывается в Западной Сибири. Разрабатываемые здесь месторождения характеризуются значительной выработанностью, они вступили в период падающей добычи. Доля компенсации падения добычи газа на действующих месторождениях предстоит освоение ресурсов перспективных газодобывающих районов Тюменской области – Обско-Тазовских губ, полуострова Ямал, районов Восточной Сибири, Якутии, а также морских шельфов. В соответствии с концепцией Минэкономразвития России добыча природного газа на разработанных месторождениях может увеличиться в 2030 г. до 300 млрд. м³ газа. Если существующая доля газа для отраслевых ТЭС сохранится, электроэнергетика в 2030 г. будет получать 215–225 млрд. м³ газа.

Суммарные прогнозные ресурсы угля всех видов и марок в России оцениваются объемом 5300 млрд. т. Около 20 % этих ресурсов приходится на Кузнецкий, Канско-Ачинский Печорский и другие освоенные бассейны. Остальные угольные ресурсы сконцентрированы в слабо изученных гигантских Тунгусском и Ленинском бассейнах в Сибири, на Дальнем Востоке.. из такого мощного потенциала разведано и учтено по различным промышленным категориям всего 200 млрд. т. угля, или около 4 % всех его прогнозных ресурсов. При современном уровне потребления угля в России, его изведенных запасов хватит на несколько сотен лет. Добыча угля в 2006 г. составила 309 млрд. т. Анализ динамики технически возможных объемов добычи угля на действующих, новых шахтах и разрезах показывает, что к 2030 г. в России может быть добыто 520 млрд. т. угля, из которых 420 млрд. т. придется на энергетические возможности для наращивания производства электроэнергии на угольных ТЭС.

Несмотря на наличие значительных запасов первичных энергоресурсов, в России существует ряд объективных факторов, вызывающих определенные трудности в использовании богатого природного потенциала. Во-первых, энергетические ресурсы размещены на территории страны крайне неравномерно. Основные ресурсы газа, нефти, угля и гидроресурсы расположены в Сибири, в то время как основная часть потребителей находится в европейских районах и на Урале. Во-вторых, сложившаяся в стране в условиях переходной экономики структура цен на первичные энергоносители не способствует

										Лист
										6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2020.440.17 ПЗ

строительства новых ГЭС, а также ТЭС на угле и на газе. Все имеющиеся в настоящее время мощности, работающие на газе к 2030 г. будут представлять собой после реконструкции в основном парогазовые установки мощностью от 70 до 450 МВт с КПД в среднем 52–33 %. Среди новых парогазовых будут преобладать установки единичной мощности от 325 до 750 МВт с КПД 55–60 % и ПГУ меньшей мощности, чем на ТЭЦ. Генерирующие мощности на угле будут состоять из установок критические параметры пара с КПД от 46 до 55 %, установок с котлами с циркулирующим кипящим слоем, котлами с «низкотемпературным вихрем». Общий средний КПД установок, производящих электроэнергию на угле, будет около 41 % [1].

					<i>13.03.01.2020.440.17 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		8

1 КРАТКОЕ ОПИСАНИЕ НАЗАРОВСКОЙ ГРЭС

Площадка Назаровской ГРЭС расположена в городе Назарово, Красноярского края России, Сибирский федеральный округ и относится к Восточно-Сибирскому экономическому району. ОАО «Назаровская ГРЭС» входит в Группу «Сибирская генерирующая компания».

В соответствии с Техническим заданием, проектом предусматривается установка парогазовой установки номинальной мощностью 325 МВт. Вновь проектируемый блок будет построен как расширение существующей паросиловой электростанции.

Станция может работать как в конденсационном, так и в теплофикационном режимах. Среднегодовая выработка электричества составляет приблизительно 5,4 млрд. кВт·ч, тепловой энергии – 588 тыс. Гкал.

В начале 2000-х годов на ГРЭС осуществлялась программа модернизации, в целях уменьшения влияния работы станции на окружающую среду и реку Чулым в частности.

В апреле 2011 года на Назаровской ГРЭС приступили к активной фазе реализации инвест. проекта по техническому перевооружению энергоблока № 7. В апреле на станции начались работы по демонтажу котла П-49. Работы проводятся в рамках реализации проекта по реконструкции энергоблока № 7, направленного на увеличение установленной мощности, обеспечение надежности и эффективности оборудования. Установленная мощность энергоблока № 7 будет увеличена на 15 МВт и достигнет 415 МВт. 18 марта 2014 года успешно завершены испытания по переаттестации мощности энергоблока. По результатам испытаний седьмой энергоблок подтвердил возможность нести максимальную электрическую нагрузку 498 МВт [1].

Представляя Вашему вниманию годовой отчет за 2013 год ОАО «Назаровская ГРЭС», являющегося одним из лидирующих предприятий, снабжающих потребителей электро- и теплоэнергией, хотелось бы отметить, что менеджмент Компании успешно справился с поставленными перед ним задачами по повышению эффективности ее работы.

В качестве основных достижений прошедшего года можно выделить:

- завершилась реализация инвестиционного проекта по техническому перевооружению блока № 7 ОАО «Назаровской ГРЭС». Реализация проекта ДПМ позволила увеличить мощность блока с 400 МВт до 433 МВт, что повысит надежность работы энергосистемы Сибири;
- продолжается реконструкция золоотвала № 1, реализация проекта позволит снизить негативное воздействие золоотвала на окружающую среду;
- повышение надежности работы оборудования.

Среди приоритетных задач на 2014 год, стоящих перед ОАО «Назаровская ГРЭС», переаттестация блока № 7 с увеличением установленной мощности с 433 МВт до 498 МВт (системный оператор ЕЭС России аттестовал новую мощность с 1 апреля этого года); продолжение реализации экологических проектов, мероприятий направленных на повышение надежности работы оборудования [2].

										Лист
										9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2020.440.17 ПЗ

1.1 Топливо

Станция использует в качестве топлива бурый уголь разреза «Назаровский» (Канско-Ачинский угольный бассейн), расположенный в пяти километрах от ГРЭС. Станция и угольный разрез являются градообразующими предприятиями города Назарово. Добыча угля в бассейне на 2012 год превысила 42 млн т в год, наиболее крупным угледобывающим предприятием является крупнейший в России угольный разрез «Бородинский», его средняя производительность за последнее десятилетие – 19,4 млн т/год, максимальная добыча 24,7 млн т/год была достигнута в 2008 году. В последнее десятилетие (к 2012 году) к крупным относятся также разрезы «Берёзовский» (в среднем за десятилетие – 6 млн т/год), «Назаровский» (4,3 млн т/год) и «Переясловский» (4 млн т/год). До 2008 года в разряд крупных входил и разрез «Канский», добывавший до 3,9 млн т/год (2006 г.) С 2009 года добыча на этом разрезе была снижена и в 2012 году она составила всего 350 тыс.т/год. Производительность разрезов не зависит от горно-геологических условий и технической мощности предприятий.

Угли большинства месторождений в основном бурые, относятся к группе 2Б, угли Балахтинского и Переясловского месторождений – к группе 3Б. Угли Саяно-Партизанского месторождения каменные, групп Д и Г. Зольность бурых углей 6–12 %, средняя влажность 35 %, плотность около 1,5 т/м³, теплотворная способность 2 800–3 800 ккал/кг, содержание общей серы 0,3–1,0 %. В золе преобладает СаО в концентрациях 25–61 %, концентрации токсичных и радиоактивных малых элементов незначительны [3].

Расчетные характеристики предоставлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Расчетные характеристики топлива

Наименование	Размерность	Величина
A^P	%	7,3
$S^P_{\text{к}}$	%	0
$S^P_{\text{ор}}$	%	0,4
C^P	%	37,6
H^P	%	2,6
N^P	%	0,4
O^P	%	12,0
Низшая теплота сгорания, $Q^P_{\text{н}}$	кКал/кг	3110
Выход летучих на горючую массу, V^{Γ}	%	48,0

1.2 Техническое водоснабжение

Тепловая электростанция расположена на левом берегу притока Оби - реки Чулым, вода которой используется в целях её охлаждения. Гидроузел Назаровской ГРЭС расположен в 10 км северо-западнее г. Назарово. Гидроузел

пылеприготовления прямого вдувания с мельницами ММТ-1500/1910 и воздушной сушкой топлива. Для растопки котла установлены четыре мазутные форсунки [5].

На рисунке 1.1 изображен паровой котел ПК 38.

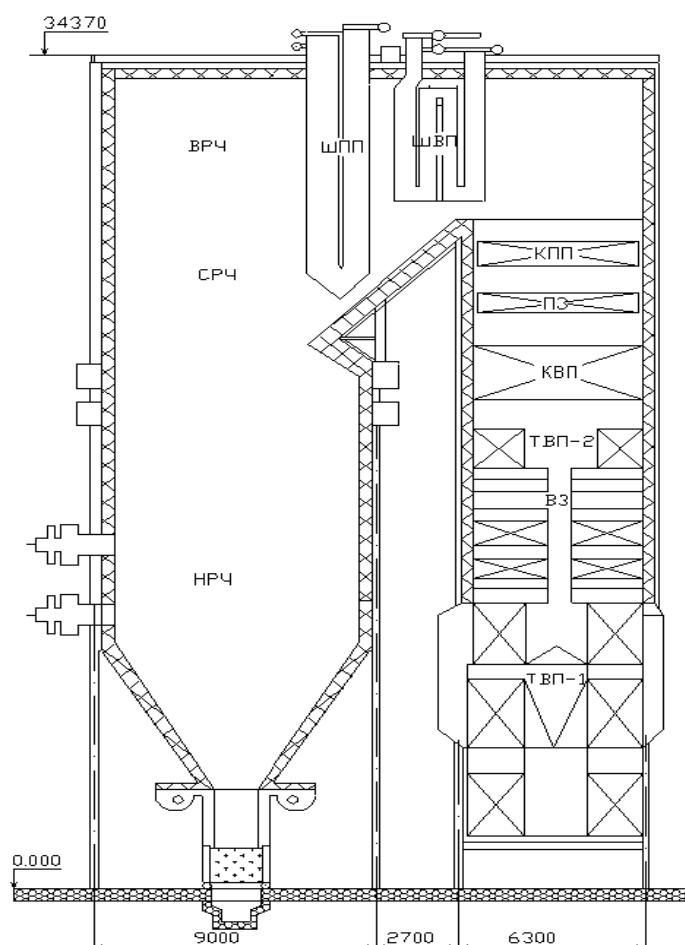


Рисунок 1.1 – Паровой котел ПК-38

Водяной экономайзер некипящего типа, двухпоточный с расположением коллекторов с правой и левой стороны котла. Нижняя радиационная часть (НРЧ) выполнена в виде двухзаходной ленты (по 30 труб в каждой ленте) с подъемом на боковых стенах и горизонтальным исполнением фронтальной и задней стен. Переходная зона (ПЗ) выполнена в виде одного противоточного пакета. Подвод пара к ПЗ выполнен в виде «паука» – четырьмя трубами Ду133 мм. Средняя радиационная часть (СРЧ) – является радиационным пароперегревателем первичного пара и выполнена, как и НРЧ в виде двухзаходной ленты по 36 труб в каждой. Верхняя радиационная часть (ВРЧ) состоит из 97 параллельно включенных змеевиков. На выходе газов из топки в горизонтальный газоход на задней стенке топки выполнен аэродинамический выступ, который охлаждается средой, поступающей от входных коллекторов СРЧ. Аэродинамический выступ распределяет газовый поток по всей высоте горизонтального газохода. По ходу

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

13.03.01.2020.440.17 ПЗ

Лист

13

газов в горизонтальном газоходе расположены следующие поверхности: ширмовый пароперегреватель, промежуточный пароперегреватель II степени. В конвективной шахте установлены: конвективный пароперегреватель, промежуточный пароперегреватель I степени, три ступени экономайзера, разделенные двумя ступенями воздухоподогревателя.

Технические характеристики котла приведены в таблице № 1.3 [5].

Таблица 1.3 – Технические характеристики котла ПК-38

Параметр	Значение
Производительность по первичному пару, т/час	270
Производительность по вторичному пару, т/час	240
Давление первичного пара, кгс/см ²	140
Давление вторичного пара, кгс/см ²	32
Температура первичного пара, °С	545
Температура вторичного пара, °С	545

Котел П-49 (Пп-1600-255) состоит из двух одинаковых корпусов с трехходовой компоновкой, работающих независимо друг от друга. Над топкой, в горизонтальных и поворотных газоходах расположены четыре ступени ширмового пароперегревателя. Котел оборудован 32 пылеугольными горелками (по 16 на каждый корпус). Конструкция корпуса П-образная представлена на рисунке 1.2.

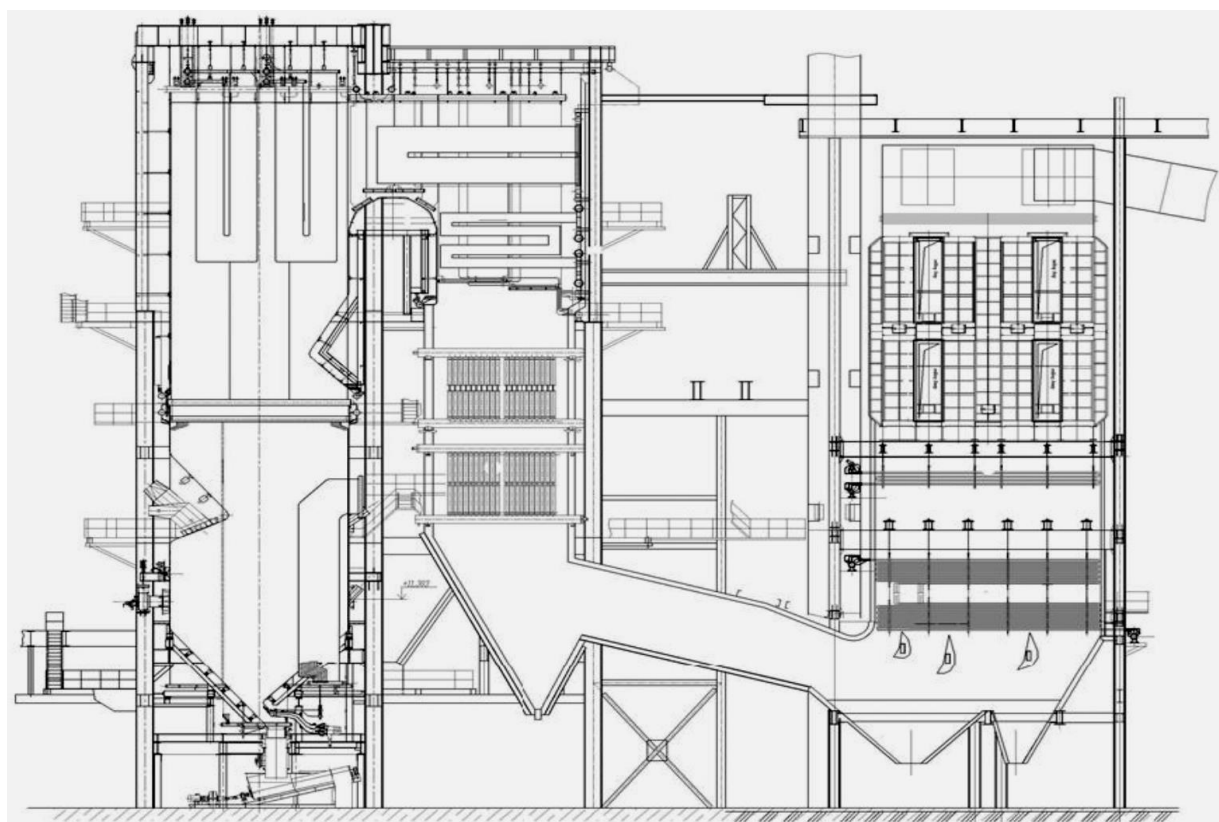


Рисунок 1.2 – Паровой котел П-49 (Пп-1600-255)

Технические характеристики Парового котла П 49 приведены в таблице 1.4 [6].

Таблица 1.4 – Технические характеристики котла П 49

Параметр	Значение
Номинальная производительность по острому пару, т/час	1600
Номинальная производительность по вторичному пару, т/час	1380
Давление острого пара, кгс/см ²	255
Давление вторичного пара, кгс/см ²	42,5
Температура первичного пара, °С	565
Температура вторичного пара, °С	565
КПД брутто, %	91,5

1.3.2 Характеристика паровых турбин

На Назаровской ГРЭС установлены следующие типы паровых турбин:

- К-160-130 – 6 шт;
- К-500-240 – 1 шт.

Турбина К-160-130 – теплофикационная с номинальной мощностью 160 МВт, рассчитана на параметры пара: давление – 130 атм. и температуру 540 °С. Турбина состоит из двух цилиндров: 1 ЦВД включает в себя части высокого и среднего давления, 1 ЦНД. В турбине К-160-130 ЧВД и ЧСД конструктивно совмещены в одном ЦВД. Между этими частями установлена разделительная диафрагма с развитым средним уплотнением.

Корпус ЦВД – двойной, с сопловыми коробками. Внутренний и наружный корпуса которые имеют горизонтальные разъемы. Ротор ЦВД – цельнокованый, выполнен из стали ЭИ-415. Лопатки закреплены на дисках грибовидными хвостовиками с заплечиками и перевязаны в пакеты периферийными ленточными бандажами.

Корпус ЦНД выполнен двойным. Внутренний корпус подвешен в наружном, и его фиксипункт находится на пересечении осей паровпуска и оси турбины. Ротор ЦНД – сварной, симметричный. Все рабочие лопатки ЦНД, кроме лопаток последней ступени, посажены на диски посредством грибовидных хвостовиков; лопатки последней ступени имеют елочный хвостовик с торцевой заводкой.

Каждый из роторов установлен на двух опорных подшипниках со сферическими вкладышами. Передний подшипник является комбинированным опорно-упорным, со сферическим вкладышем. Корпус переднего подшипника – выносной, двух других встроены в выходные патрубки ЦНД [7].

Крышки подшипников содержат аварийные масляные емкости (турбины первых выпусков имели масляный насос на валу турбины и поэтому аварийных емкостей не имели).

Основные технические характеристики приведены в Таблице 1.5.

										Лист
										15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2020.440.17 ПЗ

Таблица 1.5 – Основные технические характеристики турбины К-160-130

Параметр	Значение
Номинальная мощность, МВт	160
Максимальная мощность, МВт	165
Давление свежего пара перед стопорным клапаном, МПа	12,7
Давление пара после пром. перегрева, МПа	2,8
Температура свежего пара, °С	565
Температура пара после пром. перегрева, °С	565
Давление в конденсаторе, кПа	3,43
Число цилиндров, шт	2
Число ступеней, шт:	
ЧВД	7
ЧСД	8
ЧНД	12
Число регенеративных отборов	7
Масса турбины, т	420
Длина турбины, м	14,44

Турбина К-500-240 конденсационная без регулируемых отборов пара на регенерацию и собственные нужды энергоблока, с однократным промежуточным перегревом пара, номинальной мощностью 500 МВт. Технические характеристики турбины приведены в таблице № 1.6 [8].

Таблица 1.6 – Основные характеристики турбины К-500-240

Параметр	Значение
Номинальная мощность, МВт	500
Расход свежего пара, т/ч	1590
Давление свежего пара перед стопорным клапаном, МПа	23,5
Давление пара после пром. перегрева, МПа	3,7
Температура свежего пара, °С	540
Температура пара после пром. перегрева, °С	540
Давление в конденсаторе, кПа	3,43
Тип парораспределения	Сопловое
Конструктивная схема турбины	ЦВД+ЦСД+ 2 ЦНД
Число ступеней, шт:	
ЧВД	10
ЧСД	11
ЧНД	2×2×5
Число регенеративных отборов	9
Масса турбины, т	1037
Длина турбины, м	30,100
Номинальная температура питательной воды, °С	266,7
Расчетная температура охлаждающей воды, °С	12,0
Температура охлаждающей воды, °С	33
Структурная формула системы регенерации	3ПВД + Д + 5ПНД

1.3.3 Характеристика турбогенератора

На данный момент на блоках № 1 и № 5 установлены генераторы типа ТВФ-165-2УЗ производства ОАО «Силовые машины». Остальные 4 блока мощностью 165 МВт имеют генераторы типа ТВВ-165-2. Блок с турбиной К-500-240 укомплектован генератором ТГВ-500-2.

