

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

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« ____ »

_____ 20 ____ г

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код-наименование направления

Проект расширения Талаканской ГТЭС «Сургутнефтегаз»

тема

Руководитель

подпись, дата

должность, учёная степень

Л.Н.Подборский

инициалы, фамилия

Выпускник

подпись, дата

К.Е. Азанов

инициалы, фамилия

Технический контроль

подпись, дата

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

подпись, дата

П.В. Шишмарёв

инициалы, фамилия

Красноярск 2021

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

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« ____ »

_____ 20 ____ г

**ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ**

в форме

бакалаврской работы

бакалаврской работы, дипломного проекта, дипломной работы, магистерской диссертации

РЕФЕРАТ

Данная выпускная квалификационная работа на тему «Расширения Талаканской ГТЭС «Сургутнефтегаз»» содержит 90 страниц, 1 приложение, 5 листов графического материала.

ПОПУТНЫЙ НЕФТЯНОЙ ГАЗ, ПОДГОТОВКА ПОПУТНОГО ГАЗА, СЖИГАНИЕ ПОПУТНОГО ГАЗА, НЕФТЕГАЗОКОНДЕНСАТНОЕ МЕСТОРОЖДЕНИЕ, ПАРОВАЯ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯ, ГАЗОВАЯ ТУРБИНА, КОТЁЛ-УТИЛИЗАТОР, ПАРОВАЯ ТУРБИНА, ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ, СРОК ОКУПАЕМОСТИ, ЭНЕРГОСИСТЕМА.

Данная работа писалась с целью обозреть существующие технологии по использованию попутного нефтяного газа, а также доказать или опровергнуть целесообразность утилизации попутного газа в газовых турбинах парогазовых установок для выработки электрической мощности в энергосистему. Основными задачами было: технико-экономическое обоснование одного из выбранных вариантов состава оборудования в качестве расчётного, формирование схемы подготовки попутного газа, произвести тепловой расчёт газовой турбины и котла-утилизатора, конструкторский расчёт котла-утилизатора, укрупнённый расчёт паровой турбины, выявление фактора, имеющего наибольшее влияние на инвестиционную привлекательность проекта, формирование генерального плана электростанции.

По итогу проведённых расчётов было определено, что строительство парогазовой электростанции на попутном газе оправдано как с экономической, так и с практической точек зрения, поскольку проект имеет срок окупаемость 7,6 лет и позволяет добывающему предприятию сократить долю факельного сжигания попутного газа, что ведёт к улучшению экологической обстановки в регионе и снижению экологических штрафов для предприятия.

Таким образом, данная работа показывает перспективность рассмотренной технологии для топливно-энергетического комплекса страны.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 Технико-экономическое обоснование строительства станции.....	7
1.1 Выбор типа и места расположения электростанции.....	7
1.2 Выбор состава основного оборудования.....	11
1.3 Характеристики основного оборудования.....	13
1.3.1 Характеристики котла-утилизатора.....	13
1.3.2 Характеристики газовой турбины.....	14
1.3.3 Характеристики паровой турбины.....	15
1.4 Подготовка попутного газа к сжиганию.....	16
1.4.1 Удаление механических примесей.....	16
1.4.2 Осушка газа.....	17
1.4.3 Очистка попутного газа от сероводорода и углекислого газа.....	19
1.4.4 Комбинированная установка.....	21
2 Расчётная часть.....	23
2.1 Разработка принципиальной схемы ПГУ.....	23
2.2 Тепловой расчёт ГТУ.....	24
2.2.1 Определение параметров процесса сжатия воздуха в компрессоре.....	26
2.2.2 Определение параметров газа после камеры сгорания.....	28
2.2.3 Определение параметров процесса расширения газа в турбине.....	34
2.2.4 Учёт охлаждения турбины ГТУ.....	40
2.3 Расчёт двухконтурной комбинированной энергоустановки.....	45
2.3.1 Исходные данные для расчёта КУ.....	45
2.3.2 Тепловой расчёт котла-утилизатора.....	46
2.3.3 Определение габаритных размеров котла-утилизатора.....	59
2.3.4 Определение поверхности теплообмена одной секции.....	61
2.3.5 Определение площади поверхности теплообмена ППВД.....	63
2.3.6 Определение площади поверхности теплообмена ИВД.....	65
2.3.7 Определение площади поверхности теплообмена экономайзера.....	65
2.3.8 Определение площади поверхности теплообмена поверхностей низкого давления.....	66
2.4 Укрупненный расчет паровой турбины.....	68
2.5 Расчёт технико-экономических показателей.....	73
3 Экологическая часть проекта.....	75
3.1 Расчёт выбросов оксидов азота.....	75
3.2 Расчёт высоты дымовой трубы.....	77
4 Выбор вспомогательного оборудования и основного оборудования электроцеха.....	79
4.1 Выбор электрооборудования.....	79
4.2 Разработка электрических схем.....	79
4.3 Выбор вспомогательного оборудования.....	81
5 Анализ чувствительность проекта.....	82
6 Генеральный план станции.....	84
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	85

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	87
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	90

ВВЕДЕНИЕ

Российская Федерация занимает лидирующие позиции по добыче всех видов топливных ресурсов, в том числе и нефти. Объём добычи нефти в 2020 году, по данным Центрального диспетчерского управления топливно-энергетического комплекса, составил 512,68 млн. тонн.

Однако добыча этого ценного ресурса сопровождается также добычей попутного нефтяного газа (далее – ПНГ). Объём добычи этого газа в прошлом году составил 95,7 млрд. м³. Такой газ имеет высокое содержание примесей и тяжёлых углеводородов, при этом его состав может меняться с течением времени даже в рамках одного месторождения. Ввиду сложностей в использовании газа, его утилизацию зачастую производят в факелах, сжигающих ПНГ и загрязняющих атмосферу. По всему миру на месторождениях и предприятиях нефтепереработки горят более 17000 факелов, при этом выбросы CO₂ в атмосферу от такого сжигания составляют около 350 млн.т. [1].

При всех своих недостатках ПНГ всё ещё имеет ценность для химической и энергетической промышленности. На сегодняшний день в РФ используется около 90% добываемого ПНГ, что является довольно низким показателем в сравнении с другими странами, например, США и Норвегией, где уровень использования попутного газа достигает 98-99% [2].