Характеристики ТВФ -165-2УЗ:

- охлаждение обмотки статора – косвенное водородное;
 - охлаждение обмотки ротора – непосредственное водородное по схеме самовентиляции;
 - охлаждение активной стали статора – водородное;
 - изоляция обмотки статора – на терморезистивных связующих;
 - изоляция обмотки ротора – на основе стеклоткани и теплостойких лаков [9].
- Технические характеристики ТВФ-165-2УЗ приведены в таблице 1.7.

Таблица 1.7 – Технические характеристики ТВФ-165-2УЗ

Параметр	Значение
Номинальная мощность, МВт	165
Полная мощность, МВт	194,12
КПД, %	98,6
Напряжение, кВ	18
Частота вращения, об/мин	3000
Общая масса, т	198
Общая масса статора	136

ТВВ-165-2.

Конструктивные особенности турбогенераторов серии ТВВ:

- охлаждение обмотки статора – непосредственное водяное;
- охлаждение обмотки ротора – непосредственное водородное по схеме самовентиляции, с забором газа из зазора между статором и ротором;
- охлаждение активной стали статора – непосредственное водородное;
- усовершенствованная конструкция коллекторов водяного охлаждения обмотки статора;
- изоляция обмотки статора – непрерывная, терморезистивная, класса нагревостойкости F;
- изоляция обмотки ротора – на основе стеклоткани и теплостойких лаков, класса нагревостойкости F;
- усовершенствованная конструкция торцевой зоны сердечника статора [9].
- ротор турбогенератора, который сидит на одном валу с паровой турбиной, выполняется из массивной поковки магнитной стали.

Технические характеристики ТВВ-165-2 представлены в таблице 1.8.

										Лист
										17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.440.17 ПЗ					

Таблица 1.8 – Технические характеристики ТВВ-165-2

Параметр	Значение
Номинальная мощность, МВт	165
Полная мощность, МВт	194,12
КПД, %	98,6
Напряжение, кВ	18
Частота вращения, об/мин	3000
Общая масса, т	167
Общая масса статора	115

ТГВ-500-2. Корпус статора – цилиндрический, сварной, газоплотный. Корпус статора турбогенератора мощностью 500 МВт состоит из трех частей – центральной и двух приставных с торцов коробов. Корпус статора заполнен водородом под давлением. Сердечник статора собран на продольные призмы. Для снижения вибрации внутренний корпус устанавливается в корпусе статора на пластинчатых пружинах, расположенных в несколько рядов по длине машины. Сердечник состоит из отдельных пакетов, разделенных кольцевыми радиальными каналами. Охлаждение обмотки ротора – водяное. Обмотка выполнена из медных проводников прямоугольной формы с круглым внутренним отверстием. Подход воды осуществляется через торец ротора. Водой охлаждаются также токоподвод и частично контактные кольца. Основные технические характеристики сведены в таблицу 1.9 [9].

Таблица 1.9 – Технические характеристики ТГВ-500-2

Параметр	Значение
Номинальная мощность, МВт	500
КПД, %	98,7
Напряжение, кВ	20
Частота вращения, об/мин	3000
Ток статора, кА	17,0
Напряжение возбуждения, В	440
Ток возбуждения, А	5120

2 ОБОСНОВАНИЕ НЕОБХОДИМОСТИ РАСШИРЕНИЯ НАЗАРОВСКОЙ ГРЭС

Назаровская ГРЭС – производственный филиал ОАО «Енисейская ТГК (ТГК-13)», является одним из крупнейших поставщиков электрической энергии на рынок. По проекту станция должна была иметь мощность 1 400 МВт, но, по состоянию на 2010 год, эти показатели ГРЭС достигнуты не были. Современная установленная мощность 1210 МВт была получена в результате перемаркировки электрогенераторов в январе 2007 года [14]. Станция имеет 6 блоков мощностью 135 МВт, которые к 2020 г. исчерпают парковый ресурс, их возраст превысит 50 лет, что значительно выше разумного назначенного ресурса. Безусловно, целесообразна модернизация практически всех электростанций с такими блоками [10].

Основной тенденцией развития современной энергетики является сооружение парогазовых установок электростанций (ТЭС ПГУ). Это обуславливается существенно меньшей металлоемкостью, меньшей потребностью в охлаждающей воде, малыми вредными выбросами, возможностями высокой маневренности, в целом – меньшими капиталовложениями. При этом главным преимуществом ПГУ, по сравнению с ПТУ, является высокая экономичность. Для утилизационных ПГУ, выполненных по двухконтурной схеме, расчетный КПД составляет 50–52 % [11].

Анализ мероприятий, целью которых является продление работоспособности энергоблоков на значительное время (например, на 20–30 лет или 100–150 тыс. ч), свидетельствует о принципиальной возможности применения в таких парогазовых установках:

- электрического генератора и практически всего электрооборудования;
- цилиндра низкого давления (ЦНД), а с заменой или восстановлением части деталей – и других цилиндров паровой турбины;
- деаэратора;
- конденсатора (полностью или частично);
- насосов и трубопроводов циркуляционной системы;
- паропроводов и арматуры [12].

Основным топливом для ПГУ служит природный газ. В настоящее время ведется программа по освоению газовых месторождений Красноярского края.

Государственная «Программа создания в Восточной Сибири и на Дальнем Востоке единой системы добычи, транспортировки газа и газоснабжения с учетом возможного экспорта газа на рынки Китая и других стран АТР» (Восточная газовая программа) утверждена в сентябре 2007 года приказом Министерства промышленности и энергетики РФ. Координировать деятельность по реализации Программы Правительство РФ поручило ОАО «Газпром».

На Востоке России уже сформированы новые центры газодобычи в Сахалинской области и Камчатском крае, начато активное формирование Якутского центра газодобычи, на очереди – Иркутский и Красноярский центры.

Таким образом, газовая и перерабатывающая отрасли на Востоке России

										Лист
										19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.440.17 ПЗ					

В I и II квартале 2008г. был введен в эксплуатацию энергоблок № 11 ТЭЦ-21 Мосэнерго с ПГУ-450. КПД данной установки составляет – 58 %.

8 апреля 2011г. состоялся пуск нового энергоблока с ПГУ-450 Южной ТЭЦ-22 г.Санкт-Петербурга. Электрическая мощность станции – 1207 МВт, тепловая – 2511 Гкал/ч. КПД ПГУ – 51 %.

7 июня 2011г. состоялся пуск энергоблока № 3 ПГУ-230 на Челябинской ТЭЦ-3.

18.01.2012 г. было введено в эксплуатацию оборудование энергоблока ПГУ-320 на Новгородской ТЭЦ. Электрическая мощность станции – 361 МВт, тепловая – 488 Гкал/ч.

Готовятся к эксплуатации энергоблока ПГУ-450 на ТЭЦ-5 ОАО ТГК-1 и Уренгойской ГРЭС.

В целом, ГТЭ-160 в ходе опытно-промышленных эксплуатации 2005–2012 гг. показали себя как надежные, высокоэкономичные и экологичные установки. Принимая во внимание потребности заказчиков, специалисты разработали следующие технические варианты модернизации ГТУ [16]:

- повышение мощности ГТУ на номинальном режиме на 10 МВт и КПД на 0,3 % с сохранением межремонтного периода;

- существенное увеличение межремонтного периода (на 25 %) при условии незначительного увеличения номинальной мощности и КПД ГТУ;

- повышение максимальной мощности ГТУ на 12 МВт и КПД на 0,4 % с сохранением межремонтного периода.

Сентябрь 2014 – на Челябинской ТЭЦ-1 завершено строительство двух газотурбинных установок (ГТУ) мощностью 88 МВт. Установленная электрическая мощность станции увеличивается на 60 % до 237 МВт.

21 января 2013 года – ввод Адлерской ТЭС с двумя энергоблоками ПГУ-180 МВт на проектную полную мощность. Электрическая мощность 360 МВт, Тепловая мощность – 227 Гкал/ч [16].

В сентябре 2012 года произведен ввод парогазовой установки в эксплуатацию на Волгоградской ТЭЦ. Электрическая мощность составит – 110 МВт, тепловая – 75 Гкал/ч [16].

3.2 Опыт работы зарубежных ПГУ

Во втором квартале 2010 г. планируется запуск в эксплуатацию энергоблока с ПГУ-230 ТЭС «Сисак-3» Хорватии. Новый парогазовый блок ТЭС «Сисак-3» мощностью 230 МВт будет состоять из газотурбинной установки ГТЭ-160 производства ОАО «Силовые машины» по лицензии Siemens, котла-утилизатора типа П-108 производства ОАО «ЗиО Подольск» и конденсационной паротурбинной установки типа К-80/65-7,0 производства АО «Силовые машины».

В 2006г. в Испании была введена в эксплуатацию парогазовая ТЭС «Cartagena» мощностью 1200 МВт. КПД брутто составляет 58 %. Там же начала работу ПГУ Castejon 2 мощностью 424 МВт, КПД установки 58,5 %.

В октябре 2007 в Норвегии была введена в эксплуатацию парогазовая ТЭС

										Лист
										22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2020.440.17 ПЗ

Kasto. Электрическая мощность установки 420 МВт, КПД установки 58,5.

В мае 2008г. в городе Сент-Пол (США) состоялся пуск парогазовой ТЭС High Bridge. Мощность электростанции составляет 570 МВт. В штате Калифорния планируется развернуть строительство парогазовой ТЭС мощностью 550 МВт, КПД ПГУ – 57 %.

В Великобритании в ноябре 2010г. введена в эксплуатацию парогазовая ТЭС Uskmouht мощностью 800 МВт, КПД составляет – 58 %.

В г.Калгари (Канада) в конце 2012 состоялся ввод в работу парогазовой ТЭС мощностью 800,5 МВт с КПД 58,6.

Во Вьетнаме в декабре 2008г. была введена в эксплуатацию парогазовая ТЭС Ca Mau. Ее мощность равна 823 МВт. КПД – 58,2 %.

Предполагается, что ежегодные заказы энергетических ГТУ в период с 2013 по 2016гг. возрастут до 1300 шт. Затем годовой объем заказов постепенно снизится до своего обычного уровня. Выпуск ГТУ мощностью 125 МВт и выше, таких как F7 и F9 фирмы «Дженерал электрик», SGT-5-2000E/3000E/4000F и SGT5-8000H фирмы «Сименс-Вестингауз», GT24/26 и 13E фирмы «Альстом» и ГТУ моделей 501 и 701 фирмы «Мицубиси», составит в эти годы несколько более 20 % общего числа ГТУ.

В период с 2013 по 2021г. прогнозируется выпуск 10635 микротурбин общей стоимостью 537 млн. дол. Ежегодный выпуск таких турбин будет расти и в 2014г. достигнет 1113шт. Позже их годовое производство, по-видимому, начнет снижаться из-за увеличения выпуска топливных элементов [16].

Основным производителем микротурбин является фирма «Кэпстоун», на долю которой приходится 55 % общего их выпуска. Кроме «Кэпстоун» микротурбины выпускают фирмы «Кальнетикс», «Ингерсол-Рэнд» и «Турботек». Традиционные производители мощных ГТУ не проявляют активности в этой области.

Прогноз доли крупнейших фирм в стоимости ГТУ в 2013–2021гг. представлен в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Прогноз доли крупнейших фирм в стоимости ГТУ в 2013–2021гг.

Прогноз	Фирма						
	«Дженералэлектрик»	«Сименс»	«Альстом»	«Мицубии»	«Кавасаки»	«Солар»	Другие
Доля выпуска ГТУ,%	24,32	8,75	-	-	10,61	32,31	24,02
Доля стоимости выпущенных ГТУ,%	44,06	16,07	11,28	10,12	-	8,50	9,97

Прогнозируется, что в ближайшие 10 лет будет произведено и поступит на рынок 4999 ГТУ для механического привода общей стоимостью 23,6 млрд.дол. главная четверка производителей таких ГТУ, предназначенных для перекачки газа и нефти: «Сименс», «Солар», «Дженерал электрик» и «Роллс-Ройс» – рассчитывает в ближайшее десятилетие произвести 94 % всех ГТУ этого типа. Лидером рынка по числу заказов остается фирма «Солар» [16].

4 ВЫБОР ВАРИАНТА РАСШИРЕНИЯ НА ЗАРОВСКОЙ ГРЭС

ПГУ-325 – парогазовые установки бинарного типа электрической мощностью 325 МВт, на основе газотурбинных энергетических установок ГТЭ-110, предназначенные для выработки электрической энергии в комбинированном цикле. НПО «Сатурн» является интегратором и поставщиком ПГУ-325 готового «энергоострова» для строительства новых и модернизации существующих энергообъектов, в том числе технического перевооружения существующих ТЭЦ и ГРЭС (модернизация паросиловых блоков).

На рисунке 4.1 представлены конструктивные особенности ПГУ-325. Она является полномасштабными энергетическим модулем со всеми функциональными системами, обеспечивающими его эффективную эксплуатацию [17].

Конкретные проработки показывают, что наилучшие результаты получаются при использовании двух ГТУ мощностью 110 МВт на одну турбину К-150 (165) или К-200: КПД электростанции при этом увеличится с 36–38 % до ~50 % [12].

Известно, что экономическая эффективность блока ПГУ существенно зависит от многих режимных факторов, исследование влияния которых в эксплуатационных условиях практически невозможно: во-первых, по причине существенных рисков, а во-вторых, вследствие невозможности непосредственного контроля многих технологических параметров. Различают две задачи расчета значения КПД [11]. Первая решается на уровне информационно-вычислительного комплекса АСУТП, в базовом программном обеспечении которой содержатся прикладные функциональные блоки, производящие расчеты: КПД котла, КПД турбоустановки и блока в целом, внутренних относительных КПД цилиндров турбины и т. д. Вторая задача решается при расчетах технико-экономических показателей установки.

Исследования влияния некоторых определяющих факторов на эффективность работы энергоблока выполнено с помощью математического моделирования блока ПГУ-325. Функциональная структура математической модели энергоблока ПГУ-325 охватывает следующее технологическое оборудование:

- газотурбинную установку ГТУ-110;
- контур низкого давления КУ П-88;
- контур высокого давления КУ П-88;
- паровую турбину К-110-6,5;
- конденсационную установку 110КП-1000-1.

В процессе разработки математической модели ГТУ представляется как единый энергетический двигатель (компрессор – камера сгорания – камера смешения – газовая турбина), при этом расчет модели выполняется с привлечением проектных данных. Скорость нагружения определяется программатором задания скорости изменения расхода топлива в соответствии с инструкцией по эксплуатации [18].

По ходу выполнению анализа математической модели блока ПГУ-325 видно, что при выбранной степени сложности характеристики модели имеют достаточно хорошее совпадение по ряду основных параметров, значение КПД блока

критично к изменению основных варьируемых параметров: температуры наружного воздуха и коэффициента избытка воздуха за ГТУ (присадка холодного воздуха). Значение КПД может изменяться в очень широком диапазоне от 35 до 52 %. Для обеспечения расчетного КПД в широком диапазоне нагрузок требуется решение задачи автоматической многокритериальной оптимизации режима работы блока путем разработки соответствующей функции АСУТП.

Результаты расчетов энергетических параметров ПГУ-325 в режиме с двумя ГТУ (нагрузки ГТУ 40, 45 и 50 %) и одной (нагрузка ГТУ 100 %) представлены на рисунке 4.1. Анализ результатов показывает, что во всем диапазоне температур наружного воздуха работа с одной ГТУ без ее перегрузки позволяет поддерживать мощность ПГУ не меньше, чем работа в режиме «блока» с загрузкой обеих ГТУ около 45 % [18].

Снижение нагрузки на ПГУ-325 путем параллельного уменьшения мощности обеих ГТУ до достижения относительной нагрузки ГТУ в 45–50 %

из-за резкого снижения КПД экономически оправдано. Снижение нагрузки ниже 45–50 % может быть осуществлено переводом ПГУ-325 в режим «полублока» с одной ГТУ, работающей на нагрузке, близкой к номинальной. Перевод ПГУ-325 на малых нагрузках в режим «полублока» позволит сохранить КПД ПГУ на высоком уровне (50–51,5 %) и получить экономию в удельном расходе топлива около 12 %, по сравнению с работой в режиме «блока». При температурах наружного воздуха ниже -15 °С эффективность использования режима «полублока» повышается [11,18].

На рисунке 4.1 изображена 3D модель энергоблока ПГУ-325 МВт.

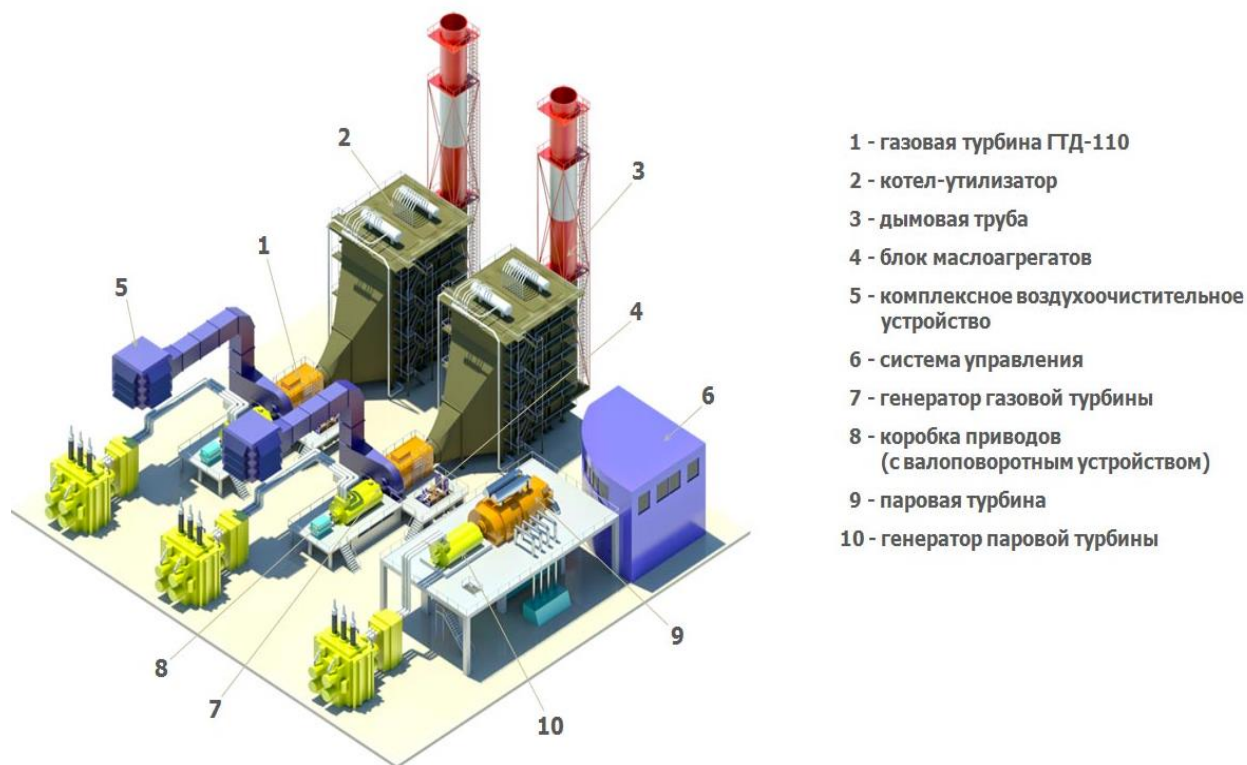


Рисунок 4.1 – 3D модель энергоблока ПГУ-325 МВт.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

13.03.01.2020.440.17 ПЗ

Лист

25

5 ВЫБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПГУ-325

5.1 Газотурбинная установка ГТЭ-110

Газотурбинная установка ГТЭ-110 соответствует требованиям ГОСТ 29328, Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей РД 34.20.501, настоящих технических условий и комплекта документации согласно спецификации 095108010. Показатели оборудования, входящего в комплект поставки ГТЭ-110 и имеющего отдельные технические условия, соответствуют показателям, приведенным в настоящих ТУ.