В данный момент допустимой долей факельного (в атмосферу) сжигания, согласно экологическим требованиям, установлен уровень в 5% [3]. Предприятия, не выполняющие данного требования, вынуждены платить штрафы, что заставляет руководство нефтедобывающих компаний всё чаще задумываться об увеличении доли полезно используемого ПНГ.

Основными направлениями использования (утилизации) ПНГ [4] представлены в таблице ниже.

Таблица – Направления утилизации попутного газа

Направление	Варианты
Использование на собственные нужды	Выработка электрической и тепловой энергии
	Производственно-технологические нужды
Продажа потребителям	Реализация осушенного ПНГ потребителям
	Подача подготовленного осушенного газа в газотранспортную сеть
Переработка	Магистральный транспорт газа на газоперерабатывающий завод (ГПЗ)
	Использование специальных установок (технология GTL), мини-ГПЗ
Закачка газа в пласт	Для повышения нефтеотдачи
	Для поддержания пластового давления
	Для хранения

Основным способом утилизации ПНГ в РФ является закачка этого газа обратно в пласт, в газовую шапку. Наиболее эффективными вариантами использования ПНГ можно считать его сжижение и переработку на газоперерабатывающих заводах и сжигание в энергетических установках –

газотурбинных, газопоршневых или же парогазовых. И если первый вариант имеет смысл в Европейской части России, где хорошо развита логистика и вся сопутствующая инфраструктура, то для более удалённых территорий именно второй вариант является приемлемым и наиболее выгодным в реализации.

1 Технико-экономическое обоснование строительства станции

1.1 Выбор типа и места расположения электростанции

Строительство электростанции всегда начинается с определения места строительства, которое в свою очередь зависит от следующих факторов: наличие потребности в электрической и/или тепловой энергии, близость к этому самому потребителю и топливному месторождению (в случае строительства ТЭС на ПНГ – к нефтегазовому месторождению), наличие источников водоснабжение и линий электропередач для передачи вырабатываемой мощности.

Утилизация попутного газа в энергетических установках соответствует целям устойчивого развития ООН №7, №9, №12 [7].

На сегодняшний день восточные и северные области страны зачастую мало заселены, однако имеют большие запасы полезных ископаемых, в том числе и топливных. Это говорит о том, что данные территории имеют высокий экономический потенциал развития.

На территории республики Якутия, Ленский район, расположено Талаканское нефтегазоконденсатное месторождение (в дальнейшем – НГКМ). Максимальный уровень добычи месторождения к 2025 году должен составлять 533,6 млн. м³/год, из которых на генерацию электроэнергии планируется использовать 141,78 млн. м³/год (26,6%) [5, с. 30].

На территории месторождения расположена Талаканская ГТЭС мощностью 144 МВт, работающая на ПНГ и покрывающая собственные нужды производства в электроэнергии, при этом руководство ОАО «Сургутнефтегаз» выражает заинтересованность подключения станции к единой энергосистеме, однако на данный момент технического предложения представлено не было. Также Правительством республики планируется объединение энергосистемы Якутии с Объединённой энергосистемой Сибири по воздушной линии 220 кВ Пеледуй - Сухой Лог – Мамакан [6]. На рисунке 1 представлена схема ЛЭП в районе посёлка Пеледуй.

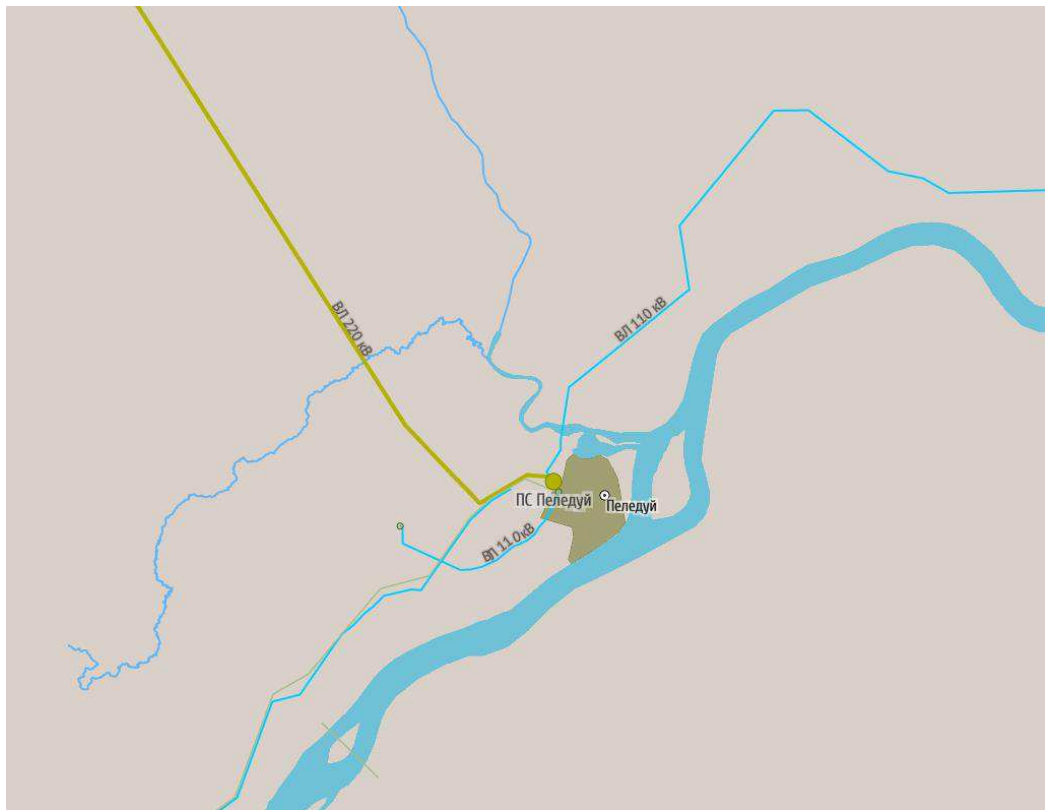


Рисунок 1.1 – Схема ЛЭП в районе посёлка Пеледуй

Потребность в воде Талаканская ГТЭС покрывает за счёт артезианских источников, при этом вблизи также расположена река Лена.