ГТД разработан НПП «Машпроект» по одновальной кинематической схеме и простому термодинамическому циклу без промежуточного охлаждения воздуха и без промежуточного подвода тепла.

Многоступенчатый (15 ступеней) однокаскадный компрессор имеет степень повышения давления 14,75 (при номинальной мощности и расчетных параметрах наружного воздуха).

Конструкция трубчато-кольцевой камеры сгорания (КС) позволяет получить экологические показатели, удовлетворяющие нормам выбросов во всем диапазоне регулирования. На режиме номинальной нагрузки выбросы окислов азота NO_x составляют 50 мг/нм³ (при 15 % O₂).

Многоступенчатая турбина (4 ступени), выполненная с разветвленной системой воздушного охлаждения, по показателям надежности и долговечности удовлетворяет требованиям ГОСТа. В систему охлаждения введен дополнительный охладитель воздуха, представляющий воздушно-водяной теплообменник, где расхолаживание воздуха происходит за счет отвода тепла с циркуляцией. Такое решение позволяет не только увеличить надежность системы охлаждения и увеличить ресурс охлаждаемых деталей, но и сократить расход воздуха на охлаждение и, тем самым, повысить экономичность ГТУ и всей ПГУ в целом. Электрогенератор расположен со стороны компрессора (с холодной стороны). Выхлоп из турбины – осевой.

ГТЭ-110 предназначена для работы в базовом, полупиковом и пиковом классах использования согласно ГОСТ 29328. ГТЭ-110 обеспечивает режимы работы в соответствии с классами использования, указанными в таблице 5.1.

Классы использования ГТЭ-110 приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Классы использования ГТЭ-110

Класс использования ГТЭ-110	Показатели использования	
	Время работы, ч/год	Число пусков, пуск/год
Базовый	6000 – 8000	не более 100
Полупиковый	2000 – 6000	100 – 200
Пиковый	500 – 2000	200 – 500

Показатели ГТЭ-110 по ISO 2413 приведены в таблице 5.2.

					13.03.01.2020.440.17 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

10000м³ с приемно-сливным устройством. Емкость склада дизельного топлива определена из расчета работы ПГУ в течение 10 суток.

При этом суммарная длительность работы на продуктах сгорания дизельного топлива не более 8 суток в году, непрерывной работы – не более 2 суток. Характеристика дизельного топлива приведена в таблице 5.4.

Таблица 5.4 – Характеристика дизельного топлива

Наименование	Обозначение	Размерность	Величина
Углерод	C ^P	%	86,49
Водород	H ^P	%	12,60
Кислород	O ^P	%	0,40
Сера	S ^P	%	0,50
Зола	A ^P	%	0,01
Расчетная низшая теплота сгорания	Q _н ^P	ккал/нм ³	10100
Плотность сухого газа при 20°С	ρ	кг/м ³	840

5.2 Котел-утилизатор П-88

Котельная установка состоит из двух котлов-утилизаторов горизонтального профиля открытой или закрытой компоновки с подвеской поверхностей нагрева к собственному каркасу.

Выход перегретого пара выполнен из коллекторов, располагаемых в верхней части котла.

Котлы выполнены со встроенной в барабан низкого давления деаэрационной колонкой.

К каждому котлу подводятся газы от выхлопа одной газовой турбины блока. Пар от обоих котлов подводится к одной паровой турбине.

Котел выполняется газоплотным, исходя из максимального рабочего давления газов на входе в котел и хлопка от газовой турбины при пуске.

Поверхности нагрева котла выполняются из труб с наружным спирально-ленточным оребрением.

Котел выполняется с естественной циркуляцией среды в контурах высокого и низкого давлений.

Параметры и расходы среды при температуре наружного воздуха +15 °С (основной режим): приведены в таблице 5.5.

Таблица 5.5 – Параметры и расходы среды при температуре наружного воздуха +15 °С (основной режим):

Наименование показателей	Величина
Контур высокого давления:	
Номинальная паропроизводительность, т/ч	145×2=290
Давление пара на выходе, бар	73,0
Температура пара на выходе, °С	493,7

или выбеге после её отключения, а также облегчает проворот роторов при ремонтах турбоагрегата. Система выполняется централизованной с подачей масла к дозирующим устройствам (ДУ), расположенным на каждом подшипнике, из общего коллектора. В коллектор масло подаётся одним из двух винтовых электронасосов с электродвигателями переменного тока. Расход масла системой при расчётном режиме около 2 л/сек; давление около 8,5 МПа,

Конденсатор двухходовой по охлаждающей воде. Разделение потоков по охлаждающей воде дает возможность работы конденсатора на одной из половин при отключении по воде другой половины. Расход охлаждающей воды 18000 т/ч.

Компоновка турбоустановки бесподвальная. Отметка обслуживания турбины – 10,2 м

Основные технические характеристики турбоустановки приведены в таблице 5.7.

Таблица 5.7 – Основные технические характеристики паровой турбины типа К-110-6,5

Наименование параметра	Единица измерения	Числовое значение
1	2	3
Внутренняя мощность	МВт	110,8
Контур высокого давления		
Давление пара перед СК турбины	МПа	6,8
Температура пара перед турбиной	°С	490
Контур низкого давления		
Давление пара перед турбиной	МПа	0,65
Температура пара перед турбиной	°С	224,9
Расход пара	т/ч	78,0
Конструктивная схема		ЦВД+ЦНД
Тип парораспределения		Дроссельное
Количество ступеней		
ЦВД		19
ЦНД		4
Масса турбины без конденсатора, вспомогательного оборудования и трубопроводов	т	400
Конденсатор:		
- расчетное давление в конденсаторе	МПа	0,005
- расход охлаждающей воды	т/ч	18000
- охлаждающая поверхность	м ²	8800
- масса конденсатора	т	180

5.4 Выводы

КПД ПГУ-325 составляет около 52 %.

Так как в данной установке предусматриваются две ГТУ, то перевод ПГУ-325 на малых нагрузках в режим «полублока» позволит сохранить КПД ПГУ на высоком уровне (50–51,5 %) и получить экономию в удельном расходе топлива около 12 %, по сравнению с работой в режиме «блока».

Конструкция камеры сгорания (КС) позволяет получить экологические показатели, удовлетворяющие нормам выбросов во всем диапазоне регулирования. На режиме номинальной нагрузки выбросы окислов азота NO_x составляют 50 мг/нм^3 (при 15 % O_2).

Газотурбинная установка ГТЭ-110 соответствует требованиям ГОСТ 29328, Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей РД 34.20.501, настоящих технических условий и комплекта документации согласно спецификации 095108010.

					<i>13.03.01.2020.440.17 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		32

6 СОСТАВЛЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ ПГУ-325

6.1 Описание тепловой схемы ПГУ-325

Тепловая схема включает в себя две одинаковые ГТУ, два одинаковых котла-утилизатора с ГПК, паровую турбину с конденсацией отработавшего пара. Особенность: головка деаэратора совмещена с испарителем низкого давления.

Каждая из двух параллельно работающих ГТУ сбрасывает выхлопные газы в собственный КУ.

Потоки перегретого пара, выходящие из контуров высокого давления двух КУ, смешиваются в общем коллекторе и подаются к паровой турбине. Потоки пара вышедшие из контура низкого давления также перемешиваются друг с другом и подаются в камеру смешения, расположенную перед ЧНД.

Исходные данные:

ГТУ:

1. электрическая мощность $N_э=110$ МВт
2. расход уходящих газов $G_T=362$ кг/с
3. температура газов на выходе $\Theta_d=517^0$ С
4. электрический КПД ГТУ $\eta^{ГТУ}_э=35.9$ %
5. топливо: природный газ с $Q^H_P=50056$ кДж/кг.

ПТУ:

6. давление в контурах КУ $p_{oB.Д} = 7.3$ МПа; $p_{oH.Д} = 0.7$ МПа
7. температура в контурах КУ $t_{oB.Д} = 4900$ С; $t_{oH.Д} = 2320$ С
8. давление в конденсаторе $p_k = 5$ кПа
9. Атмосферные условия: $t_{н.в} = 150$ С, $P_{н.в} = 105$ Па

Необходимыми температурными напорами будем задаваться в процессе расчёта.

При проведении дальнейших расчётов будем пренебрегать падением давления вследствие гидравлического сопротивления тракта КУ, а также увеличением энтальпии и температуры воды при повышении её давления в насосах.

6.2 Построение процесса расширения пара в турбине К-110-6,5

6.2.1 Определение внутреннего относительного КПД паровой турбины К-110-6,5

Расчёт внутреннего относительного КПД паровой турбины проводится по приближённым формулам в два этапа. Сначала определим КПД отдельных отсеков ЧВД $\eta_{oi}^{B.Д}$ (до смешения с потоком пара из контура н.д. КУ), а также параметры потока пара на входе в камеру смешения, КПД ЧСД $\eta_{oi}^{C.Д}$ (после смешения с потоком пара из контура н.д. КУ); затем параметры пара в камере смешения и рассчитаем внутренний относительный КПД $\eta_{oi}^{H.Д}$ ЧНД (от камеры смешения до конденсатора).

На рисунке 6.1 изображен процесс расширения пара в турбине К-110-6,5

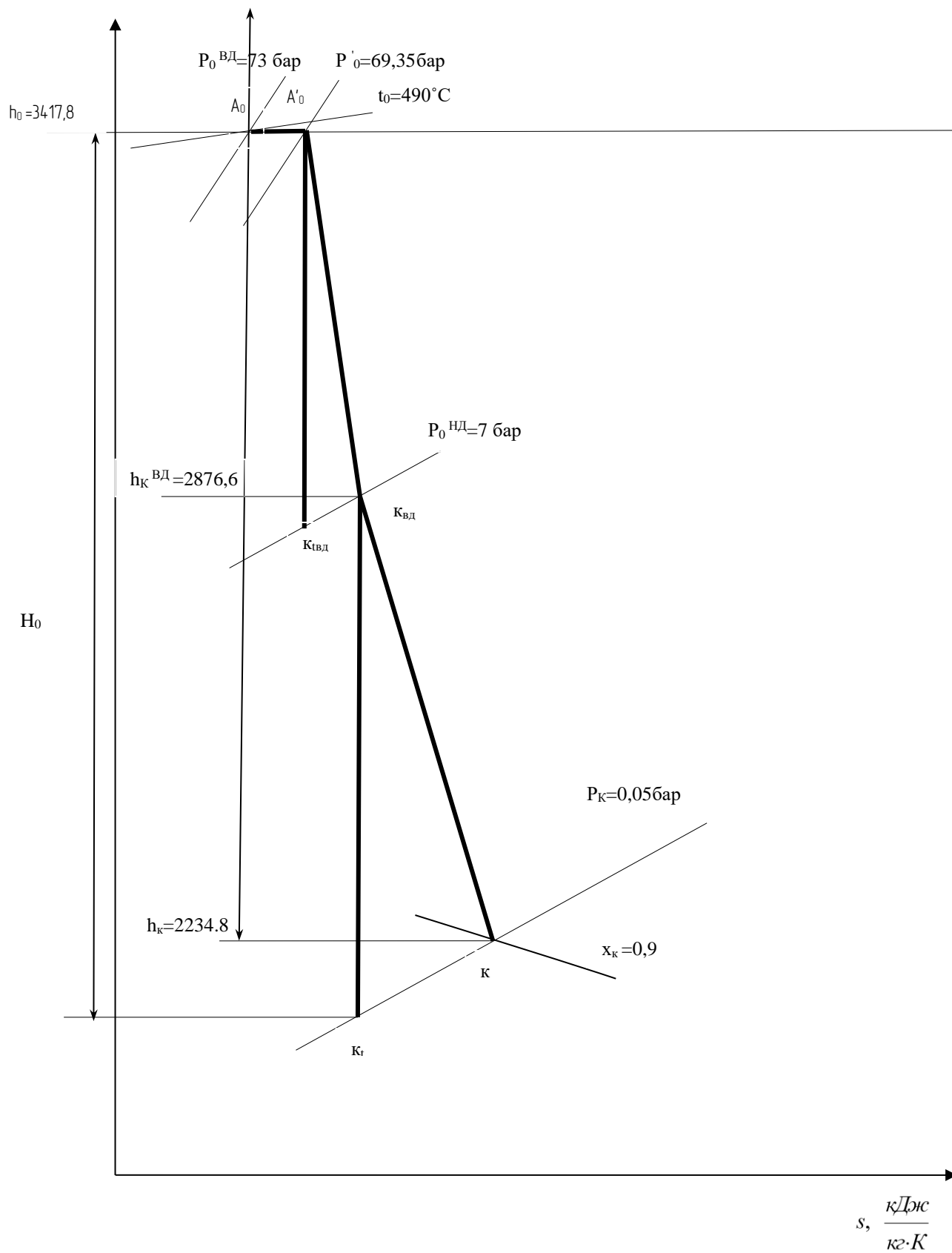


Рисунок 6.1- Процесс расширения пара в турбине К-110-6,5

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

13.03.01.2020.440.17 ПЗ

Лист

34

$\eta_{0i}^{в.д}$ можно оценить по приближённой эмпирической по формуле (6.1):

$$\eta_{0i}^{в.д} = (0,92 - 0,2/(GV_{cp})) \cdot (1 + (H_0^{гп} - 7 \cdot 10^2)/2 \cdot 10^4)_{квЛ} \quad (6.1)$$

Находим давление перед первой ступенью турбины p_0' , определив давление в стопорных и регулирующих клапанах по формуле (6.2)

$$\Delta p_0 = 0,05 \cdot p_0, \quad (6.2)$$

$$\Delta p_0 = 0,05 \cdot 6,8 = 0,34 \text{ МПа}$$

$$p_0' = p_0 - \Delta p_0, \quad (6.3)$$

$$p_0' = 6,8 - 0,34 = 6,46 \text{ МПа}'$$

Так как ЦВД по конструкции принят с петлевым потоком пара, то оцениваем сначала КПД первого отсека по формуле (6.4)

$$\eta_{0i}^{в.д} (1 \text{ отсека}) = (0,92 - 0,2/(GV_{cp})) \cdot (1 + (H_0^{гп} - 7 \cdot 10^2)/2 \cdot 10^4)_{квЛ}$$

$$\eta_{0i}^{в.д} (1 \text{ отсека}) = (0,92 - 0,2/(84,6 \cdot 0,0858)) \cdot (1 + (379,2 - 7 \cdot 10^2)/2 \cdot 10^4) = 0,878$$

Давление за первым отсеком принимаем равным 1,74 МПа

$$V_{cp} = (V_0 \cdot V_z)^{0,5}, \text{ м}^3/\text{кг} \quad (6.4)$$

По $H - S$ диаграмме:

$V_0 = 0,051540 \text{ м}^3/\text{кг}$ – удельный объём пара на входе в турбину;

$V_z = 0,142938 \text{ м}^3/\text{кг}$ – удельный объём пара на выходе из ЧВД.

Тогда $V_{cp} = 0,0858 \text{ м}^3/\text{кг}$.

$H_0^{в.д} (1 \text{ отсека}) = 379,2 \text{ кДж/кг}$ – располагаемый теплоперепад группы ступеней;
 $\kappa_{вл} = 1$ (группа ступеней работает перегретым паром).

Утечка пара через уплотнение, расположенное между первым и вторым отсеками $\Delta G_y = 1,2 \text{ кг/с}$

По расходу пара $G_n^{в.д} = 84,6 \text{ кг/с}$ получим:

Использованный теплоперепад (1 отсек) по формуле (6.5):

$$H_i^{в.д} = H_0^{в.д} \cdot \eta_{0i}^{в.д} \quad (6.5)$$

$$H_i^{в.д} = 379,2 \cdot 0,878 = 332,9 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия пара на выходе из ЧВД (1 отсек) по формуле (6.6)

									Лист
									35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.440.17 ПЗ				

$$h_{\kappa}^{6,\partial} = h_0^{B,\partial} - H_i^{B,\partial} . \quad (6.6)$$

$$h_{\kappa}^{6,\partial} = 3393 - 332,9 = 3060,1 \text{ кДж/кг}$$

КПД второго отсека определяется по формуле (6.7)

По расходу пара $G_{\Pi}^{B,\partial} = 87 \text{ кг/с}$ получим:

$$\eta_{0i}^{6,\partial} (2 \text{ отсека}) = (0,92 - 0,2/(GV_{cp})) \cdot (1 + (H_0^{ГР} - 7 \cdot 10^2)/2 \cdot 10^4)_{\text{квЛ}} . \quad (6.7)$$

$$\eta_{0i}^{6,\partial} (2 \text{ отсека}) = (0,92 - 0,2/(87 \cdot 0,2178)) \cdot (1 + (228,7 - 7 \cdot 10^2)/2 \cdot 10^4) = 0,888$$

Давление за вторым отсеком принимаем равным 0,65 МПа. Рассчитываем по формуле (6.4).

По $H - S$ диаграмме:

$V_0 = 0,149104 \text{ м}^3/\text{кг}$ – удельный объём пара на входе в турбину;

$V_z = 0,318149 \text{ м}^3/\text{кг}$ – удельный объём пара на выходе из ЧВД.

Тогда $V_{cp} = 0,2178 \text{ м}^3/\text{кг}$.

$H_0^{6,\partial} (2 \text{ отсека}) = 228,7 \text{ кДж/кг}$ – располагаемый теплоперепад группы ступеней;

$\kappa_{вл} = 1$ (группа ступеней работает перегретым паром).

Использованный теплоперепад (2 отсек) определяется по формуле (6.8)

$$H_i^{6,\partial} = H_0^{B,\partial} \cdot \eta_{0i}^{B,\partial} \quad (6.8)$$

$$H_i^{6,\partial} = 228,7 \cdot 0,888 = 203,1 \text{ кДж/кг}$$

Энтальпия пара на выходе из ЧВД (2 отсек) определяется по формуле (6.9)

$$h_{\kappa}^{6,\partial} = h_0^{B,\partial} - H_i^{B,\partial} . \quad (6.9)$$

$$h_{\kappa}^{6,\partial} = 3060,1 - 203,1 = 2857 \text{ кДж/кг}$$

Энтальпия пара перед ЧСД определяется по формуле (6.10)

$$h_{cm} = (2 \cdot G_{\Pi}^{B,\partial} \cdot h_{\kappa}^{B,\partial} + 2 \cdot G_{\Pi}^{H,\partial} \cdot h_0^{H,\partial}) / 2 \cdot (G_{\Pi}^{B,\partial} + G_{\Pi}^{H,\partial}) . \quad (6.10)$$

$$h_{cm} = (2 \cdot 43,5 \cdot 2857 + 2 \cdot 11,7 \cdot 2917,5) / 2 \cdot (43,5 + 11,7) = 2869,8 \text{ кДж/кг}$$

Таким образом, пар на входе в ЧСД имеет следующие параметры:

$h_0^{cm} = 2869,8 \text{ кДж/кг}$; $p_0^{H,\partial} = 0,65 \text{ Мпа}$; $t_0^{H,\partial} = 210 \text{ }^\circ\text{С}$.

КПД ЦСД определяется по формуле (6.11)

$$\eta_{0i}^{c,\partial} (3 \text{ отсека}) = (0,92 - 0,2/(GV_{cp})) \cdot (1 + (H_0^{ГР} - 7 \cdot 10^2)/2 \cdot 10^4)_{\text{квЛ}} \quad (6.11)$$

По расходу пара $G_{\Pi}^{B,\partial} + G_{\Pi}^{H,\partial} = 110,4 \text{ кг/с}$ получим:

										Лист
										36
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2020.440.17 ПЗ

$$\eta_{0i}^{c.d} (3 \text{ отсека}) = (0.92 - 0.2 / (110.4 \cdot 0.5949)) \cdot (1 + (264.3 - 7 \cdot 10^2) / 2 \cdot 10^4) \cdot 0.993 = 0.891$$

Давление за третьем отсеком принимаем равным 0,157 МПа

По Н – S диаграмме

$V_0 = 0,331970 \text{ м}^3/\text{кг}$ – удельный объём пара на входе в турбину;

$V_z = 1,066021 \text{ м}^3/\text{кг}$ – удельный объём пара на выходе из ЧВД.

Тогда $V_{cp} = 0,5949 \text{ м}^3/\text{кг}$.

$H_0^{c.d} (3 \text{ отсека}) = 264,3 \text{ кДж/кг}$ – располагаемый теплоперепад группы ступеней;

$$\kappa_{вл} = 1 - 0,4(1 - y_{вл})(y_0 - y_z)(H_0^{вл} / H_0^{гp}). \quad (6.12)$$

$$\kappa_{вл} = 1 - 0,4(1 - 0,1)(0 - 0,03)(176 / 264,3) = 0,993$$

$H_0^{гp} = H_0^{c.d} = 264,3 \text{ кДж/кг}$;

$H_0^{вл} = 176 \text{ кДж/кг}$ – располагаемый теплоперепад в зоне влажного пара;

$y_0 = 0$ – влажность в начале процесса;

$y_z = 0,03$ – в конце процесса расширения (задаёмся в первом приближении);

$y_{вл} = 0,1$ – степень влажности пара

Использованный теплоперепад (3 отсек) определяется по формуле (6.13),

$$H_i^{e.d} = H_0^{c.d} \cdot \eta_{0i}^{c.d}. \quad (6.13)$$

$$H_i^{e.d} = 264,3 \cdot 0,891 = 235,4 \text{ кДж/кг}$$

Энтальпия пара на выходе из ЧВД (3 отсек) определяется по формуле (6.14)

$$h_k^{c.d} = h_k^{в.д} - H_i^{c.d}. \quad (6.14)$$

$$h_k^{c.d} = 2857 - 235,4 = 2621,6 \text{ кДж/кг}$$

По h-s – диаграмме определяем влажность y в конце процесса расширения пара: $y = 3,1 \%$.

Между ЦСД и ЦНД ставим сепаратор для удаления влаги.

Для определения расхода пара после сепаратора используется уравнение теплового баланса определяется по формуле (6.15).

$$G_{0c} \cdot h_{0c} \cdot y - (G_{0c} - G_c) h_{1c} = G_c \cdot h'_c, \quad (6.15)$$

где G_{0c} , h_{0c} , y_{0c} , ρ_{0c} , $(t_{0c})_s$ – расход пара и его параметры на входе в сепаратор;

$G_c = G_{0c} (y_{0c} \cdot y_{1c})$ – количество отводимого сепарата;

y_{1c} – влажность на выходе из сепаратора, определяемая по формуле:

$\eta_{сеп} = (y_{0c} - y_{1c}) / (y_{0c} (1 - y_{1c}))$, при заданном коэффициенте $\eta_{сеп}$ или известная из испытаний аналогичных типов сепараторов ($y_{1c} = 0,5 \%$);

Потери теплоты в окружающую среду учитываются коэффициентом -

$$y = (0,995 \div 1,000)$$

Потери давления основного потока при прохождении через сепаратор:
 $\Delta p_c = 3\%$ от давления перед ним, включая потери $\Delta p_{вх} = 0,6\%$ в тракте от ЦВД турбины.

h'_c – энтальпия сепарата, определяемая по температуре $(t_{0c})_s = 112,7\text{ }^\circ\text{C}$;

h_{1c} – энтальпия пара на выходе из сепаратора при влажности y_{1c} и p_{1c} ;

$\Delta p_c = 0,03 \cdot p_{0c} = 0,03 \cdot 0,157 = 0,00471\text{ МПа}$;

$p_{1c} = p_{0c} - \Delta p_c = 0,157 - 0,00471 = 0,152\text{ МПа}$.

Расход пара определяется по формуле (6.16)

$$G_C = G_{0c} (h_{1c} - h_{0c} y) / (h_{1c} - h'_c). \quad (6.16)$$

$$G_C = 110,4(2684,2 - 2621,6 \cdot 0,995) / (2684,2 - 472,8) = 3,8\text{ кг/с}$$

Для расчёта КПД ЧНД используется формула (6.17)

$$\eta_{oi}^{н.д} = 0,87(1 + (H_0^{н.д} - 400) / 10^4)_{кв\lambda} - \Delta H_{вс} / H_0^{н.д}, \quad (6.17)$$

где $H_0^{н.д} = 492,3\text{ кДж/кг}$ – располагаемый теплоперепад ЧНД;

$\Delta H_{вс}$ – потери с выходной скоростью, которые определяются как по формуле (6.18)

$$\Delta H_{вс} = 0,5 \cdot 10^{-3} ((G_k V_k) / \Omega^2 \cdot (1 - 0,1(\Theta_z - 1))), \quad (6.18)$$

где $\Theta_z = d_z / l_z$ – по графикам для стандартных ступеней ЛМЗ.

Определим длину рабочей лопатки ступени l_z рассчитав объёмный расход пара.

Расход пара на выходе из ЧНД определяется по формуле (6.19)

$$G_\Sigma = G_{п}^{в.д} + G_{п}^{н.д} - G_C. \quad (6.19)$$

$$G_\Sigma = 2 \cdot (43,5 + 11,7) - 3,8 = 106,6\text{ кг/с}$$

Удельный объём пара при давлении $p_k = 5\text{ кПа}$ и известных начальных параметрах пара на входе в ЧНД определим по h - s – диаграмме: $V_k = 23,9\text{ м}^3/\text{кг}$.

Объёмный расход

$$G_\Sigma V_k = 106,6 \cdot 23,9 = 2547,7\text{ м}^3/\text{с}.$$

Принимаем двухпоточную конструкцию ЦВД и объёмный расход на один поток $1273,87\text{ м}^3/\text{с}$.

По графикам выберем стандартную лопатку производства ЛМЗ длиной – $l_z = 960\text{ мм}$ и корневым диаметром $d_k = 1520\text{ мм}$, которой будет соответствовать $\Delta H_{вс} = 19\text{ кДж/кг}$.

									Лист
									38
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2020.440.17 ПЗ

Коэффициент, учитывающий влияние влажности определяется по формуле (6.20)

$$\kappa_{вл} = 1 - 0.4(1 - y_{вл})(y_0 - y_z)(H_0^{вл} / H_0^{гр}). \quad (6.20)$$

$$\kappa_{вл} = 1 - 0.4(1 - 0.1)(0 - 0.11)(492,3/492,3) = 0,96$$

где $H_0^{гр} = H_0^{н.д} = 492,3$ кДж/кг;

$H_0^{вл} = 492,3$ кДж/кг – располагаемый теплоперепад в зоне влажного пара;

$y_0 = 0$ – влажность в начале процесса;

$y_z = 0,11$ – в конце процесса расширения (задаёмся в первом приближении);

$\gamma_{вл} = 0,1$

КПД ЦНД определяются по формуле (6.17)

$$\eta_{0i}^{н.д} = 0,87(1 + (H_0^{н.д} - 400) / 10^4) \kappa_{вл} - \Delta H_{вс} / H_0^{н.д}. \quad (6.17)$$

$$\eta_{0i}^{н.д} = 0,87(1 + (492,3 - 400) / 10^4) 0,96 - 19 / 492,3 = 0,804$$

Использованный теплоперепад ЦНД определяется по формуле (6.21).

$$H_i^{н.д} = H_0^{н.д} \cdot \eta_{0i}^{н.д}. \quad (6.21)$$

$$H_i^{н.д} = 492,3 \cdot 0,804 = 396,0 \text{ кДж/кг}$$

Энтальпия пара в конце процесса расширения определяется по формуле (6.22).

$$h_k^{н.д} = 2684,2 - 396,0 = 2288,2 \text{ кДж/кг} \quad (6.22)$$

По h-s – диаграмме определяем влажность y в конце процесса расширения пара $y = 11\%$.

Внутренняя мощность паровой турбины определяется по формуле (6.23)

$$N_i^{н.м} = (2 \cdot G_{п}^{в.д} H_0^{в.д} \eta_{0i}^{в.д})_{(1 \text{ отсека})} + (2 \cdot G_{п}^{в.д} H_0^{в.д} \eta_{0i}^{в.д})_{(2 \text{ отсека})} + \quad (6.23)$$

$$+ (2 \cdot G_{п}^{с.д} H_0^{с.д} \eta_{0i}^{с.д})_{(3 \text{ -отсека})} + (2 \cdot (G_{п}^{в.д} + G_{п}^{н.д}) - G_c) H_0^{н.д} \cdot \eta_{0i}^{н.д}.$$

$$N_i^{н.м} = 2 \cdot 42,3 \cdot 332,9 \cdot 0,878 + 2 \cdot 43,5 \cdot 228,7 \cdot 0,888 + 2 \cdot (43,5 + 11,7) \cdot 264,3 \cdot 0,891 + (2 \cdot (43,5 + 11,7) - 3,8) \cdot 492,3 \cdot 0,804 = 110,8 \text{ МВт}$$

Располагаемая мощность паровой турбины определяется по формуле (6.24)

$$N_0^{н.м} = (2 \cdot G_{п}^{в.д} H_0^{в.д})_{(1 \text{ отсека})} + (2 \cdot G_{п}^{в.д} H_0^{в.д})_{(2 \text{ отсека})} + (2 \cdot G_{п}^{с.д} H_0^{с.д})_{(3 \text{ отсека})} + \quad (6.24)$$

										Лист
										39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2020.440.17 ПЗ

$$+ (2 \cdot (G_{\text{п}}^{\text{в.д}} + G_{\text{п}}^{\text{н.д}}) - G_{\text{с}}) H_0^{\text{н.д}}.$$

$$N_0^{\text{н.м}} = 2 \cdot 42,3 \cdot 332,9 + 2 \cdot 43,5 \cdot 228,7 + 2 \cdot (43,5 + 11,7) \cdot 264,3 + \\ + (2 \cdot (43,5 + 11,7) - 3,8) \cdot 492,3 = 129,7 \text{ МВт}$$

Мощностной относительный внутренний КПД паровой турбины определяется по формуле (6.25)

$$\eta_{oi} = N_i^{\text{п.т}} / N_{i0}^{\text{п.т}}. \quad (6.25)$$

$$\eta_{oi} = 110,8 / 129,7 = 0,854$$

6.3 Расчет деаэратора питательной воды

На рисунке 6.2 представлена расчетная схема деаэратора питательной воды.

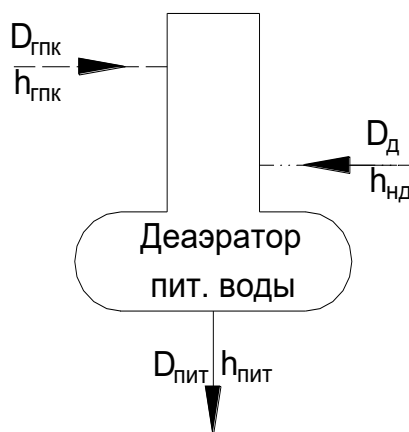


Рисунок 6.2 – Схема деаэратора питательной воды

Применяется деаэратор работающий при давлении 5 бар. Работа деаэратора осуществляется при скользящем давлении до 3,5 бар.

Подогрев воды осуществляется паром из тракта низкого давления.

Расчет деаэратора выполняем для одного корпуса котла–утилизатора, т. к. второй корпус аналогичен первому.

Запишем уравнения теплового и материального балансов по формулам (6.26, 6.27)

$$D_{\text{гпк}} \cdot (h_{\text{пит}} - h_{\text{гпк}}) = D_{\text{д}} \cdot (h_{\text{нд}} - h_{\text{пит}}) \cdot \eta, \quad (6.26)$$

$$D_{\text{пит}} = D_{\text{д}} + D_{\text{гпк}}, \quad (6.27)$$

									Лист
									40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.440.17 ПЗ				

$$D_{\text{пит}} = D_{\text{вд}} + D_{\text{нд}}, \quad (6.28)$$

где $D_{\text{гпк}}$ – расход воды через газовый подогреватель конденсата, кг/с;

$h_{\text{пит}}$ – энтальпия питательной воды, кДж/кг;

$h_{\text{гпк}}$ – энтальпия воды после газового подогревателя конденсата, кДж/кг;

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

$h_{\text{нд}}$ – энтальпия пара низкого давления на выходе из котла–утилизатора, кДж/кг;

η – КПД деаэратора, о.е.;

$D_{\text{пит}}$ – расход воды после деаэратора, кг/с.

Из уравнений (6.26)–(6.28), получим формулу (6.29):

$$D_{\text{д}} = \frac{(D_{\text{вд}} + D_{\text{нд}}) * (h_{\text{пит}} - h_{\text{гпк}})}{(h_{\text{пит}} - h_{\text{гпк}}) + (h_{\text{нд}} - h_{\text{пит}}) * \eta}, \quad (6.29)$$

Параметры пара представлены в таблице 6.1 .

Таблица 6.1 – Параметры пара

Показатели	за котлом	перед турбиной
Давление, МПа	8,2	7,7
Температура, °С	513	510
Энтальпия, кДж/кг	3428,2	3426,6
Давление, МПа	0,67	0,62
Температура, °С	198	195
Энтальпия, кДж/кг	2844,3	2837,6

Принимаем температуру теплоносителя после газового подогревателя конденсата равной 140°С.

По [8] определяем энтальпию воды после газового подогревателя конденсата $h_{\text{гпк}} = 589,2$ кДж/кг.

Результаты расчета расхода пара на деаэрактор представлены в таблице 6.2.

Таблица 6.2 – Результаты расчета деаэратора питательной воды

Параметр	Обозначение	Единица измерения	Значение
Производительность контура высокого давления	$D_{\text{вд}}$	кг/с	51,26
Производительность контура низкого давления	$D_{\text{нд}}$	кг/с	7,95
Энтальпия пара низкого давления	$h_{\text{нд}}$	кДж/кг	2844,3
Энтальпия воды после ГПК	$h_{\text{гпк}}$	кДж/кг	589,2
Энтальпия питательной воды	$h_{\text{пит}}$	кДж/кг	640,1
КПД деаэратора	η	%	0,98
Расход пара на деаэрактор	$D_{\text{д}}$	кг/с	1,36

6.4 Система технического водоснабжения

Режим работы ПГУ-325 – базовый, с числом использования установленной мощности – 6 500 ч в год.

Источником технического водоснабжения Назаровской ГРЭС является река Чулым, на которой созданы береговые насосные станции.

Паровая турбина комплектуется конденсационным устройством, состоящим из поверхностного двухходового двухпоточного конденсатора суммарной площадью охлаждения 8800 м. Гидравлическое сопротивление конденсатора при расходе охлаждающей воды 18000 м³/час составляет 5 И вод.ст.

Сброс нагретой воды после конденсаторов осуществляется по двум трубопроводам диаметром 1200 мм каждый в закрытые отводящие каналы через индивидуальные сифонные устройства. Пропускная способность канала блока принята с учетом пропуска расхода также от испытательного стенда.

Вода на охлаждение вспомогательного оборудования паровых и газовых турбин, а также общестанционного оборудования блока отбирается из циркуляционных систем в пределах машзала. Сброс нагретой воды осуществляется в сливные циркуляционные системы.

Безвозвратное водопотребление представлено в таблице 6.3.

Таблица 6.3 – Безвозвратное водопотребление

Наименование	Количество, млн. м ³ /год
Водопотребление ВПУ	1,464
Дополнительное испарение из водохранилища	1,256
Потери воды на брызгальной установке	-
Итого:	2,806

6.5 Определение экономических показателей ПГУ-325

Зададимся механическим КПД и КПД электрогенератора ПГУ:

$$\eta_m = 0,99; \eta_{эг} = 0,984$$

Абсолютный внутренний КПД ПГУ определяется по формуле (6.30)

$$\eta_i^{nmy} = N_i^{п.т} / Q_{кy}. \quad (6.30)$$

$$\eta_i^{nmy} = 110,8 / 347,32 = 0,319$$

Абсолютный электрический КПД ПГУ определяется по формуле (6.31)

$$\eta_{э}^{псу} = \eta_i^{пгу} \cdot \eta_m \cdot \eta_{эг} \cdot \eta_{кy}. \quad (6.31)$$

									Лист
									42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.440.17 ПЗ				

7 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА П-88

7.1 Исходные данные для теплового расчета котла

Располагая параметрами уходящих газов ГТУ, свежего пара и температуры питательной воды можно приступить к расчету котла утилизатора, целью которого является определение параметров пара, воды и газа по его тракту, и количество теплоты, передаваемой в отдельных элементах котла-утилизатора.

Исходные данные:

- расход охлаждаемых газов через котел – 362 кг/с;
- температура газов перед котлом – 517 °С;
- температура уходящих газов – 116,2 °С;
- давление газов перед котлом 3,0 кПа;
- состав газов: N₂=0,63%, CH₄=98,8%, C₃H₈=0,1%, C₄H₁₀=0,02%, C₂H₆=0,45%;
- давление перегретого пара – 7,3/0,7 МПа;
- температура перегретого пара – 490/232 °С;
- паропроизводительность – 290/79,8 т/ч.

7.2 Характеристики и энтальпии продуктов сгорания и воздуха

В качестве расчетного топлива принят природный газ:

$$Q_H^c = 33,69 \cdot 10^3 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}; \quad \rho_{\Gamma} = 0,673 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad r_{\text{CH}_4} = 98,8\%; \quad r_{\text{C}_2\text{H}_6} = 0,45\%; \quad r_{\text{C}_3\text{H}_8} = 0,1\%;$$

$$r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = 0,02\%; \quad N_2 = 0,63\%.$$

Результаты расчета представлены в таблицах 7.1 и 7.2.