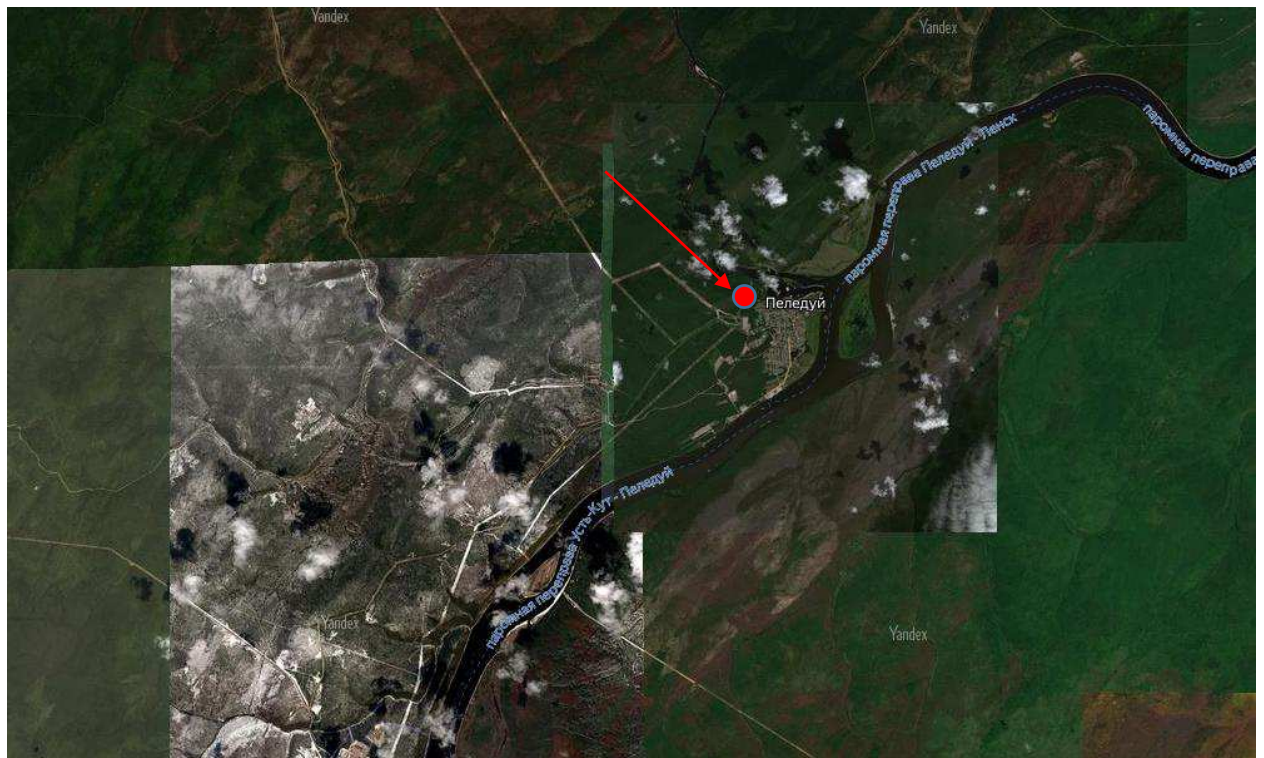


Рисунок 1.2 – Посёлок Пеледуй

С 2017 года в связи с высокой степенью теплового загрязнения окружающей среды введён запрет на использование прямооточной системы водоснабжения. Таким образом, схема водоснабжения станции – обратная с градирнями.

В республике Якутия планируется ввод новых мощностей в размере 701 МВт до 2032 года, что позволяет в выборе мощности станции исходить из располагаемых запасов топлива. Тепловая нагрузка близлежащего посёлка мала и покрывается котельными, суммарная тепловая мощность которых 8,6 Гкал/час [8].

Наиболее эффективным и экологически чистым типом тепловой электрической станции является парогазовая электростанция. Это обусловлено снижением удельных расходов топлива на выработанную и отпущенную тепловую и электрическую энергию за счёт полезного использования тепла дымовых газов, отработавших в ГТУ. КПД парогазовых установок может находиться в пределах 50-60% [12].

Выделяют следующие типы [13]:

1. С высоконапорным парогенератором.

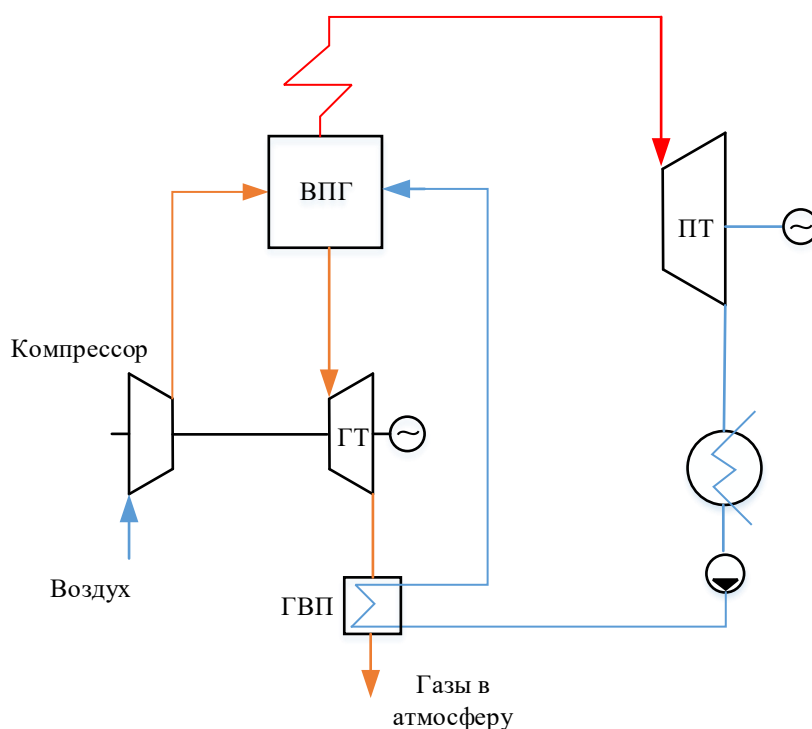


Рисунок 1.3 – ПГУ с высоконапорным парогенератором

2. С низконапорным парогенератором.

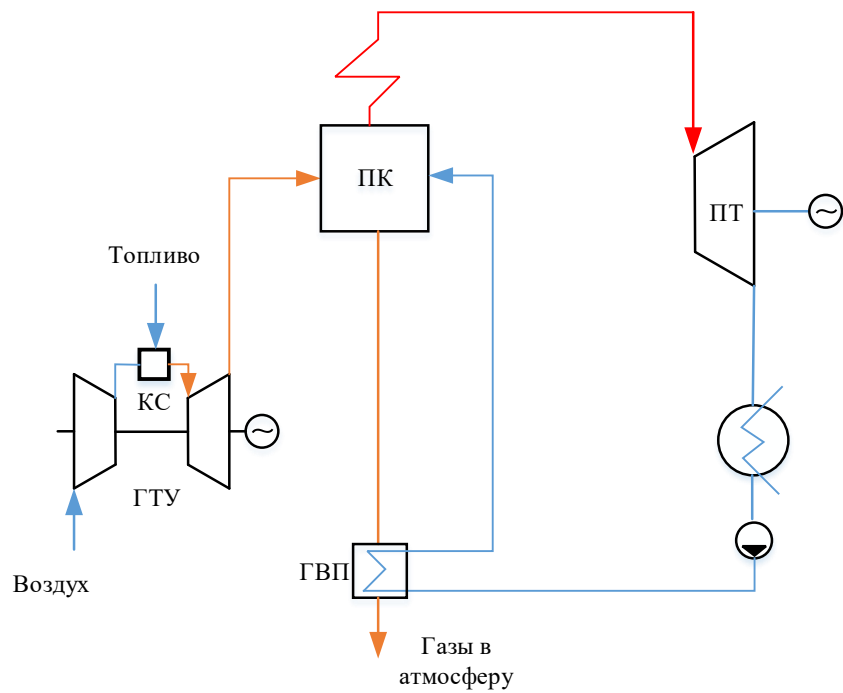


Рисунок 1.4 – ПГУ с низконапорным парогенератором

3. С котлом-утилизатором (схема та же, что при низконапорном парогенераторе, но сжигание топлива происходит только в газовой турбине);
4. С использованием теплоты дымовых газов для подогрева питательной воды.

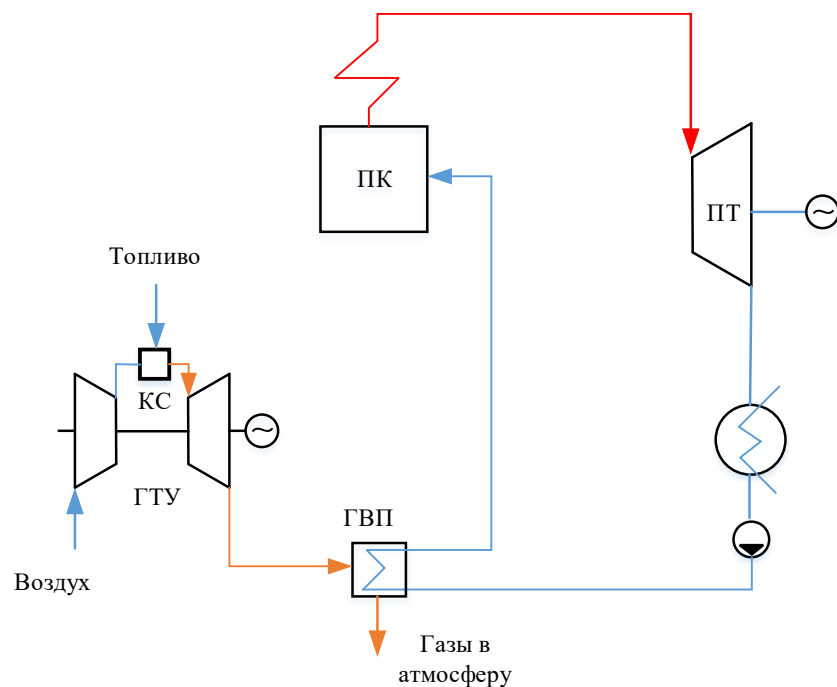


Рисунок 1.5 – ПГУ с использованием теплоты дымовых газов для подогрева питательной воды

1.2 Выбор состава основного оборудования

Тип электростанции – ПГУ с котлом-утилизатором. Это обусловлено тем, что парогазовые установки имеют более высокий КПД в сравнении аналогичными по мощности ПТУ и ГТЭС и, соответственно, меньшие расход топлива и себестоимость электроэнергии. Схема с котлом утилизатором не предполагает сжигания дополнительного топлива в котле, что положительно сказывается на технико-экономических показателях установки.

Рассмотрим три варианта состава оборудования. Оборудование приведено в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Варианты оборудования

	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
Мощность ПГУ	100	240	190
Количество блоков	2	1	1
Газовая турбина	ГТЭ-65	ГТЭ-160	PG9171E
Котёл-утилизатор	E-114/16-8,1/0,7-535/218-3,8	П-100	П-142
Паровая турбина	КТ-36/33-7,5/0,12	К-80-7,0	SST PAC600

Произведём расчёт экономической эффективности строительства станции [9, 10] при этих вариантах. Ход расчёта приведён в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Технико-экономическое обоснование строительства ТЭС

Параметр	Формула	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
Установленная мощность, МВт	$N_{уст}$	200	235	190
Электрическая мощность ГТУ, МВт	$N_э$	61,5	155	126
Электрический КПД ГТУ	$\eta_{эл}$	34,20%	34,40%	34%
Теплота сгорания топлива, кДж/кг	Q_n^p	46719,831		
Проектный расход топлива на ГТУ $B_{ГТУ}$, кг/с:	$B_{ГТУ} = \frac{N_э}{Q_n^p \cdot \eta_{эл}}$	3,85	9,64	7,93
Число часов фактической работы:	$T_p = 8760 - T_{рем} = 8760 - 3 \cdot 482.$	7314	7314	7314
Выработка электроэнергии, МВт · ч :	$W = N_{уст} \cdot T_{уст}$	1367730	1648290	1332660
Средняя нагрузка ТЭС, МВт:	$P_{ТЭС} = \frac{W}{T_p}$	187,00	225,36	182,21
Среднегодовая нагрузка блока, МВт:	$P_{бл} = \frac{P_{ТЭС}}{2}$	93,50	112,68	91,10
Годовой расход топлива на выработку в установленном режиме, т.у.т/год	$B_{уст} = B_{ГТУ} \cdot n_{ГТУ} \cdot 3,6 \cdot T_p \cdot n_{бл}$	202691,34	253939,03	208856,42