Таблица 7.1 – Расчет состава продуктов сгорания

Определяемая величина	Обозначение	Размерность	Расчетная формула	Расчетное значение
1	2	3	4	5
Молекулярная масса газа	μ_c	$\frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$	$\frac{(16 \cdot r_{\text{CH}_4} + 30 \cdot r_{\text{C}_2\text{H}_6} + 44 \cdot r_{\text{C}_3\text{H}_8} + 58 \cdot r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} + 28 \cdot r_{\text{N}_2})}{100}$	16,175
Содержание метана по массе	g_{CH_4}	%	$r_{\text{CH}_4} \cdot \frac{16}{\mu_r}$	97,731
Содержание этана по массе	$g_{\text{C}_2\text{H}_6}$	%	$r_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot \frac{30}{\mu_r}$	0,835
Содержание пропана по массе	$g_{\text{C}_3\text{H}_8}$	%	$r_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot \frac{44}{\mu_r}$	0,272

Окончание таблицы 7.1

1	2	3	4	5
Содержание бутана по массе	$g_{C_4H_{10}}$	%	$r_{C_4H_{10}} * \frac{58}{\mu_r}$	0,072
Содержание азота по массе	g_{N_2}	%	$r_{N_2} * \frac{28}{\mu_r}$	1,091
Теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1кг газа	L_0	$\frac{кг}{кг}$	$\frac{1}{23,2} * \left[4 * g_{CH_4} + \frac{56}{15} * g_{C_2H_6} + \frac{40}{11} * g_{C_3H_8} + \frac{104}{29} * g_{C_4H_{10}} \right]$	17,038
Масса CO ₂ при сжигании 1кг газа	L_{CO_2}	$\frac{кг}{кг}$	$0,01 * \left(2,75 * g_{CH_4} + \frac{44}{15} * g_{C_2H_6} + 3 * g_{C_3H_8} + \frac{88}{29} * g_{C_4H_{10}} + g_{CO_2} \right)$	2,722
Масса SO ₂ при сжигании 1кг газа	L_{SO_2}	$\frac{кг}{кг}$	—	—
Масса N ₂ при сжигании 1кг газа	L_{N_2}	$\frac{кг}{кг}$	$0,01 * (76,8 * L_0 + g_{N_2})$	13,096
Масса H ₂ O при сжигании 1кг газа	L_{H_2O}	$\frac{кг}{кг}$	$0,01 * \left(2,25 * g_{CH_4} + \frac{27}{15} * g_{C_2H_6} + \frac{18}{11} * g_{C_3H_8} + \frac{45}{29} * g_{C_4H_{10}} \right)$	2,219
Теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1кг газа (проверка)	L_0	$\frac{кг}{кг}$	$L_{CO_2} + L_{SO_2} + L_{N_2} + L_{H_2O} - 1$	17,037
Масса продуктов сгорания при сжигании 1 кг газа ($\alpha=1$)	L_r	$\frac{кг}{кг}$	$L_0 + 1$	18,038
Низшая сухая теплота сгорания 1кг газа	$Q_{н}^c$	$\frac{кДж}{кг}$	$\frac{Q_{н}^c}{\rho_r}$	50,056

Результаты расчетов представлены в таблице 7.2.

Таблица 7.2 – Результаты расчета

Коэффициент избытка воздуха после ГТУ	Масса дымовых газов, кг/кг	Доля CO ₂ в дымовых газах, %	Доля N ₂ в дымовых газах, %	Доля H ₂ O в дымовых газах, %	Доля воздуха в дымовых газах, %
1	2	3	4	5	6
3	51,44	5,271	25,138	4,221	65,371
3,05	52,281	5,186	24,734	4,153	65,928
3,1	53,122	5,104	24,342	4,087	66,467
3,15	53,962	5,024	23,963	4,023	66,989
3,2	54,803	4,947	23,596	3,962	67,496
3,25	55,644	4,872	23,239	3,902	67,987
3,3	56,484	4,8	22,893	3,844	68,463
3,35	57,325	4,729	22,558	3,787	68,926

Лист

13.03.01.2020.440.17 ПЗ

45

Окончание таблицы 7.2

1	2	3	4	5	6
3,4	58,166	4,661	22,232	3,733	69,375
3,45	59,006	4,595	21,915	3,679	69,811
3,5	59,847	4,168	21,607	3,628	70,235
3,55	60,688	4,467	21,308	3,578	70,647
3,6	61,528	4,406	21,017	3,529	71,048
3,65	62,369	4,347	20,733	3,481	71,439
3,7	63,21	4,289	20,457	3,435	71,819

7.3 Расчет коэффициента использования тепла

Коэффициент использования тепла, рассчитывается по формуле (7.1):

$$\eta_{\text{ку}} = \frac{I'_{\text{ку}} - I''_{\text{ку}}}{I'_{\text{ку}}} \cdot 100\%, \quad (7.1)$$

где $I'_{\text{ку}}$ – энтальпия газов на входе в котел. $I'_{\text{ку}}=831,289\text{кДж/кг}$;

$I''_{\text{ку}}$ – энтальпия газов на выходе из котла. $I''_{\text{ку}}=391,217\text{кДж/кг}$.

Энтальпии газов в интервале температур 0 – 600 °С приведены в таблице 7.3

Таблица 7.3 – Энтальпия продуктов сгорания при избытке воздуха $\alpha = 3,02$

t, °С	h, кДж/кг	h, кДж/кг	h, ккал/кг
0	0	0	0
100	374,401	104,331	24,919
150	427,094	157,024	37,504
200	480,246	210,176	50,2
250	533,927	263,857	63,021
300	588,195	318,125	75,983
350	643,092	373,022	89,095
400	360,766	90,696	21,662
450	698,648	428,578	102,364
500	811,787	541,717	129,387
550	869,365	599,295	143,139

$$\eta_{\text{ку}} = \frac{831,289 - 391,217}{831,289} \cdot 100\% = 52,9\%$$

Потери теплы в окружающую среду. $q_5=0,63$.

Коэффициент сохранения тепла рассчитывается по формуле (7.2):

$$\varphi_{\text{ку}} = 1 - \frac{q_5}{\eta_{\text{ку}} + q_5}, \quad (7.2)$$

$$\varphi_{\text{ку}} = 1 - \frac{0,63}{52,9 + 0,63} = 0,988$$

7.4 Тепловой расчет

Тепловой расчет производится в несколько этапов при температуре наружного воздуха +15 °С.

7.4.1 Тепловой баланс котельного агрегата

Для каждого элемента нагрева котла записывается уравнение теплового баланса вида (7.3):

$$Q_{\text{пов.нагр}}^{КУ} = G_2 \cdot (h_2' - h_2'') \cdot \varphi = D_{\text{н.в.}} \cdot (h_{\text{н.в.}}' - h_{\text{н.в.}}''), \quad (7.3)$$

где G_2 – расход газов, проходящих через поверхность нагрева, кг/с;

h_2' – энтальпия газов на входе, кДж/кг;

h_2'' – энтальпия газов на выходе, кДж/кг;

φ – коэффициент сохранения теплоты в котле-утилизаторе;

$D_{\text{н.в.}}$ – расход пара/воды, проходящей через поверхность нагрева, кг/с;

$h_{\text{н.в.}}'$ – энтальпия пара/воды на выходе, кДж/кг;

$h_{\text{н.в.}}''$ – энтальпия пара/воды на входе, кДж/кг.

7.4.2 Конструктивные характеристики котла

Котел газоплотный, с естественной циркуляцией, выполнен в туннельной компоновке. Два корпуса котла между собой функционально не связаны.

Газоход заполнен поверхностями нагрева, представляющими собой шахматные пакеты труб, расположенных вертикально. Пакеты труб собираются из типовых секций шириной 2340 мм и высотой 11800 мм. Каждая секция представляет собой два ряда труб, замкнутых сверху и внизу коллекторами. Все поверхности нагрева выполнены из труб 32×4 мм, с наружным спирально-ленточным оребрением. Каждая поверхность набирается из одинакового количества секций по ширине котла, но разного по ходу газов. Пароперегреватель высокого давления (ПЕВД) – 4 блока типовых секций по ширине газохода, в каждом блоке по 3 секции, соединенных последовательно.

										Лист
										47
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.440.17 ПЗ					

Испаритель высокого давления (ИВД) – 10 рядов секций по ходу газов по 4 секции в ряд.

Экономайзер высокого давления (ЭКВД) образован 5 рядами по ходу газов по 4 секции в ряд.

Пароперегреватель низкого давления (ПЕНД) состоит только из одного ряда по ходу газов, состоящего из 4 типовых секций.

Испаритель низкого давления (ИНД) образован 9 рядами типовых секций. Применена та же схема, что и в испарителе высокого давления.

Газовый подогреватель конденсата (ГПК) – состоит из 7 рядов типовых секций по ходу газов, объединенных в два ряда поставляемых заводом блоков.

7.4.3 Расчет пароперегревателя высокого давления

Уравнение теплового баланса для пароперегревателя (7.4):

$$Q_{ne}^{ВД} = G_{ne}^{ВД} (h_{г.не}^{ВД'} - h_{г.не}^{ВД''}) \cdot \varphi = D_{пв}^{ВД} (h_{п.не}^{ВД''} - h_{п.не}^{ВД'}), \quad (7.4)$$

где $G_{ne}^{ВД} = G_{кт} = 362 \text{ кг/с}$ – массовый расход газов на выходе из газовой турбины;

$h_{г.не}^{ВД'}$, $h_{кт} = 584,2 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия газов на входе в пароперегреватель;

$h_{г.не}^{ВД''}$, кДж/кг – энтальпия газов на выходе из пароперегревателя;

$\varphi = 0,988$ – коэффициент сохранения теплоты в КУ;

$D_{пв}^{ВД}$ – расход пара через пароперегреватель;

$h_{п.не}^{ВД''}$ – энтальпия перегретого пара на выходе из пароперегревателя;

$h_{п.не}^{ВД'}$ – энтальпия перегретого пара на входе в пароперегреватель.

7.4.4 Расчет испарителя высокого давления

Уравнение теплового баланса для пароперегревателя (7.5):

$$Q_u^{ВД} = G_u^{ВД} (h_{г.и}^{ВД'} - h_{г.и}^{ВД''}) \cdot \varphi = D_{ни}^{ВД} (h_{п.и}^{ВД''} - h_{п.и}^{ВД'}), \quad (7.5)$$

где $G_u^{ВД} = G_{кт} = 362 \text{ кг/с}$ – массовый расход газов на выходе из газовой турбины;

$h_{г.и}^{ВД'}$, кДж/кг – энтальпия газов на входе в испаритель;

$h_{г.и}^{ВД''}$, кДж/кг – энтальпия газов на выходе из испарителя;

$\varphi = 0,988$ – коэффициент сохранения теплоты в КУ;

$D_{ни}^{ВД}$, кг/с – расход пара через испаритель;

$h_{п.и}^{ВД''}$, кДж/кг – энтальпия паровоздушной смеси на выходе из испарителя;

										Лист
										48
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2020.440.17 ПЗ

$h_{n.u}^{ВД''}$, кДж/кг – энтальпия воды на входе в испаритель.

Так как поверхности пароперегревателя и испарителя высокого давления совокупные, то объединив два предыдущих уравнения получим формулу (7.6):

$$Q^{ВД} = G_2^{ВД} (h_2^{ВД'} - h_{n.ne}^{ВД''}) = G_n^{ВД} (h_{эк}^{ВД''} - h_{эк}^{ВД'}) , \quad (7.6)$$

где $G_2^{ВД} = G_{кт} = 362 \text{ кг/с}$ – массовый расход газов на выходе из газовой турбины;

$h_2^{ВД'} = h_{кт} = 584,2, \text{ кДж/кг}$ – энтальпия газов, покидающих газовую турбину;

$h_{n.ne}^{ВД''} = 3382,7, \text{ кДж/кг}$ – энтальпия пара на выходе из пароперегревателя в.д.

$G_n^{ВД}$, кг/с – расход пара контура высокого давления;

$h_{эк}^{ВД''} = 1282,7, \text{ кДж/кг}$ – энтальпия воды на выходе из экономайзера в.д. (в состоянии насыщения при давлении $P_0^{ВД} = 7,3 \text{ МПа}$);

$h_{эк}^{ВД'}$, кДж/кг – энтальпия воды на входе в экономайзер.

Выбрав температурный напор $\delta t_{эк} = 19^0 \text{ С}$, найдём температуру газов (7.7):

$$\Theta_{эк}^{ВД} = t_s + \delta t_{эк} \quad (7.7)$$

$$\Theta_{эк}^{ВД} = 288,7 + 19 = 307,7^0 \text{ С}$$

По ней энтальпию газов перед экономайзером высокого давления (7.8)

$$h_{эк}^{ВД'} = \Theta_{эк}^{ВД} \cdot c_p^r \quad (7.8)$$

$$h_{эк}^{ВД'} = 307,7 \cdot 1,078 = 331,8 \text{ кДж/кг.}$$

Определим расход пара контура высокого давления:

$$G_n^{ВД} = \frac{G_2^{ВД} (h_2^{ВД'} - h_{n.ne}^{ВД''})}{(h_{эк}^{ВД''} - h_{эк}^{ВД'})} = \frac{362 \cdot (584,2 - 331,8)}{(3382,7 - 1282,7)} = 43,5 \text{ кг/с}$$

7.4.5 Расчет экономайзера высокого давления начинаем с формулы (7.9):

$$Q^{ВД} = G_2^{ВД} (h_{2.эк}^{ВД'} - h_{2.эк}^{ВД''}) = G_n^{ВД} (h_{эк}^{ВД''} - h_{эк}^{ВД'}) , \quad (7.9)$$

где $G_2^{ВД} = G_{кт} = 362 \text{ кг/с}$ – массовый расход газов на выходе из газовой турбины;

$h_{2.эк}^{ВД'} = 331,8, \text{ кДж/кг}$ – энтальпия газов на входе в экономайзер;

									Лист
									49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2020.440.17 ПЗ

$h_{2.ЭК}^{ВД''} = h_{ух.2}^{ВД''}$, кДж / кг – энтальпия газов, покидающих теплообменники контура

высокого давления, которую определяем по формуле (7.10):

$$h_{2.ЭК}^{ВД''} = \frac{h_{2.ЭК}^{ВД'} - G_n^{ВД} (h_{ЭК}^{ВД''} - h_{ЭК}^{ВД'})}{G_2^{ВД}} \quad (7.10)$$

$$h_{2.ЭК}^{ВД''} = \frac{331,8 - 43,5(1282,7 - 697,1)}{362} = 261,5, \text{ кДж / кг}$$

где $G_n^{ВД}$, кг / с – расход пара контура высокого давления на выходе из теплообменника;

$h_{ЭК}^{ВД''} = 1282,7$, кДж / кг – энтальпия воды на выходе из экономайзера в.д. (в состоянии насыщения при давлении $P_o^{ВД} = 7,3$ МПа);

$h_{ЭК}^{ВД'} = 697,1$, кДж / кг – энтальпия воды на выходе из экономайзера низкого давления в состоянии насыщения при давлении $P_o^{НД} = 0,7$ МПа;

Что соответствует температуре газов на выходе из теплообменника поверхностного типа:

$$\Theta_{ух}^{В.Д} = I_{ух}^{В.Д} / c_p^Г = 261,5 / 1,066 = 245,3, \text{ } ^\circ\text{C}$$

7.4.6 Расчет пароперегревателя низкого давления

Уравнение теплового баланса для пароперегревателя (7.11):

$$Q_{не}^{НД} = G_{не}^{НД} (h_{2.не}^{НД'} - h_{2.не}^{НД''}) \cdot \varphi = D_{нв}^{НД} (h_{н.не}^{НД''} - h_{н.не}^{НД'}), \quad (7.11)$$

где $G_{не}^{ВД} = G_{кт} = 362$ кг / с – массовый расход газов на выходе из газовой турбины;

$h_{2.не}^{НД'}$, кДж / кг – энтальпия газов на входе в пароперегреватель;

$h_{2.не}^{ВД''}$ кДж / кг – энтальпия газов на выходе из пароперегревателя;

$\varphi = 0,988$ – коэффициент сохранения теплоты в КУ;

$\theta = 0,586$ – коэффициент сохранения теплоты в КУ;

$D_{нв}^{НД}$ – расход пара через пароперегреватель;

$h_{н.не}^{НД''}$ – энтальпия перегретого пара на выходе из пароперегревателя;

$h_{н.не}^{НД'}$ – энтальпия перегретого пара на входе в пароперегреватель.

										Лист
										50
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2020.440.17 ПЗ

7.4.7 Расчет испарителя низкого давления

Уравнение теплового баланса для пароперегревателя (7.12):

$$Q_u^{HD} = G_u^{HD} (h_{2,u}^{HD'} - h_{2,u}^{HD''}) \cdot \varphi = D_{nu}^{HD} (h_{n,u}^{HD''} - h_{n,u}^{HD'}), \quad (7.12)$$

где $G_u^{BD} = G_{кт} = 362 \text{ кг/с}$ – массовый расход газов на выходе из газовой турбины;

$h_{2,u}^{BD'}$, кДж/кг – энтальпия газов на входе в испаритель;

$h_{2,u}^{BD''}$, кДж/кг – энтальпия газов на выходе из испарителя;

$\varphi = 0,988$ – коэффициент сохранения теплоты в КУ;

D_{nu}^{BD} , кг/с – расход пара через испаритель;

$h_{n,u}^{BD''}$, кДж/кг – энтальпия паровоздушной смеси на выходе из испарителя;

$h_{n,u}^{BD'}$, кДж/кг – энтальпия воды на входе в испаритель.

Для совокупных поверхностей пароперегревателя и испарителя контура низкого давления КУ составляем следующее уравнение (7.13):

$$G_z^{BD} (h_{yx,z}^{BD''} - h_{ГПК'}') = G_n^{HD} (h_{n,эк}^{HD''} - h_{n,эк}^{HD'}), \quad (7.13)$$

где $G_z^{BD} = G_{кт} = 362 \text{ кг/с}$ – массовый расход газов на выходе из газовой турбины;

$h_{yx,z}^{BD''} = 261,5 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия газов, покидающих поверхности контур

высокого давления;

$h_{ГПК'}'$, кДж/кг – энтальпия газов на входе в газовый подогреватель конденсата.

Энтальпия газов на входе в ГПК определяется по температуре (7.14):

$$\Theta_{ГПК} = t_s^{н.д.} + \delta t_{эк}^{н.д.}, \quad (7.14)$$

где $t_s^{н.д.} = 164,95^\circ \text{C}$ – в состоянии насыщения при давлении $P_o^{н.д.} = 0,7 \text{ МПа}$

$\delta t_{эк}^{н.д.} = 16^\circ \text{C}$ – температурный напор.

$$\Theta_{ГПК} = 164,95 + 16 = 180,95^\circ \text{C}$$

Получаем $h_{ГПК'}' = \theta_{ГПК} \cdot c_p^2 = 180,95 \cdot 1,049 = 189,8 \text{ кДж/кг}$

G_n^{HD} , кг/с – расход газов через поверхности контура низкого давления;

									Лист
									51
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2020.440.17 ПЗ

$h_{п.ЭК}^{HD''} = 2915,4, \text{кДж/кг}$ – энтальпия пара на выходе из контура низкого давления определяется по $P_0^{HD} = 0,7 \text{ МПа}$ и $t_0^{HD} = 232 \text{ }^\circ\text{C}$;

$h_{ЭК}^{HD''} = 697,1 \text{кДж/кг}$ – энтальпия воды на выходе из экономайзера низкого давления.