Окончание таблицы 1.2

Параметр	Формула	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
Расход натурального топлива, тыс. м ³ /год	$B_{nat} = \frac{B \cdot 29310}{Q_n^p \cdot \rho_2}$	141761,18	177603,52	146073,00
Затраты на топливо, млн. руб/год.*	U_m	110,58	136,25	113,67
Расходы на оплату труда, млн.руб/год	$U_{zn} = N_{уст} \cdot n_y \cdot \Phi_{zn} \cdot (1 + 0,3) \cdot 10^{-6}$	251,51	303,10	245,06
Капитальные вложения, млн.руб	$K = (K' + K_{\text{бл}} \cdot (n_{\text{бл}} - 1)) \cdot d_i \cdot k_{y\delta}$	15372	19740	15960
Амортизационные отчисления, млн.руб/год	$U_a = K \cdot H_a$	1024,8	1316	1064
Расходы по ремонту, млн.руб/год	$U_{mp} = K \cdot H_{mp}$	922,32	1184,4	957,6
Прочие расходы, млн.руб/год	$U_{np} = 0,25 \cdot (U_a + U_{mp} + U_{zn})$	549,66	700,88	566,67
Эксплуатационные издержки, млн.руб/год	$U_{\text{э}} = U_m + U_{zn} + U_a + U_{mp} + U_{np}$	2858,87	3640,63	2947,00
Расчёт себестоимости электроэнергии				
Годовой отпуск с шин станции, МВт · ч	$W_{отп} = W \cdot (1 - \alpha_{сн})$	1326698,10	1598841,30	1292680,20
Себестоимость отпущенной энергии руб./кВт · ч	$U_{отп}^{\text{э}} = U_{\text{э}} / W_{отп}$	2,155	2,277	2,280
Себестоимость выработанной, руб./кВт · ч	$U_{вып}^{\text{э}} = U_{\text{э}} / W_{вып}$	2,090	2,209	2,211
Удельный расход условного топлива на выработанный кг.у.т/кВт · ч	$b_{вып} = \frac{B}{W}$	0,148	0,154	0,157
Удельный расход условного топлива на отпущенный кг.у.т/кВт · ч	$b_{отп} = \frac{B}{W_{отп}}$	0,153	0,159	0,162
* – поскольку ПНГ можно считать бесплатным, затраты на топливо будут определяться стоимостью транспортировки газа до места его сжигания и долей сжигаемого природного газа				

Расчёт срока окупаемости трёх вариантов показал, что все три варианта оборудования имеют дисконтированный срок окупаемости менее 15 лет, но наименьший срок окупаемости достигается при составе оборудования первого варианта. Более того, наличие на электростанции двух и более блоков увеличивает надёжность работы ТЭС и снижает вероятность полного погашения электростанции.

Таким образом, состав основного оборудования будет следующим:

Таблица 1.3 – Основное оборудование станции

Оборудование	Обозначение	Количество, шт.	Изготовитель
Газовая турбина	ГТЭ-65	2	ОАО «Силовые машины»
Котёл утилизатор	Е-114/16-8,1/0,7-535/218-3,8	2	ОАО «ЭМА-Альянс»
Паровая турбина	КТ-36/33-7,5/0,12	2	ОАО «Силовые машины»

1.3 Характеристики основного оборудования

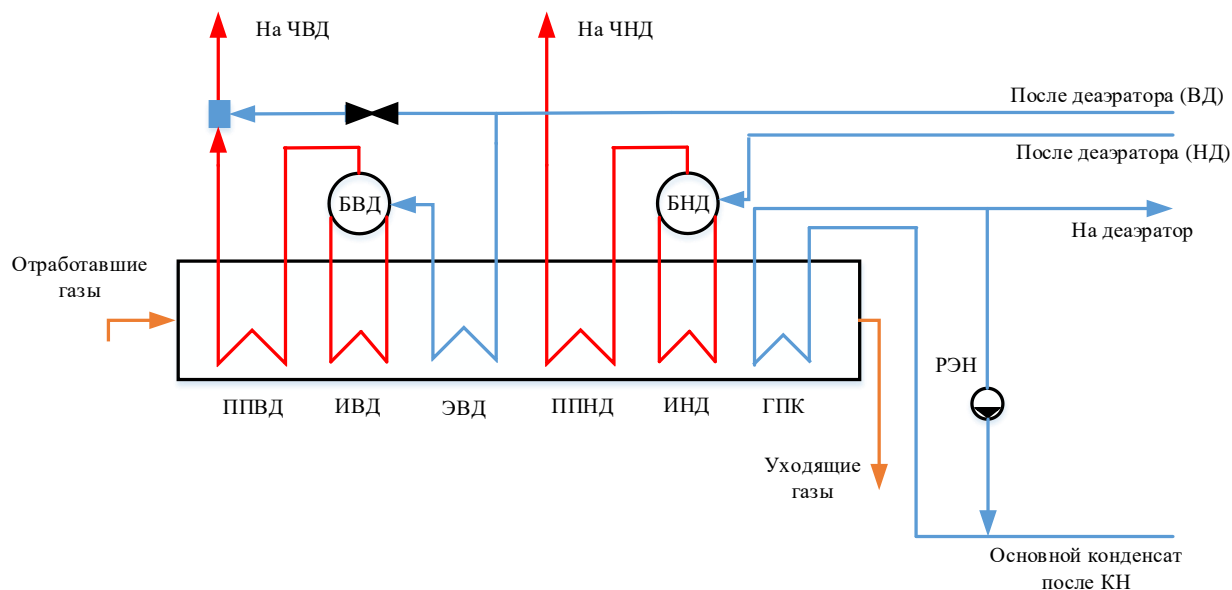
1.3.1 Характеристики котла-утилизатора

Котёл-утилизатор Е-114/16-8,1/0,7-535/218-3,8 предназначен для установки в составе ПГУ-110, имеет два контура давления с естественной циркуляцией, горизонтального профиля с вертикальным расположением труб поверхностей нагрева, подвесной конструкции. Котёл предназначен для производства пара высокого и низкого давлений за счёт утилизации тепла дымовых газов, выходящих из газовой турбины.

В состав котла-утилизатора входят:

- газовый подогреватель конденсата;
- водяной экономайзер;
- испарительВД и НД;
- барабанВД и НД;
- трубопроводы, арматура;
- каркас, площадки обслуживания, панели корпуса газоходов;
- дымовая труба;
- изоляция, декоративная обшивка.

Принципиальная схема котла представлена на рисунке 1.6.