Расход пара через поверхности нагрева низкого давления:

$$G_n^{HD} = \frac{G_z^{ВД} (h_{ух.2}^{ВД''} - h_{ГПК}')}{(h_{п.ЭК}^{HD''} - h_{ЭК}^{HD'})} = \frac{362 \cdot (261,5 - 189,8)}{(2915,4 - 697,1)} = 11,7, \text{кг/с}$$

7.4.8 Расчет газового подогревателя конденсата

Из уравнения теплового баланса для ГПК (7.15):

$$G_z (h_{ГПК}' - h_{ух.2}) = (G_n^{ВД} + G_n^{HD} + G_p) \cdot (h_{нв}^{ГПК} - h_{нв}), \quad (7.15)$$

где $G_z = G_{кт} = 362 \text{ кг/с}$ – массовый расход газов на выходе из газовой турбины;

$h_{ГПК}' = 189,8, \text{кДж/кг}$ – энтальпия газов на входе в газовый подогреватель конденсата;

$h_{ух.2}, \text{кДж/кг}$ – энтальпия газов на выходе из котла-утилизатора;

Определим энтальпию уходящих газов из уравнения:

$$\begin{aligned} \frac{h_{ГПК}' - (G_n^{ВД} + G_n^{HD} + G_p) \cdot (h_{нв}^{ГПК} - h_{нв})}{G_z} = \\ = \frac{189,8 - (43,5 + 11,7 + 14,9) \cdot (670,2 - 251,15)}{362} = 108,6, \text{кДж/кг} \end{aligned}$$

Температура уходящих газов рассчитывается по формуле (7.16):

$$\Theta_{ух} = h_{ух} / c_p^r, \quad (7.16)$$

где $G_n^{ВД} = 43,5, \text{кг/с}$ – расход пара через поверхности нагрева высокого давления;

$G_n^{HD} = 11,7, \text{кг/с}$ – расход пара через поверхности нагрева низкого давления;

$G_p, \text{кг/с}$ – расход пара на рециркуляцию из уравнения теплового баланса для точки смешения потоков конденсата из конденсатора и линии рециркуляции.

$$\Theta_{ух} = 108,6 / 1,036 = 104,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

									Лист
									52
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2020.440.17 ПЗ

$$(G_n^{ВД} + G_n^{НД}) \cdot h_k + G_p \cdot h_{нв}^{ГПК} = (G_n^{ВД} + G_n^{НД} + G_p) \cdot h_{нв}, \quad (7.17)$$

где $h_{нв} = 251,15, \text{кДж/кг}$ – энтальпия питательной воды на входе в ГПК по температуре $t_{п.в} = 60^0 \text{C}$;

$h_k = 137,77, \text{кДж/кг}$ – энтальпия воды после конденсатора, определяется по давлению в конденсаторе $P_k = 5 \text{кПа}$;

$h_{нв}^{ГПК}, \text{кДж/кг}$ – энтальпия питательной воды за ГПК:

$$h_{нв}^{ГПК} = c_p^в \cdot t_{п.в} = 4,19 \cdot 159,95 = 670,2, \text{кДж/кг}$$

$$G_p = \frac{(G_n^{ВД} + G_n^{НД}) \cdot (h_{нв} - h_k)}{h_{нв}^{ГПК} - h_{нв}} = \frac{(43,5 + 11,7) \cdot (251,15 - 137,77)}{(670,2 - 251,15)} = 14,9, \text{кг/с}$$

$$t_{п.в} = t_s(P_0^{НД}) - \delta t^{НД} = 164,95 - 5 = 159,95, ^0\text{C}$$

7.5 Расчет КПД котла-утилизатора

КПД КУ определим по формуле (7.18):

$$\eta_{ку} = \frac{h_2 - h_{ух.2}}{h_2 - h_{х.в}}, \quad (7.18)$$

где $h_2 = h_{кт} = 584,2, \text{кДж/кг}$ – энтальпия газов на входе в пароперегреватель;

$h_{ух.2} = 108,6, \text{кДж/кг}$ – энтальпия газов на выходе из котла-утилизатора;

$h_{х.в} = 15,4, \text{кДж/кг}$ – энтальпия наружного воздуха при температуре $t_{н.в} = 15^0 \text{C}$ и давлении $P_{н.в} = 10^5 \text{Па}$

$$\eta_{ку} = \frac{h_2 - h_{ух.2}}{h_2 - h_{х.в}} = \frac{584,2 - 108,6}{584,2 - 15,4} = 0,836$$

7.6 Расчет расхода теплоты

Тепло, отданное газами ГТУ в паротурбинный цикл (7.19):

$$Q_{газ} = 2 \cdot G_2 \cdot (h_2 - h_{ух.2}), \text{кВт} \quad (7.19)$$

									Лист
									53
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.440.17 ПЗ				

где $G_2 = 362 \text{ кг/с}$ – массовый расход газов на выходе из газовой турбины;

$h_2 = 584,2 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия газов на входе в пароперегреватель;

$h_{yx.2} = 108,6 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия газов на выходе из котла-утилизатора.

$$Q_{\text{газ}} = 2 \cdot G_2 \cdot (h_2 - h_{yx.2}) = 2 \cdot 362 \cdot (584,2 - 108,6) = 347334,4 \text{ кВт.}$$

Тепло, полученное паром (7.20):

$$Q_{\text{пар}} = 2 \cdot G_n^{ВД} \cdot h_0^{ВД} + 2 \cdot G_n^{НД} \cdot h_0^{НД} - 2(G_n^{ВД} - G_n^{НД}) \cdot h_k, \text{ кВт} \quad (7.20)$$

где $G_n^{ВД} = 43,5 \text{ кг/с}$ – расход пара через поверхности нагрева высокого давления КУ;

$G_n^{НД} = 11,7 \text{ кг/с}$ – расход пара через поверхности нагрева низкого давления КУ;

$h_0^{ВД} = 3382,7 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия пара на выходе из пароперегревателя в.д. КУ при $P_0^{ВД} = 7,3 \text{ МПа}$ и $t_0^{ВД} = 490^\circ \text{С}$;

$h_0^{НД} = 2915,4 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия пара на выходе из контура низкого давления определяется по $P_0^{НД} = 0,7 \text{ МПа}$ и $t_0^{НД} = 232^\circ \text{С}$;

$h_k = 137,77 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия воды после конденсатора, определяется по давлению в конденсаторе $P_k = 5 \text{ кПа}$.

$$\begin{aligned} Q_{\text{пар}} &= 2 \cdot G_n^{ВД} \cdot h_0^{ВД} + 2 \cdot G_n^{НД} \cdot h_0^{НД} - 2(G_n^{ВД} - G_n^{НД}) \cdot h_k = \\ &= (2 \cdot 43,5 \cdot 3382,7 + 2 \cdot 11,7 \cdot 2915,4) - 2 \cdot (43,5 + 11,7) \cdot 137,77 = 347305,4 \text{ кВт} \end{aligned}$$

Разница полученных величин мала, в дальнейшем будем считать, что тепловая мощность КУ равна среднему значению $Q_{\text{ку}} = 347319,9 \text{ кВт}$.

Тепло, подводимое к воде (пару) в отдельных элементах КУ:
для ГПК (7.21):

$$Q_{\text{ГПК}} = (G_n^{ВД} + G_n^{НД} + G_P) (h_{н.в}^{\text{ГПК}} - h_{н.в}), \text{ кВт} \quad (7.21)$$

где $G_n^{ВД} = 43,5 \text{ кг/с}$ – расход пара через поверхности нагрева высокого давления;

$G_n^{НД} = 11,7 \text{ кг/с}$ – расход пара через поверхности нагрева низкого давления;

$G_p = 14,9, \text{кг} / \text{с}$ – расход пара на рециркуляцию;

$h_{пв}^{ГПК} = 670,2, \text{кДж} / \text{кг}$ – энтальпия питательной воды за ГПК;

$h_{пв} = 251,15, \text{кДж} / \text{кг}$ – энтальпия питательной воды на входе в ГПК по температуре $t_{пв} = 60^\circ \text{C}$.

$$Q_{ГПК} = (G_n^{ВД} + G_n^{НД} + G_p) \cdot (h_{пв}^{ГПК} - h_{пв}) = \\ = (43,5 + 11,7 + 14,9) \cdot (670,2 - 251,15) = 29375,4, \text{кВт}$$

Для испарителя низкого давления (7.22):

$$Q_u^{НД} = G_n^{НД} \cdot r^{НД}, \text{кВт} \quad (7.22)$$

где $G_n^{НД} = 11,7, \text{кг} / \text{с}$ – расход пара через поверхности нагрева низкого давления;

$r^{НД} = 2065,6 \text{ кДж} / \text{кг}$ – теплота испарения, определяемая по $P_o^{НД} = 0,7 \text{ МПа}$.

$$Q_u^{НД} = G_n^{НД} \cdot r^{НД} = 11,7 \cdot 2065,6 = 24167,5, \text{кВт}$$

Для пароперегревателя низкого давления (7.23):

$$Q_{пе}^{НД} = G_n^{НД} (h_0^{НД} - h_0^{НД''}), \text{кВт} \quad (7.23)$$

где $G_n^{НД} = 11,7, \text{кг} / \text{с}$ – расход пара через поверхности нагрева низкого давления;

$h_0^{НД} = 2915,4, \text{кДж} / \text{кг}$ – энтальпия пара на выходе из контура низкого давления определяется по $P_o^{НД} = 0,7 \text{ МПа}$ и $t_o^{НД} = 232^\circ \text{C}$;

$h_0^{НД''} = 2762,7, \text{кДж} / \text{кг}$ – энтальпия насыщенного пара при давлении $P_o^{НД}$.

$$Q_{пе}^{НД} = G_n^{НД} (h_0^{НД} - h_0^{НД''}) = 11,7 \cdot (2915,4 - 2762,7) = 1786,6, \text{кВт}$$

Для экономайзера высокого давления (7.24):

$$Q_{эк}^{ВД} = G_n^{ВД} (h_{эк}^{ВД''} - h_{эк}^{НД''}), \text{кВт} \quad (7.24)$$

где $G_n^{ВД} = 43,5, \text{кг} / \text{с}$ – расход пара через поверхности нагрева высокого давления;

$h_{эк}^{ВД''} = 1282,7, \text{кДж} / \text{кг}$ – энтальпия воды на выходе из экономайзера;

									Лист
									55
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.440.17 ПЗ				

$h_{\text{ЭК}}^{\text{НД}''} = 697,1, \text{кДж/кг}$ – энтальпия воды на выходе из экономайзера низкого давления в состоянии насыщения при давлении $P_0^{\text{Н.Д}} = 0,7 \text{ МПа}$.

$$Q^{\text{ВД}} = G_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}} (h_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}''} - h_{\text{ЭК}}^{\text{НД}''}) = 43,5 \cdot (1282,7 - 697,1) = 25437,6, \text{кВт}$$

Для испарителя высокого давления (7.25):

$$Q_u^{\text{ВД}} = G_n^{\text{ВД}} \cdot r^{\text{ВД}}, \text{кВт} \quad (7.25)$$

где $G_n^{\text{ВД}} = 43,5, \text{кг/с}$ – расход пара через поверхности нагрева высокого давления;
 $r^{\text{В.Д}} = 1501,1 \text{ кДж/кг}$ – теплота испарения, определяемая по $P_0^{\text{В.Д}} = 7,3 \text{ МПа}$;

$$Q_u^{\text{ВД}} = G_n^{\text{ВД}} \cdot r^{\text{ВД}} = 43,5 \cdot 1505,1 = 65471,8, \text{кВт}$$

Для пароперегревателя высокого давления (7.26):

$$Q_{ne}^{\text{ВД}} = G_n^{\text{ВД}} (h_0^{\text{ВД}} - h_0^{\text{ВД}''}), \text{кВт} \quad (7.26)$$

где $G_n^{\text{ВД}} = 43,5, \text{кг/с}$ – расход пара через поверхности нагрева высокого давления;
 $h_0^{\text{ВД}} = 3382,7, \text{кДж/кг}$ – энтальпия пара на выходе из пароперегревателя в.д. КУ при $P_0^{\text{В.Д}} = 7,3 \text{ МПа}$ и $t_0^{\text{В.Д}} = 490^0 \text{ С}$;
 $h_0^{\text{ВД}''} = 2777,6, \text{кДж/кг}$ – энтальпия воды на выходе из экономайзера высокого давления в состоянии насыщения при давлении $P_0^{\text{В.Д}} = 7,3 \text{ МПа}$.

$$Q_{ne}^{\text{ВД}} = G_n^{\text{ВД}} (h_0^{\text{ВД}} - h_0^{\text{ВД}''}) = 43,5 \cdot (3382,7 - 2777,6) = 26321,85, \text{кВт}$$

Соответствующие относительные величины:

$$Q_{\text{ГПК}} = \frac{Q_{\text{ГПК}}}{Q_{\text{КУ}}} = \frac{29375,4}{3477319,9} = 0,085$$

$$Q_{ne}^{\text{НД}} = \frac{Q_{ne}^{\text{НД}}}{Q_{\text{КУ}}} = \frac{1786,6}{3477319,9} = 0,005$$

$$Q_u^{\text{НД}} = \frac{Q_u^{\text{НД}}}{Q_{\text{КУ}}} = \frac{24167,5}{3477319,9} = 0,069$$

										Лист
										56
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.440.17 ПЗ					

$$Q_{\text{эк}}^{\text{ВД}} = \frac{Q_{\text{эк}}^{\text{ВД}}}{Q_{\text{КУ}}} = \frac{25437,6}{3477319,9} = 0,073$$

$$Q_u^{\text{ВД}} = \frac{Q_u^{\text{ВД}}}{Q_{\text{КУ}}} = \frac{65471,8}{3477319,9} = 0,189$$

$$Q_{\text{не}}^{\text{ВД}} = \frac{Q_{\text{не}}^{\text{ВД}}}{Q_{\text{КУ}}} = \frac{26321,85}{3477319,9} = 0,076$$

Определим относительную невязку теплового баланса, она не должна превышать 1,5 %:

$$\Delta = \frac{\Delta Q}{Q_p^p} * 100 = \frac{1214,2}{198448,4} * 100 = 0,66\%$$

$$\begin{aligned} \Delta Q &= Q_p^p - (Q_{\text{ВД}} + Q_{\text{НД}} + Q_{\text{ГПК}} + Q_{\text{ух}}) = 198448,4 - \\ &- (117231,5 + 24346,1 + 29375,4 + 39313,2) = 1214,2, \text{ кВт} \end{aligned}$$

7.7 Выводы

Выполнены расчеты по определения объемов и энтальпий продуктов сгорания с характеристиками.

Определен тепловой баланс котла-утилизатора П-88.

Выполнено описание конструктивных особенностей котла-утилизатора.

Произведены расчеты поверхностей нагрева котла с определением расхода рабочей среды, энтальпий и температур.

Выполнена проверка правильности расчета и определен КПД котла-утилизатора.

9. КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ, ЗАЩИТА, АВТОМАТИКА КОТЛА-УТИЛИЗАТОРА П-88

9.1 Схема автоматического регулирования котла-утилизатора П-88

КУ предназначен для выработки пара двух давлений при работе в составе парогазовой установки мощностью 325 МВт. В состав парогазовой установки входят две газотурбинная установки типа ГТЭ 110 номинальной электрической мощностью 110 МВт, два двухконтурных котла-утилизатора и одна паровая турбинная установка типа К-110-6,5.

Котёл-утилизатор П-88 изготовлен ОАО «Машиностроительный завод «ЗиО-Подольск».

Котел-утилизатор предназначен для получения перегретого пара высокого и низкого давлений и подогрева конденсата паровой турбины за счет использования тепла горячих выхлопных газов ГТУ в составе блока ПГУ-325.

Котел-утилизатор – горизонтального профиля, двухбарабанный, с естественной циркуляцией в испарительных контурах высокого и низкого давлений.

Управление котлом-утилизатором осуществляется с помощью АСУ ТП энергоблока. Задачей АСУ ТП является организация управления оборудованием, как в дистанционном, так и в автоматизированном режимах управления, организация контроля работы оборудования, предотвращение возможности возникновения аварийных режимов, безопасный автоматический останов оборудования действием технологических защит и защитных блокировок в аварийных ситуациях. Эти задачи решаются в составе АСУ ТП блока, выполненной на основе программно-технического комплекса (ПТК) «Овация».

Информация оператору представляется с использованием технологических автоматизированных рабочих мест (АРМ) оперативного персонала и обзорной видеодиаграммы системы отображения коллективного пользования (СОКП). Основным средством представления информации на АРМ являются видеодиаграммы. Для управления котлом разработано семь технологических видеодиаграмм, охватывающих все основное и вспомогательное котельное оборудование. Для представления на видеодиаграммах все котельное оборудование разделяется по технологическому признаку на функциональные группы

Управление исполнительными механизмами, отображенными на видеодиаграммах, осуществляется с помощью «мыши». Кроме технологических видеодиаграмм, разработаны четыре информационные видеодиаграммы технологических защит, показывающие состояние основных и локальных ТЗ котла (положение накладок, состояние автоматического ввода-вывода, срабатывание ТЗ и положение участвующей в защите арматуры и т. д.), а также сигнализационная видеодиаграмма, извещающая оператора об отклонении основных параметров работы котла от нормы. Кроме того сигнализационные сообщения дублируются записями на сигнальном дисплее и сопровождаются звуковыми сигналами.

Понижение уровня в БВД до аварийного значения Мин 2 (минус 800 мм от среднего уровня).

Уровень в барабане измеряется тремя комплектами уровнемеров (используются те же комплекты, что и в защите по п.4.1.5.).

Защита выполняется по схеме 2 из 3-х. Защита действует также на закрытие ЗН-ВД, ЗП-1-ВД, ЗК-ВД, РПК-ВД, ЗК-НД и РПК-НД.

Защита вводится и выводится автоматически аналогично п.4.1.3.

Повышение давления дымовых газов до 4500 Па изб. давление измеряется тремя датчиками на входе дымовых газов в котел-утилизатор (перед ПВД).

Защита выполняется по схеме 2 из 3 и действует также на отключение ТПУ ГТУ.

Защита вводится автоматически при подаче напряжения в цепи защит и их датчиков.

Повышение температуры дымовых газов на входе в КУ до 580 С. Температура газов контролируется перед ПВД тремя датчиками

Защита действует с выдержкой времени до 30 с по схеме 2 из 3-х.

Защита вводится автоматически при подаче напряжения в цепи защит и их датчиков.

Снижение расхода в контуре ПЦ ВД до 70 % номинального (316 т/час).

Защита выполняется по схеме 2 из 3-х и действует с выдержкой времени до 30 с.

Защита вводится и выводится автоматически аналогично п.4. 1.3.

Снижение расхода в контуре ПЦ НД до 70 % номинального (77 т/час).

Защита выполняется по схеме 2 из 3-х и действует с выдержкой времени до 30 с.

Защита вводится и выводится автоматически аналогично п.4. 1.3.

Неоткрытое положение дождевой заслонки (ДЗ).

Защита действует также на отключение ТПУ ГТУ.

Защита вводится автоматически при числе оборотов ТПУ ГТУ $\geq n$ мин1 и выводится при числе оборотов РПУ ГТУ $\leq n$ мин 2. При этом n мин1 $>$ n мин2.

Во всех случаях по пп.4.1.1 — 4.1.11. останов КУ производится автоматически путём выполнения на КУ следующих операций:

- отключение ГТУ по специальной программе;
- отключение КУ от паровой турбины путём закрытия ГН -ВД, ГПЗ-ВД, БП-ВД, ГП-НД; ГПЗ-НД и БП-НД;
- закрытие запорной задвижки на линии подвода конденсата к ГПК и запорного клапана на ее байпасе.

Локальные защиты.

При повышении уровня в БНД выше Макс 1 (плюс 240 мм от L сред.) производится открытие АС-НД. В защите используются включенные по схеме 1 из 3-х приборы защиты по п.4. 1.3. После снижения уровня до величины плюс 50 мм от среднего (по схеме 1 из 3-х) производится закрытие АС-НД.

Автоматический ввод и вывод защит, действующих на открытие клапана, осуществляется аналогично защите по п. 4.1.3.

										Лист
										63
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.440.17 ПЗ					

Автоматический ввод защит, действующих на закрытие клапана, осуществляется при повышении уровня в БНД выше Макс 1 по схеме 1 из 3-х. Автоматический вывод – при закрытии клапана аварийного слива.

При повышении уровня в БВД выше Макс 1 (плюс 350 от L сред) производится открытие АС-ВЛ, АС – 1ВД и АС – 2ВД (причем АС-2ВД открывается только при давлении в барабане ниже Рзад.). В защите используются включённые по схеме 1 из 3-х приборы защиты по п.4.1.4. После снижения уровня до величины плюс 50 мм от среднего (по схеме 1 из 3-х) производится закрытие АС-ВД, АС –1ВД и АС-2ВД.

Автоматический ввод и вывод защит, действующих на открытие клапана, осуществляется аналогично защите по п.4.1.2

Автоматический ввод защит, действующих на закрытие клапанов, осуществляется при повышении уровня в БВД выше Макс 1 по схеме 1 из 3-х.