ППВД, ППНД – пароперегреватели высокого и низкого давлений; ИВД, ИНД – испарители высокого и низкого давлений, ЭВД – экономайзер высокого давления, ГПК – газовый подогреватель конденсата, РЭН – рециркуляционный электронасос

Рисунок 1.6 – Принципиальная схема котла-утилизатора Е-114/16-8,1/0,7-535/218-3,8

Основные технические характеристики представлены в таблице 1.4.

Таблица 1.4 – Основные технические характеристики котла Е-114/16-8,1/0,7-535/218-3,8

Параметр		Значение
Производитель		ОАО «ЭМА-Альянс»
Тип котла-утилизатора		Паровой
Модель газовой турбины		ГТЭ-65
Паропроизводительность, т/ч	Контур ВД	114
	Контур НД	16
Давление пара, МПа	Контур ВД	8,1
	Контур НД	0,7
Температура, °С	Контур ВД	535
	Контур НД	250
Температура уходящих газов, °С		80
Аэродинамическое сопротивление котла, Па		3356
Расчётный срок службы, лет		40

1.3.2 Характеристики газовой турбины

Основные технические характеристики газовой турбины представлены в таблице 1.5.

Таблица 1.5 – Основные технические характеристики турбины ГТЭ-65

Параметр	Значение
Производитель	ОАО «Силловые машины»
Электрическая мощность, МВт	61,5
Максимальная электрическая мощность, МВт	65
Число ступеней компрессора	16
Выбросы NO_x , мг/м ³	28,7
Выбросы CO , мг/м ³	10,48
Электрический КПД	34,2%
Температура выхлопа, °С	555
Температура в камере сгорания, °С	1370
Степень сжатия в компрессоре	15,6
Расход воздуха на входе в компрессор, кг/с	

На рисунке 1.7 представлена газовая турбина.

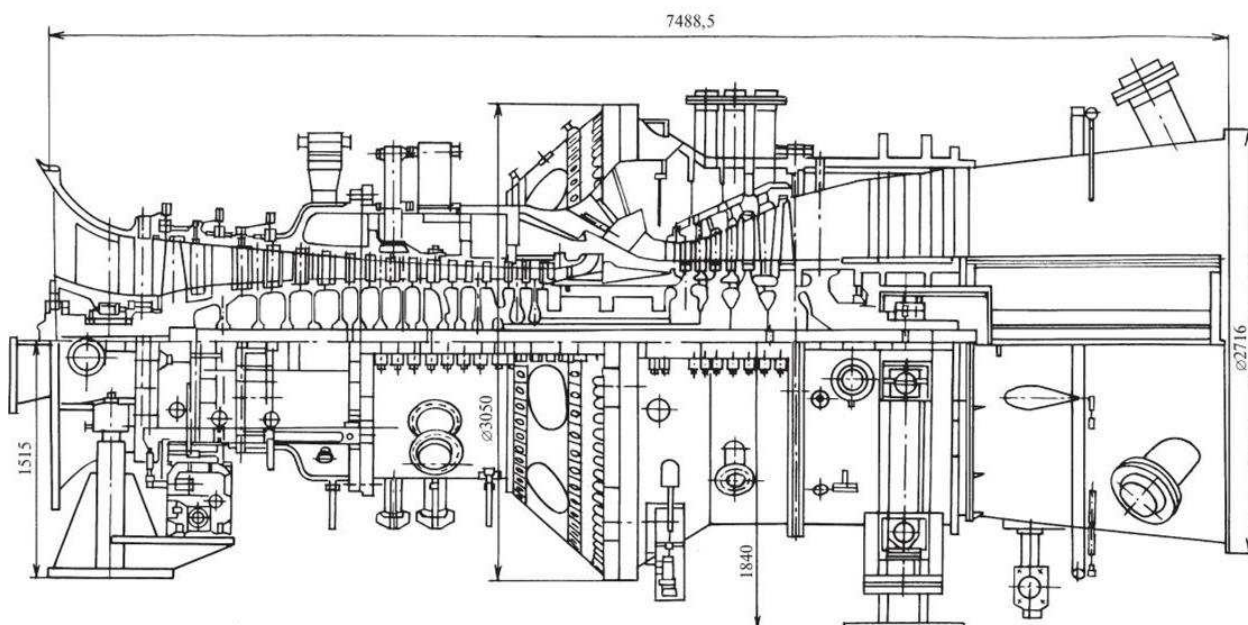


Рисунок 1.7 – Газовая турбина ГТЭ-65

1.3.3 Характеристики паровой турбины

Паровая турбина КТ-36/33-7,5/0,12 на сегодняшний день применяется на Казанской ТЭЦ-2 в составе ПГУ-110. Технические характеристики турбины приведены в таблице 1.6.

Таблица 1.6 – Основные технические характеристики турбины КТ-36/33-7,5/0,12

Параметр	Значение
Электрическая мощность в конденсационном режиме, МВт	36
Электрическая мощность в теплофикационном режиме, МВт	33
Давление пара контура ВД, МПа	7,5
Давление пара контура НД, МПа	0,12

Окончание таблицы 1.6

Параметр	Значение
Температура пара ВД, °С	525
Температура пара НД, °С	250
Давление пара за турбиной, кПа	5

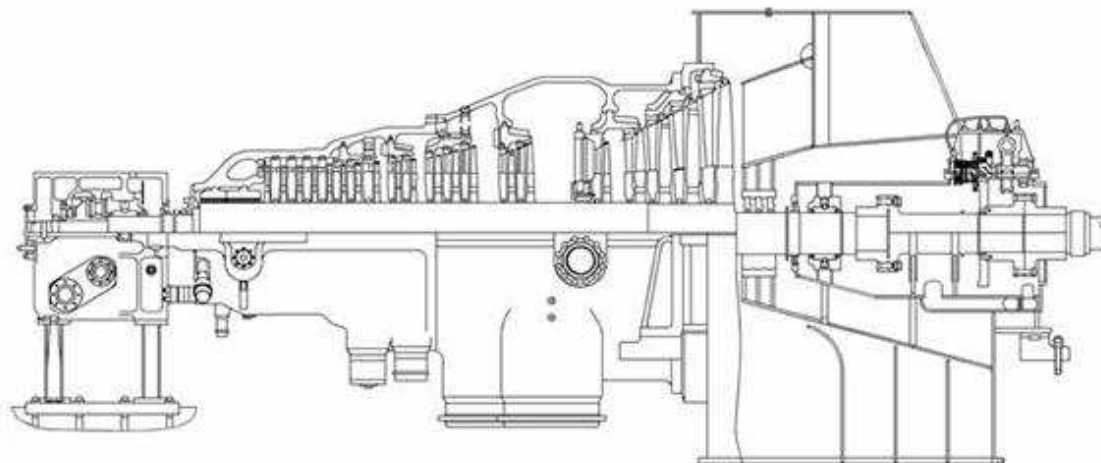


Рисунок 1.8 – Паровая турбина КТ-36/33-7,5/0,12

1.4 Подготовка попутного газа к сжиганию

К сжигаемому попутному газу предъявляется ряд требований:

1. ПНГ должен быть обезвожен и отсепарирован от мелкодисперсных примесей. Допустимое значение наличия влаги должно быть не более 9 мг/нм³.
2. Газ должен быть очищен от кислых газов (СО₂, Н₂С). Содержание соединений серы (в пересчете на серу) в ПНГ должно быть не более 0,2 % (по массе).
3. Снижение концентрации тяжёлых углеводородов с целью предотвращения образования жидкостных пробок.

Подготовка ПНГ к сжиганию будет включать в себя несколько последовательных этапов: механическая очистка, осушка, удаление кислых газов.

1.4.1 Удаление механических примесей

Как правило, для очистки газа от механических примесей используются аппараты следующих типов:

- масляные пылеуловители (принцип «мокрого» улавливания пыли);

– циклонные пылеуловители (принцип «сухого» улавливания пыли).

Мелкодисперсные примеси приводят к износу газопроводов и оборудования переработки газа, а также снижают срок службы лопаток газовой турбины.

1.4.2 Осушка газа

Осушку газа производят методами абсорбции и адсорбции, а также при помощи охладителей газа и отделения от него сконденсированных паров.

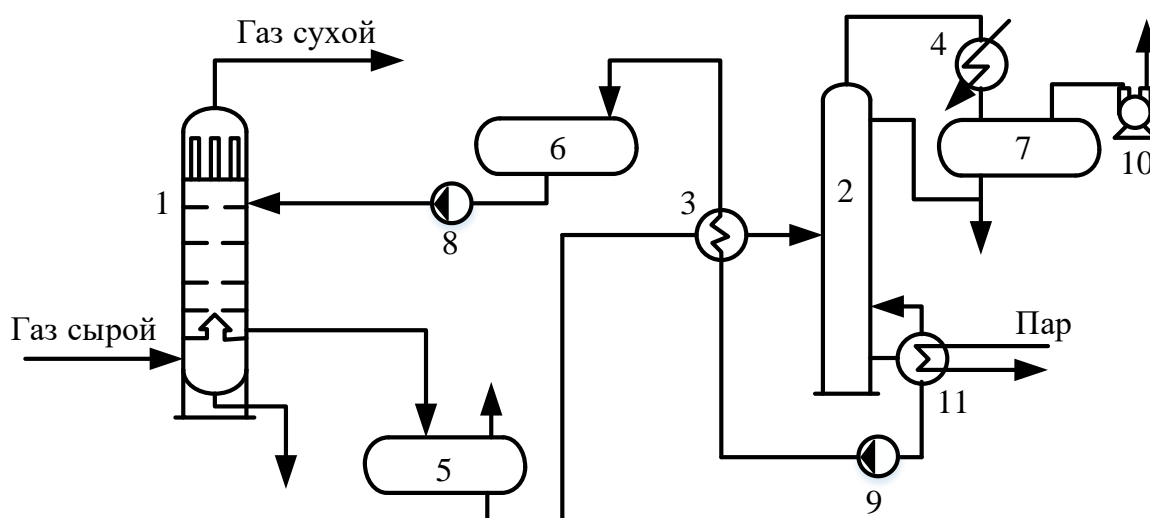
Метод абсорбции основан на избирательном поглощении компонентов газовой смеси жидким поглотителем (абсорбентом).

Процесс выделения из абсорбента поглощенных компонентов газовой смеси называется десорбцией. Обычно применяют:

- для извлечения компонентов газа, содержащихся в относительно небольших концентрациях;
- для разделения, осушки и очистки углеводородных газов;
- для защиты окружающей среды.

В промышленности процессы абсорбции и десорбции обычно осуществляются на одной установке, обеспечивающей непрерывную регенерацию и циркуляцию абсорбента по замкнутому контуру между абсорбером и десорбером.

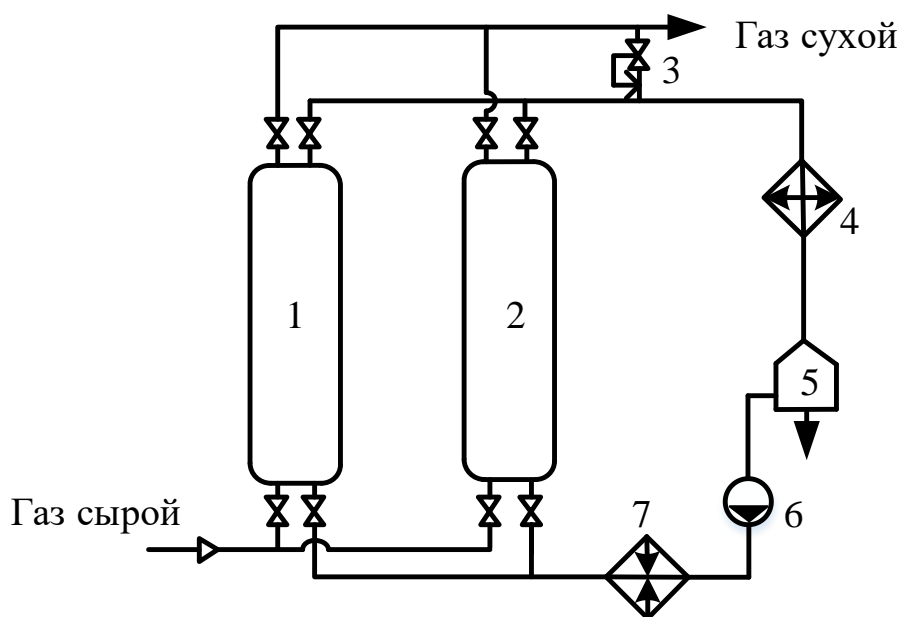
Осушка газа может производиться следующими методами (рисунки 1.9 и 1.10).