Автоматический вывод – при закрытии клапанов аварийного слива.

При повышении давления питательной воды перед экономайзером до 12,5 МПа подаются команды на отключение регулятора уровня в БВД и на открытие РПК и ЗК-ВД. Эта команда поддерживается на время до 5 с. Ввод защиты аналогичен защите по п.3.1.6.

Отключение ПЭН при понижении давления на напоре до заданного значения.

Останов РЭН при снижении давления на всасе ниже Рзад2.

Ввод защиты аналогичен защите по п. 4.1.6.

Останов ЦЭН – НД и ПЭН при понижении уровня воды в БНД ниже Мин 2 (используются датчики защиты по п. 3.1.2 по схеме 2 из 3-х).

Ввод защиты аналогичен защите по п.4.1 .6.

При снижении расхода питательной воды через ПЭН ниже Мин 1 (30 % номинального), равного 69 т/ч, на работающих ПЭН открываются задвижки на линии рециркуляции от ПЭН в БНД.

При повышении расхода выше Макс.1 (35 % номинального), равного 80,5 т/ч, задвижки закрываются.

Защита автоматически вводится при включённом выключателе электродвигателя ПЭН. Защита автоматически выводится при выключенном положении электродвигателя ПЭН.

При повышении давления в РНП до величины 1,1 Рраб.(1,045 МПа) или достижении уровня в РНП выше заданного закрывается с запретом на открытие запорный клапан на линии подвода непрерывной продувки к РНП. Запрет снимается после снижения давления в РНП до Рраб. и снижения уровня до заданного.

Ввод защиты аналогичен защите по п.4.1.6.

Останов ЦЭН-ВД при понижении уровня воды в БВД ниже Мин 2 (используются датчики защиты по п. 4.1.4 по схеме 2 из 3-х).

Ввод защиты аналогичен защите по п.4.1 .6.

При снижении расхода в контуре ПЦ-ВД (НД) ниже 70 % номинального (Используются датчики расхода защиты п. 4.1.7 (4.1.10) по схеме 2 из 3-х).

Ввод защиты аналогичен защите по пункту 4.1.7.

										Лист
										64
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2020.440.17 ПЗ

9.3 Выводы

АСУТП предназначена для автоматизации управления технологическими процессами на энергоблоке во всех эксплуатационных режимах работы блока.

Процессы контроля и управления энергоблоком и его оборудованием осуществляются с блочного щита управления, который оснащен современными средствами отображения информации и управления технологическими процессами.

Целью разработки АСУТП является создание на основе серийно выпускаемых средств цифровой техники современной системы управления, обеспечивающей:

- эффективную работу объектов управления, повышение уровня безопасности и безаварийности технологических процессов;
- требуемую точность, достоверность и своевременность представляемой персоналу оперативной информации;
- адаптивность к возможным изменениям технологических процессов и алгоритмов управления, сокращения затрат времени на ориентацию персонала в режимной и оперативной обстановке, своевременное выявление неполадок и отклонений;
- улучшение культуры труда оперативного и обслуживающего персонала;
- автоматизацию введения отчетной документации (см. п. 5.4.3.36);
- предотвращение ошибочных действий персонала путем своевременной сигнализации и блокирования ошибочных команд управления;
- снижение затрат на эксплуатацию и ремонт оборудования.

В данной главе рассмотрена автоматическая система управления котла-утилизатора П-88, а также система защит от основных аварийных ситуаций, возникающих при работе котла.

					<i>13.03.01.2020.440.17 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		66

10 ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ ПРИ РАБОТЕ ПГУ-325

10.1 Защита окружающей среды

Окислы азота – высокотоксичные соединения, при взаимодействии с водой образуют азотную кислоту, которая при попадании в организм человека раздражает слизистую оболочку, вызывает необратимые изменения в сердечнососудистой системе. Подобные негативные воздействия оказывают и на другие живые организмы и растительность. В соединении с углеводородами окислы азота образуют высокотоксичные нитролефины. Уровень содержания вредных выбросов в выхлопных газах стационарных ГТУ ограничивается по ГОСТ 29328-92. Окислы азота образуются в высокотемпературных зонах камеры сгорания в результате окисления азота, содержащегося в атмосферном воздухе и азота содержащегося в топливе (NO).

Реакция перехода NO в NO₂ происходит при низких температурах (в выхлопном тракте ГТУ, в низкотемпературных зонах камеры сгорания), по этому при расчете выход окислов азота берется по NO₂. Содержание NO₂ в приземном слое атмосферы не должно превышать ПДК – 0,085 мг/м³.

10.2 Расчет выбросов окислов азота

Основными требованиями по вопросам выбросов вредных веществ, при сжигании природного газа, в настоящее время существенно ужесточились. Так, во многих регионах государственные надзорные органы по защите окружающей среды предписывают уменьшить вредные выбросы оксидов азота на действующих энергетических объектах до уровня, соответствующего нормам, установленным ГОСТ 29328-92, кроме того, необходимо обеспечить:

- высокую надежность и безопасность работы ГТУ;
- высокие экономические показатели;
- маневренность.

Расчет выбросов вредных веществ, а также выбор оптимальной высоты дымовой трубы для котла-утилизатора П-88.

Парогазовая установка (за которой установлен котел-утилизатор) работает на природном газе, поэтому основными токсичными выбросами, содержащимися в дымовых газах, являются окислы азота.

Определяем объем продуктов

Расчет расхода топлива по газу

Газ. Состав:

- метан CH₄ = 98,8 %;
- этан C₂H₆ = 0,45 %;
- пропан C₃H₈ = 0,1 %;
- C₄H₁₀ = 0,02 %;
- азот N₂ = 0,63 %.

										Лист
										67
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.440.17 ПЗ					

Расчет низшей рабочей теплоты сгорания:

$$Q_H^p = 358,18 \cdot C_{H_4} + 637,48 \cdot C_{C_2H_6} + 912,3 \cdot C_{C_3H_8} + 1186,46 \cdot C_{C_4H_{10}} \text{ кДж/м}^3$$

$$Q_H^p = 358,18 \cdot 98,8 + 637,48 \cdot 0,45 + 912,3 \cdot 0,1 + 1186,46 \cdot 0,02 = 35790,009 \text{ кДж/м}^3$$

Теоретические объемы воздуха и уходящих газов приведены в таблице 10.1.

Таблица 10.1-Теоретические объемы воздуха и уходящих газов

Наименование	Обозначение	Размерность	Расчет
Теоретическое количество воздуха для сгорания газа	V^0	$\text{м}^3/\text{м}^3$	9,53
Теоретический объем азота	$V_{N_2}^0$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	7,54
Теоретический объем водяных паров	$V_{H_2O}^0$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	2,17
Объем трехатомных газов	$V_{RO_2}^0$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	1,03

Полный объем продуктов сгорания за котлом при нормальных условиях (10.1)

$$V_H = V_{RO_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O}^o + (\alpha - 1) \cdot V^o, \text{ м}^3/\text{м}^3 \quad (10.1)$$

где α – коэффициент избытка воздуха в уходящих газах. $\alpha=3,5$.

$$V_H = 1,03 + 7,54 + 2,17 + (3,5 - 1)9,53 = 34,57 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Объем продуктов сгорания при рабочих условиях (10.2):

$$V_p = \frac{P_H V_H (t_{yx} + 273)}{P T_H}, \quad (10.2)$$

где P_H – нормальное атмосферное давление. $P_H=101,03$ кПа ;

T_{yx} – температура уходящих газов. $T_{yx}=104,8$ °С;

P – атмосферное давление в районе ГРЭС. $P=98$ кПа.

$T_H=273$ К.

$$V_p = \frac{101,03 \cdot 34,57 \cdot (104,8 + 273)}{98 \cdot 273} = 49,32 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Расход топлива (10.3):

$$B = \frac{Q_{\text{э}}}{Q_H^p \cdot \eta} \quad (10.3)$$

									Лист
									68
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2020.440.17 ПЗ

где Q_3 – электрическая мощность ГТУ. $Q_3 = 220$ МВт;
 η – КПД ГТУ. $\eta = 35,9\%$

$$B = \frac{220}{35,79 \cdot 0,36} = 17,075 \text{ м}^3/\text{с}$$

Объемный расход продуктов сгорания при рабочих условиях (10.4):

$$V_1 = V_p \cdot B, \quad (10.4)$$

где V_p – объемный расход продуктов сгорания при рабочих условиях, $\text{м}^3/\text{с}$;
 B – расход топлива, $\text{м}^3/\text{с}$.

$$V_1 = 49,32 \cdot 17,075 = 842,139 \text{ м}^3/\text{с}$$

Объемный расход продуктов сгорания при нормальных условиях (10.5):

$$V_2 = V_H \cdot B, \quad (10.5)$$

где V_H – объемный расход продуктов сгорания при нормальных условиях, $\text{м}^3/\text{с}$;
 B – расход топлива, $\text{м}^3/\text{с}$.

$$V_2 = 34,57 \cdot 17,075 = 590,28 \text{ м}^3/\text{с}$$

Определим приземную концентрацию оксидов азота выбрасываемых из дымовой трубы при работе котла-утилизатора (10.6).

$$M_{\text{NO}_2} = V_2 \cdot C_{\text{NO}_x}, \quad (10.6)$$

где C_{NO_x} – содержание оксидов азота в выхлопных газах, взято из технических характеристик ГТУ – $C_{\text{NO}_x} = 240$ $\text{мг}/\text{м}^3$

$$M_{\text{NO}_2} = 590,28 \cdot 0,24 = 141,67 \text{ г/с}$$

10.3 Графоаналитический метод определения высоты дымовой трубы

Зададимся высотой трубы для определения минимальной высоты трубы для выбросов NO_2 : $H_{13} = 40$ м., $H_{23} = 60$ м., $H_{33} = 80$ м. И скоростью выхода газов из устья трубы $w_0 = 40$ м/с.

Определим (предварительно) диаметр трубы:

$$V = w \frac{\pi d^2}{4}; d^2 = \frac{V \cdot 4}{w \cdot \pi} = \sqrt{\frac{824,139 \cdot 4}{40 \cdot 3,14}} = 5,18 \text{ м};$$

									Лист
									69
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.440.17 ПЗ				

Принимаем стандартный диаметр трубы 5,4 метра.
Вычислим реальную скорость газов:

$$w_0 = \frac{4 \cdot 842,14}{5,4^2 \cdot 3,14} = 40,67 \left[\frac{M}{c} \right];$$

Для определения разности температур окружающего воздуха и выходящих газов, примем среднюю летнюю температуру окружающего воздуха в Красноярском крае – $t_{\text{окр.в.}} = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$, тогда $\Delta T = 104,8 - 25 = 79,8 \text{ } ^\circ\text{C}$

Рассчитаем коэффициенты m и n . Для их расчета необходимы вспомогательные величины f , $v_{\text{м1}}$, $u_{\text{м1}}$.

$$f_1 = \frac{10^3 \cdot w^2 \cdot d}{H_1^2 \cdot \Delta T} = \frac{10^3 \cdot 36,79^2 \cdot 5,4}{40^2 \cdot 79,8} = 57,24$$

$$v_{\text{м1}} = 0,65 \cdot \sqrt[3]{V_1 \cdot \frac{\Delta T}{H_1}} = 0,65 \cdot \sqrt[3]{842,14 \cdot \frac{79,8}{40}} = 7,73 > 2, n = 1$$

$$u_{\text{м1}} = v_{\text{м1}}(1 + 0,12\sqrt{f}) = 7,73(1 + 0,12\sqrt{57,24}) = 14,75$$

$$m_1 = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{f_1} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{f_1}} = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{57,24} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{57,24}} = 0,36$$

$$H_{\text{min1}}^{\text{NO}_2} = \sqrt{200 \cdot 1 \cdot 0,36 \cdot 1 \cdot \frac{141,67}{0,085} \sqrt[3]{\frac{1}{841,14 \cdot 79,8}}} = 54,77 \approx 55 [M]$$

$$f_2 = \frac{10^3 \cdot w^2 \cdot d}{H_2^2 \cdot \Delta T} = \frac{10^3 \cdot 36,79^2 \cdot 5,4}{60^2 \cdot 79,8} = 25,44$$

$$v_{\text{м2}} = 0,65 \cdot \sqrt[3]{V \cdot \frac{\Delta T}{H_2}} = 0,65 \cdot \sqrt[3]{842,14 \cdot \frac{79,8}{60}} = 6,75 > 2, n = 1$$

$$u_{\text{м2}} = v_{\text{м2}}(1 + 0,12\sqrt{f}) = 6,75(1 + 0,12\sqrt{25,44}) = 10,84$$

$$m_2 = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{f_2} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{f_2}} = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{25,44} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{25,44}} = 0,46$$

										Лист
										70
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.440.17 ПЗ					

Расчет концентрации NO_2 в приземном слое атмосферы.

Максимальна приземная концентрация определяется выражением (10.7)

$$C_{NO_2} = \frac{AMFmn}{H^2 \cdot \sqrt{V_1 \Delta T}}, \quad (10.7)$$

где ΔT – разность между температурой выбрасываемых газов $79,8$ °С и средней температурой воздуха самого жаркого месяца $T_{в}=25$, °С, (по справочнику данным «Строительная климатология и геофизика»).

H – высота трубы, $H=75$ м;

A – коэффициент зависящий от температурной стратификации атмосферы для неблагоприятных метеорологических условий $A=200$, $c^{2/3} \cdot \text{мг}(к^{1/3} \cdot \text{г})$;

F – коэффициент, учитывающий условия выхода газо-воздушной смеси из устья источника выброса, $F=1$.

M – суммарное количество вредного вещества, выбрасываемого в атмосферу.
 $M = 141,67$ г/с;

m и n – безразмерные коэффициенты, учитывающие условие выхода газовой смеси из устья источника выброса.

Коэффициент m определяется по формуле (10.8):

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{f} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{f}} \quad (10.8)$$

где f - параметр определяется по формуле (10.9):

$$f = \frac{10^3 w_0^2 D_0}{h_1^2 \Delta T} \quad (10.9)$$

где w_0 – скорость выхода газа из устья трубы определяется по формуле (10.10):

$$w_0 = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot D_0^2} \quad (10.10)$$

$$w_0 = \frac{4 \cdot 842,14}{3,14 \cdot 5,4^2} = 36,79 \text{ м/с}$$

$$f = \frac{10^3 \cdot 36,79^2 \cdot 5,4}{75^2 \cdot 79,8} = 16,28$$

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{f} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{f}} =$$
$$= \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{16,28} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{16,28}} = 0,52$$

										Лист
										72
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.440.17 ПЗ					

$$v_m = 0,65 \cdot \sqrt[3]{V \cdot \Delta T / h}$$

$$v_m = 0,65 \cdot \sqrt[3]{842,14 \cdot 79,8 / 75} = 6,27$$

Так как $v_m \geq 2$, то: $n = 1$

$$C_{NO_2} = \frac{200 \cdot 141,67 \cdot 1 \cdot 0,52 \cdot 1}{75^2 \cdot \sqrt[3]{842,14 \cdot 79,8}} = 0,064 \text{ мг/м}^3$$

Концентрация вредных веществ в приземном слое составила $C_{NO_2} = 0,064 \text{ мг/м}^3$ при высоте трубы $h = 75 \text{ м}$, что удовлетворяет стандартным требованиям.

Расчет выполнен без учета фоновой концентрации выбросов NO_2 , создаваемой другими трубами ГРЭС.

10.4 Использование прямого водоснабжения

Проблема сохранения качества воды является на данный момент актуальной. Очень важным аспектом загрязнения водного бассейна Земли является тепловое загрязнение, которое представляет собой сброс подогретой воды с промышленных предприятий и тепловых электростанций в реки и озера. В связи с этим на Назаровской ГРЭС реализована прямая схема технического водоснабжения с прудом-охладителем.

Вода используется каждый раз однократно. Прямоточная схема обеспечивает глубокий вакуум в конденсаторе за счет низкой температуры речной воды и зимой, и летом. Перед поступлением в циркуляционные насосы вода освобождается от плавающих предметов и рыбы в механических решетках крупного сечения. Эти решетки оснащены автоматическими очистительными механизмами. После грубой очистки вода проходит через тонкие вращающиеся сетки, представляющие собой вертикальную ленту, огибающую барабаны сверху и снизу. Сетка снабжена промывным струйным устройством, включается автоматически по мере загрязнения.

10.5 Очистка замасленных вод

В процессе эксплуатации оборудования ПГУ образуются сточные воды содержащие масло. Для очистки и утилизации этих вод предусмотрена:

– станция очистки нефтесодержащих сточных вод AquaHard F/BL-НО-0,6-PV-9-SS-1,35 (NP);

– нефтесодержащие стоки поступают в приемный резервуар – усреднитель где происходит их смешивание и, затем, частичное расслоение на осадок и пленку нефтепродуктов. Пленка нефтепродуктов сорбируется плавающим боном. Осадок из донной части резервуара усреднителя периодически перекачиваются дренажным насосом в резервуар шлама;

11 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ ПРИ РАБОТЕ ПГУ-325

11.1 Анализ опасных и вредных производственных факторов

Объектом проектирования является парогазовая установка электрической мощностью $N_3 = 325$ МВт, которая будет расположена на территории Назаровской ГРЭС. Топливо: природный газ

Краткая характеристика рабочего места

Рабочим местом обслуживающего персонала является БЩУ. Он находится на отметке 11,00 м. помещение рассчитано на 6 человек. На щите установлены панели с приборами, при помощи которых осуществляется управление оборудованием. Наличие в котельном цехе сложного и тяжелого оборудования, сосудов, работающих под давлением, высокотемпературных тел и наличие защитных устройств, арматуры – все это накладывает особый отпечаток на работу общестанционного персонала.

Опасные и вредные производственные факторы (ОВПФ) делятся на физические, химические, биологические и психофизические. В ГОСТ 12.0.003-2015 «Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Опасные и вредные производственные факторы. Классификация» приводится классификация ОВПФ.

В зоне обслуживания парового котла имеют место различные факторы.

Физические факторы:

- возможность поражения теплоносителем с высокой температурой;
- тепловое излучение от горячих поверхностей;
- повышенный уровень постоянного шума;
- повышенный уровень вибрации;
- освещение;
- неудовлетворительные параметры микроклимата.

Химические факторы:

- общетоксические – основным источником является топливо-природный газ, мазут;
- высокое содержание CO_2 , NO_x в дымовых газах;
- возможные утечки природного газа.

Факторы трудового процесса:

- динамическая нагрузка;
- статическая нагрузка;
- напряженность труда;
- неудобная рабочая поза.

Травмоопасные факторы:

- повышенное давление теплоносителя;
- разностное расположение оборудования, множество лестниц и площадок, в результате чего, возможны падения и травмирование;
- возможность поражения электрическим током;
- движущиеся и вращающиеся части механизмов могут вызвать

человеком (особенно конвективного тепла). Очень маленькая подвижность воздуха в сочетании с высокой температурой приводит к быстрому утомлению.

При проектировании котельных установок в помещении котельной должны быть соблюдены допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха.

Параметры микроклимата соответствуют фактическим показателям за счёт нормальной работы запроектированных систем. параметры микроклимата преведены в таблице 11.1.

Таблица 11.1 – Нормируемые температура, относительная влажность и скорость движения воздуха в рабочей зоне оператора при эксплуатации оборудования

Период года	Категория работ по уровню энергозатрат, Вт	Температура воздуха, °С		Температура поверхностей °С	Относительная влажность воздуха, %	Скорость движения воздуха, м/с	
		диапазон ниже оптимальных величин	диапазон выше оптимальных величин			для диапазона температур воздуха ниже оптимальных величин, не более	для диапазона температур воздуха выше оптимальных величин,
Холодный	Ia (до 139)	20,0-21,9	24,1-25,0	19,0-26,0	15-75	0,1	0,1
	I6(140-174)	19,0-20,9	23,1-24,0	18,0-25,0	15-75	0,1	0,2
Теплый	Ia (до 139)	21,0-22,9	25,1-28,0	20,0-29,0	15-75	0,1	0,2
	I6(140-174)	20,0-21,9	24,1-28,0	19,0-29,0	15-75	0,1	0,3

Показатели микроклимата должны обеспечивать сохранения теплового баланса человека с окружающей средой и поддержания оптимального или доступного теплового состояния организма согласно СанПиН 2.2.4.548-96 работа оператора на БЩУ относится к категории Ia – легкие физические работы, производимые сидя или сопровождающиеся незначительным физическим напряжением, энергозатраты составляют до 139 Вт. В помещениях, в которых работа является основной, должны обеспечиваться оптимальные параметры микроклимата.

Оптимальные климатические условия на рабочем месте для категории работ «Ia» преведены в таблице 11.2.

Таблица 11.2

Период года	Температура воздуха, °С	Температура поверхностей, °С	Относительная влажность, %	Скорость движения воздуха, м/с
Холодный	22-24	21-25	40-60	0,1
Теплый	23-25	22-25	40-60	0,1

Кроме того, БЩУ удален от источников возникновения вибрации, а под рабочими местами на БЩУ располагаются прорезиненные дорожки.

Допустимые нормы вибрации на рабочих местах приведены в таблице 11.5.

Таблица 11.5 – Допустимые нормы вибрации на рабочих местах

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	Предельно допустимые значения по осям			
	Виброускорение		Виброскорость	
	м/с ²	дБ	м/с ²	дБ
8	1,4	123	2,8	115
16	1,4	123	1,4	109
31,5	2,8	129	1,4	109
63	5,6	135	1,4	109
125	11,0	141	1,4	109
250	22,0	147	1,4	109
500	45,0	153	1,4	109
1000	89,0	159	1,4	109
Корректированные значения	-	-	-	92

По аттестационным картам фактический уровень вибрации составляет: 85 дБ, что соответствует требованиям ГОСТ 12.1.012-2004.

Уровни шума

Согласно ГОСТ 12.1.003-91, СН 2.2.4/2.1.8.562-96 нормируется уровень шума на рабочем месте. Источником шума на ГРЭС в котельном отделении могут быть насосы всех назначений, электродвигатели, арматура, трубопроводы, вентиляторы и сам котел. Уровень шума не должен превышать для легкой физической нагрузки при напряженности в легкой степени до 70 дБ.

Фактически уровень шума, согласно аттестационной карты, составляет 70 дБ, что соответствует требованиям СН 2.2.4/2.1.8.562-96. Для защиты от шума стены помещения БЩУ заполнены звукопоглощающими материалами и имеют двойную стенку, а также предусмотрено уплотнение притворов дверей с наложением на них тепло и звукоизоляции. Звукоизоляция снижает шум согласно ГОСТ 12.1.003-91 представлены в таблице 11.6

Таблица 11.6-Уровни звукового давления

Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах с среднегеометрическими частотами, Гц									Уровни звука и эквивалентные уровни звука (в дБ)
31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
103	91	83	77	73	70	68	66	64	70

Освещенность

БЩУ по условиям компоновки не имеет естественного освещения. Предусматривается аварийное освещение, по нормам устанавливающее 20 % освещенности рабочего освещения.

– от 2 кГц до 400 кГц – 25 НТл.

На рабочем месте в соответствии с ГОСТ 12.2.003-91 имеются надписи, схемы и другие средства информации о необходимой последовательности управляющих действий оператора. Применяются цветные решения: аварийные органы управления окрашиваются красным цветом, а пусковые – черным. Производственное оборудование имеет средства сигнализации, предупреждающее о нарушениях его функционирования, приводящих к возникновению опасных ситуаций (ГОСТ 12.2.003-91). Средства сигнализации:

- лампы, окрашенные в соответствующие цвета;
- световые, текстовые табло.

Органы управления и функционально связанные с ними средства отображения информации располагаются вблизи друг друга функциональными группами (ГОСТ 12.2.064-81). Органы управления или руки работающего при манипуляциях не закрывают индикаторы. Поверхности приводных элементов органов управления выполнены из нетоксичных, нетеплопроводных и из электроизоляционных материалов (ГОСТ 12.2.064-81), таких как пластмасса, текстолит, дерево.

Оператор выполняет свою работу в основном сидя. По ГОСТ 12.2.032-78 обеспечивается выполнение трудовых операций в пределах зоны досягаемости моторного поля. Конструкция рабочего места обеспечивает оптимальное положение работающего, которое достигается регулированием:

- высоты рабочей поверхности;
- высоты сидения подставки для ног.

Требования к рабочему месту: площадь приходящаяся на одно рабочее место должна составлять не менее 6 м².

Рекомендуются следующие параметры рабочего пространства:

- ширина – не менее 800 – 1400 мм;
- глубина – не менее 800 – 1000 мм;
- расстояние между боковыми поверхностями мониторов должно составлять не менее 1,2 м.
- высота рабочей поверхности клавиатуры над полом – 725 мм;

Все параметры в помещении щита управления соответствуют СанПиН 2.2.2/4.1340-03. И представлены в таблице 11.7.

Таблица 11.7-Характеристики рабочей зоны оператора

Название профессии	Категория работ	Температура, °С	Влажность, %	Скорость воздуха, м/с	Разряд зрительных работ	Освещение, Лк	Класс электробезопасн.
Оператор	1а	22-26	55	0,1	IIIв IVг	300 150	Пов. опасности

Требования к рабочему месту: площадь приходящаяся на одно рабочее место должна составлять не менее 6 м².

Рекомендуются следующие параметры рабочего пространства:

- ширина – не менее 800 – 1400 мм;
- глубина – не менее 800 – 1000 мм;
- высота рабочей поверхности клавиатуры над полом – 725 мм;
- расстояние между боковыми поверхностями мониторов должно составлять не менее 1,2 м.

Все параметры в помещении щита управления соответствуют СанПиН 2.2.2/4.1340-03

11.5 Выводы

Рабочее место машиниста БЦУ котлами, соответствует следующим требованиям законодательных актов:

- вибрация ГОСТ 12.1.012-90;
- обеспечение средствами пожаротушения (ППБ-01-03);
- электрические воздействия (ГОСТ 12.1.002-84);
- электробезопасность (ГОСТ 12.1.030-96);
- состояние воздуха (СанПиН 2.2.4.548-96), освещенности (СП 52.13330.2016);
- шуму (СН 2.2.4/2.1.8.562-96).

Помещение БЦУ Назаровской ГРЭС отвечает всем показателям рабочего места в соответствии с требованиями законодательных актов.

Согласно карте аттестации рабочего места машинист находится в следующих условиях труда: по степени вредности и опасности – класс 2, по степени травмоопасности – класс 1.

Поэтому предусмотрены следующие мероприятия:

- доплата к тарифной ставке в размере 4 % от оклада;
- продолжительность дополнительного отпуска – 7 дней;
- перерывы по 8–10 мин. в течение каждого часа смены.

					13.03.01.2020.440.17 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		83

12 ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ

На территории Назаровской ГРЭС планируется строительство парогазовой установки электрической мощностью $N_{ЭЛ} = 325$ МВт. Рассмотрим 2 варианта модернизации Назаровской ГРЭС и произведем их анализ.

12.1 Технико-экономический расчет

Сравним два варианта увеличения электрической мощности Назаровской ГРЭС:

- 1 Вариант: Использование паротурбинной установки К-300-240.
- 2 Вариант: Использование парогазовой установки ПГУ-325.

12.1.1 Использование паротурбинной установки К-300-240

Определим капитальные затраты на реализацию проекта.

Стоимость оборудования и монтажных работ определяется по прейскуранту поставщиков (таблица 12.1).

Таблица 12.1 – Смета капитальных затрат установки паротурбинной установки К-300-240

Наименование затрат	Количество	Стоимость единицы, тыс. руб.	Общая стоимость, тыс. руб.
Разработка проектной документации	1	7 000,00	7 000,00
Монтажные работы	1	80 000,00	80 000,00
Транспортные расходы	1	3 000,00	3 000,00
Оборудование (комплект паротурбинной установки К-300-240)	1	62 300,00	62 300,00
Пусконаладочные работы	1	12 800,00	12 800,00
ИТОГО:			165 100,00

Общие капитальные на установку паротурбинной установки К-300-240 (12.1):

$$K = K_{np} + K_{cмp} + K_{тy} + K_{об} + K_{пнр} \quad (12.1)$$

где K_{np} – стоимость разработки проектной документации, тыс. руб. ($K_{пнр} = 7 000,00$ тыс.руб. – по данным АО «Ленинградский металлический завод» [33]);

$K_{смп}$ – стоимость строительно-монтажных работ, тыс. руб. ($K_{смп} = 80\,000,00$ тыс.руб. – по данным АО «Ленинградский металлический завод» [33]);

$K_{ту}$ – стоимость транспортных услуг, тыс. руб. ($K_{тр} = 3\,000,00$ тыс.руб. – по данным транспортной компании ООО «Деловые линии» [34]);

$K_{об}$ – стоимость комплекта оборудования и материалов, тыс. руб. ($K_{пр} = 62\,300,00$ тыс.руб. – по данным ОАО «Ленинградский металлический завод» [33]);

$K_{ппр}$ – стоимость пусконаладочных работ, тыс. руб. ($K_{ппр} = 12\,800,00$ тыс.руб. – по данным АО «Ленинградский металлический завод» [33]).

$$K_1 = 7000,00 + 80000,00 + 3000,00 + 62300,00 + 12800,00 = 165100,00 \text{ тыс.руб.}$$

Определим текущие затраты на эксплуатацию паротурбинной установки К-300-240.

Годовые затраты на природный газ (12.2):

$$I_T = C_T \cdot V_{год} \quad (12.2)$$

где C_m – тариф на природный газ, руб./м³ ($C_T = 2150,00$ руб./1000 м³ – по данным АО «Красноярсккрайгаз» [35]);

$V_{год}$ – годовой расход газа, тыс.м³/год ($V_{год} = 91200$ тыс.м³ – по расчету главы 5).

$$I_T = 2150,00 \cdot 91200 = 1960800,00 \text{ тыс.руб./год}$$

Годовой фонд основной и дополнительной зарплаты всех категорий персонала составит 16 500 тыс. руб./год (по данным бухгалтерии Назаровской ГРЭС).

Отчисления на социальные нужды (12.3):

$$I_{соц} = H_C \cdot I_з \quad (12.3)$$

где H_C – процент отчислений на социальные нужды, % (34%);

$I_з$ – годовой фонд основной и дополнительной зарплаты всех категорий персонала, тыс.руб.

$$I_{соц} = 0,34 \cdot 16500,00 = 5610,00 \text{ тыс.руб./год}$$

Содержание и эксплуатация энергооборудования, включая содержание оборудования и его текущий ремонт рассчитаем по формуле (12.4):

$$I_э = 0,05 \cdot K_{об} + 0,1 \cdot K_{смп} \quad (12.4)$$

где 0,05 – процент расходов на содержание и эксплуатацию энергооборудования;

									Лист
									85
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

0,1 – процент расходов на амортизацию энергооборудования;
 $K_{об}$ – общая стоимость оборудования всей котельной, тыс.руб. (по данным таблицы 12.1)

$$I_3 = 0,05 \cdot 62300,00 + 0,1 \cdot 62300,00 = 9345,00 \text{ тыс.руб./год}$$

Цеховые расходы, включая зарплату персонала управления цеха, содержание и текущий ремонт цеховых зданий и сооружений (12.5):

$$I_p = 0,0025 \cdot K_{об} \quad (12.5)$$

где 0,0025 – процент расходов на цеховые расходы;

$$I_p = 0,0025 \cdot 62300,00 = 155,75 \text{ тыс.руб./год}$$

Для определения прочих производственных расходов воспользуемся формулой (12.6):

$$I_{пр} = 0,1 \cdot \Sigma I_3 \quad (12.6)$$

где 0,1 – процент расходов на прочие производственные расходы;

ΣI_3 – сумма зарплат персонала, тыс.руб./год.

$$I_{пр} = 0,1 \cdot 16500,00 = 1650,00 \text{ тыс.руб./год}$$

Сумма всех затрат (12.7):

$$I_{\Sigma} = \Sigma I_i = I_m + I_3 + I_{соц} + I_3 + I_p + I_{пр} \quad (12.7)$$

где ΣI_i – сумма всех затрат, тыс.руб./год;

$$I_1 = 1960800,00 + 16500,00 + 5610,00 + 9345,00 + 155,75 + 1650,00 = 1994060,75 \text{ тыс.руб./год}$$

12.1.2 Использование парогазовой установки ПГУ-325

Определим капитальные затраты на реализацию проекта по установке парогазовой установки ПГУ-325.

Стоимость оборудования и монтажных работ определяется по прейскуранту поставщиков представлена в таблице 12.2.

					13.03.01.2020.440.17 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		86

Таблица 12.2 – Смета капитальных затрат установки паротурбинной установки ПГУ-325

Наименование затрат	Количество	Стоимость единицы, тыс. руб.	Общая стоимость, тыс. руб.
Разработка проектной документации	1	7 000,00	7 000,00
Монтажные работы	1	70 000,00	70 000,00
Транспортные расходы	1	3 000,00	3 000,00
Оборудование (комплект парогазовой установки ПГУ-325)	1	56 500,00	56 500,00
Пусконаладочные работы	1	14 750,00	14 750,00
ИТОГО:			151 250,00

Общие капитальные вложения в реконструкцию участка тепловой сети (12.8):

$$K_2 = K_{пр} + K_{смр} + K_{ту} + K_{об} + K_{пнр} \quad (12.8)$$

где $K_{пр}$ – стоимость разработки проектной документации, тыс. руб. ($K_{пр} = 7\,000,00$ тыс.руб. – по данным АО «Ленинградский металлический завод» [33]);

$K_{смр}$ – стоимость строительно-монтажных работ, тыс. руб. ($K_{смр} = 70\,000,00$ тыс.руб. – по данным АО «Ленинградский металлический завод» [33]);

$K_{ту}$ – стоимость транспортных услуг, тыс. руб. ($K_{тр} = 3\,000,00$ тыс.руб. – по данным транспортной компании ООО «Деловые линии» [34]);

$K_{об}$ – стоимость комплекта оборудования и материалов, тыс. руб. ($K_{пр} = 56\,500,00$ тыс.руб. – по данным ОАО «Ленинградский металлический завод» [33]);

$K_{пнр}$ – стоимость пусконаладочных работ, тыс. руб. ($K_{пнр} = 14\,750,00$ тыс.руб. – по данным АО «Ленинградский металлический завод» [33]).

$$K_2 = 7000,00 + 70000,00 + 3000,00 + 56500,00 + 14750,00 = 151250,00 \text{ тыс.руб.}$$

Определим текущие затраты на эксплуатацию ПГУ-325.

Годовые затраты на природный газ:

$$I_T = 2150,00 \cdot 123500 = 265525,00 \text{ тыс.руб./год}$$

Годовой фонд основной и дополнительной зарплаты всех категорий персонала составит 16 500 тыс. руб./год (по данным бухгалтерии Назаровской ГРЭС).

Содержание и эксплуатация энергооборудования, включая содержание оборудования и его текущий ремонт рассчитаем по формуле:

					13.03.01.2020.440.17 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		87

$$I_3 = 0,05 \cdot 56500,00 + 0,1 \cdot 56500,00 = 8475,00 \text{ тыс.руб./год}$$

Цеховые расходы, включая зарплату персонала управления цеха, содержание и текущий ремонт цеховых зданий и сооружений:

$$I_p = 0,0025 \cdot 56500,00 = 141,25 \text{ тыс.руб./год}$$

Сумма всех затрат:

$$I_2 = 265250,00 + 16500,00 + 5610,00 + 8475,00 + 141,25 + 1650,00 = 297626,25 \text{ тыс.руб./год}$$

12.1.3 Сравнение вариантов технических решений и выбор лучшего варианта

Приведенные затраты рассчитываются по выражению (12.9):

$$Z_i = E_n K_i + I_i \rightarrow \min \quad (12.9)$$

где Z_i – приведенные затраты, тыс.руб./год;

K_i – единовременные (капитальные) затраты, тыс.руб.;

E_n – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений, 1/год;

I_i – годовые (текущие) затраты, тыс.руб./год.

Сведем в таблицу 12.3 исходные данные для расчета приведенных затрат.

Таблица 12.3 – Сравнение затрат по вариантам технических решений

Вариант	Капитальные затраты K , тыс. руб.	Текущие затраты I , тыс.руб/год
1 Вариант: Использование паротурбинной установки К-300-240	165 100,00	1 994 060,75
2 Вариант: Использование парогазовой установки ПГУ-325	151 250,00	297 626,25

$$K_1 > K_2$$

$$I_1 > I_2$$

Вывод: расчет по методу приведенных затрат не требуется, так как для 1 варианта – использование паротурбинной установки К-300-240и капитальные, и

текущие затраты меньше, чем для 2 варианта – использование парогазовой установки ПГУ-325, поэтому 1 вариант экономически эффективнее. Экономия достигается за счет стоимости основного оборудования, которая также отражается на стоимости его обслуживании и ремонте.

12.2 SWOT-анализ вариантов технических решений

SWOT-анализ является необходимым элементом исследований, обязательным предварительным этапом при составлении любого уровня стратегических и маркетинговых планов. Данные, полученные в результате ситуационного анализа, служат базисными элементами при разработке стратегических целей и задач предприятия. В таблице 12.4 представлен SWOT-анализ использования паротурбинной установки К-300-240.

Таблица 12.4 – SWOT- анализ проекта по варианту №1

S:	W:
- низкий удельный расход топлива; - большой срок эксплуатации; - количество пусков не влияет на моторесурс; - обученный персонал; - ремонт установки на месте.	- менее современная автоматизация;
O:	T:
- высокий спрос на электроэнергию; - рост тарифов на электроэнергию.	- возможные сбои в подаче топлива; - рост тарифов на газ.

В таблице 12.5 представлен SWOT-анализ использования парогазовой установки.

Таблица 12.5 - SWOT- анализ проекта по варианту №2

S:	W:
- высокий электрический КПД – 35,9 %; - более совершенный принцип работы	- высокий удельный расход топлива; - КПД резко снижается на частичных нагрузках; - невысокий ресурс до капитального ремонта; - требуется подвод газа высокого давления;
O:	T:
- высокий спрос на электроэнергию; - рост тарифов на электроэнергию.	- возможные сбои в подаче топлива; - длительный ремонт на специализированном заводе; - рост тарифов на газ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Произведен расчет принципиальной тепловой схемы ПГУ-325 с выбором вспомогательного оборудования, а также тепловой расчет паровой турбины К-110-6,5 и котла-утилизатора П-88, с определением технико-экономических показателей. Из поверочного теплового расчета котла определены температуры воды, уходящих дымовых газов на границах между отдельными поверхностями нагрева, коэффициент полезного действия 84 %. Рассмотрен блок ХВО.

В проекте предусмотрены мероприятия по обеспечению комфортных условий труда для оператора котельной. Выявлены ОВПФ и описаны методы защиты от теплового излучения и от шума.

Кроме того, для обеспечения экологической безопасности проекта выполнен расчет выбросов вредных веществ окислов азота с определением минимальной высоты дымовой трубы.

Приводится описание схемы автоматического контроля основных параметров котла-утилизатора.

В результате внедрения проекта при достаточно крупных финансовых затратах предприятие ОАО «Назаровская ГРЭС» может в короткий срок окупить вложенные средства, за счет того, что себестоимость тепловой, электрической энергии уменьшится, в связи с внедрением энергосберегающих идей.

										Лист
										92
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.440.17 ПЗ					