1 – многофункциональный аппарат; 2 – колонна регенерации; 3 – теплообменник ДЭГ-ДЭГ; 4 – конденсатор; 5-7 – ёмкости; 8-10 – насосы; 11 – подогреватель.

Рисунок 1.9 – Принципиальная технологическая абсорбционной осушки газа для северных месторождений

Газ обрабатывается на нескольких однотипных технологических линиях высокой производительности (примерно 5-10 млн. м³/сут). В общем случае каждая технологическая линия включает: входной (первичный) сепаратор, абсорбер, фильтр для улавливания из потока осушенного газа мелкодисперсного гликоля (эти три аппарата часто объединяются в один МФА, см. рисунок 1.8) и систему циркуляции ДЭГ. Общими для всех технологических линий являются: установка регенерации насыщенного ДЭГ и в случае необходимости станция охлаждения (СОГ) с АВО и холодильными агрегатами для охлаждения осушенного газа до температуры грунта с целью минимизации экологических последствий и повышения надежности систем транспорта газа [17].



1, 2 – адсорберы; 3 – регулятор давления типа «после себя»; 4 – холодильник; 5 – ёмкость; 6 – газодувка; 7 – подогреватель газа.

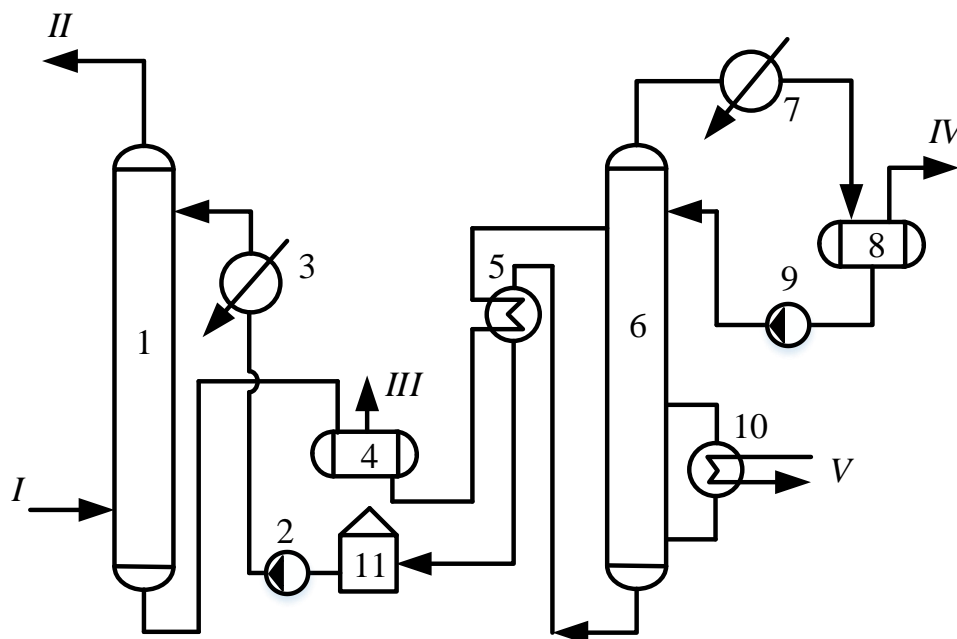
Рисунок 1.10 – Принципиальная схема осушки газа методом адсорбции

Влажный газ поступает в адсорбер 1, где он проходит снизу-вверх через слой адсорбента и далее выводится из аппарата. Процесс осушки газа осуществляется в течение определенного (12-16 ч.) времени. После этого влажный газ пускают через адсорбер 2, а адсорбер 1 отключают и выводят на регенерацию. Для этого через регулятор давления 3 типа «после себя» из газовой сети отбирается сухой газ, и воздуходувкой 6 подается в подогреватель 7, где газ нагревается до температуры 180-200°С. Далее он подается в адсорбер 1, где отбирает влагу от адсорбента, после чего поступает в холодильник 4. Сконденсировавшаяся вода собирается в емкости 5, а газ используется для осушки повторно и т.д. Процесс регенерации адсорбента продолжается 6 –7 ч. После этого в течение около 8 ч. адсорбер остывает [17].

Осушку газа адсорбентами проводят, как правило, в тех случаях, когда необходимо достичь точку росы менее -30°C . В качестве адсорбентов используют бокситы, хлористый кальций в твёрдом виде, цеолиты, силикагель и др.

1.4.3 Очистка попутного газа от сероводорода и углекислого газа

Схема абсорбционной очистки газа представлена на рисунке 1.11.



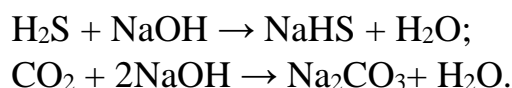
I – газ на очистку; *II* – очищенный газ; *III* – экспанзерный газ; *IV* – кислый газ; *V* – водяной пар; 1 – абсорбер; 2, 9 – насосы; 3, 7 – холодильники; 4 – экспанзер; 5 – теплообменник; 6 – десорбер; 8 – сепаратор; 10 – кипятыльник; 11 – ёмкость регенерированного амина.

Рисунок 1.11 – Принципиальная схема этаноламиновой очистки газа от сероводорода методом абсорбции

Поступающий на очистку газ проходит восходящим потоком через абсорбер навстречу потоку раствора. Насыщенный кислыми газами раствор, выходящий с низа абсорбера, подогревается в теплообменнике регенерированным раствором из десорбера и подаётся в его верхнюю часть. После частичного охлаждения в теплообменнике регенерированный раствор дополнительно охлаждается водой или воздухом и подается на верх абсорбера; этим завершается цикл.

Одним из вариантов решения проблемы сероочистки могут стать блочно-комплексные установки сероочистки малой и средней производительности, например, установки Sulfurex. Достоинствами таких установок являются простота конструкции и широкий диапазон значений рабочей температуры окружающей среды (от -60 до $+40$).

Процесс очистки газа «Sulfurex» основан на химической абсорбции сероводорода и углекислого газа едкой щелочью NaOH:



Образовавшийся карбонат натрия также вступает в реакцию с сероводородом:

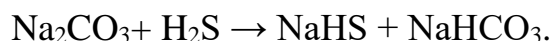


Схема установки представлена на рисунке 1.12.

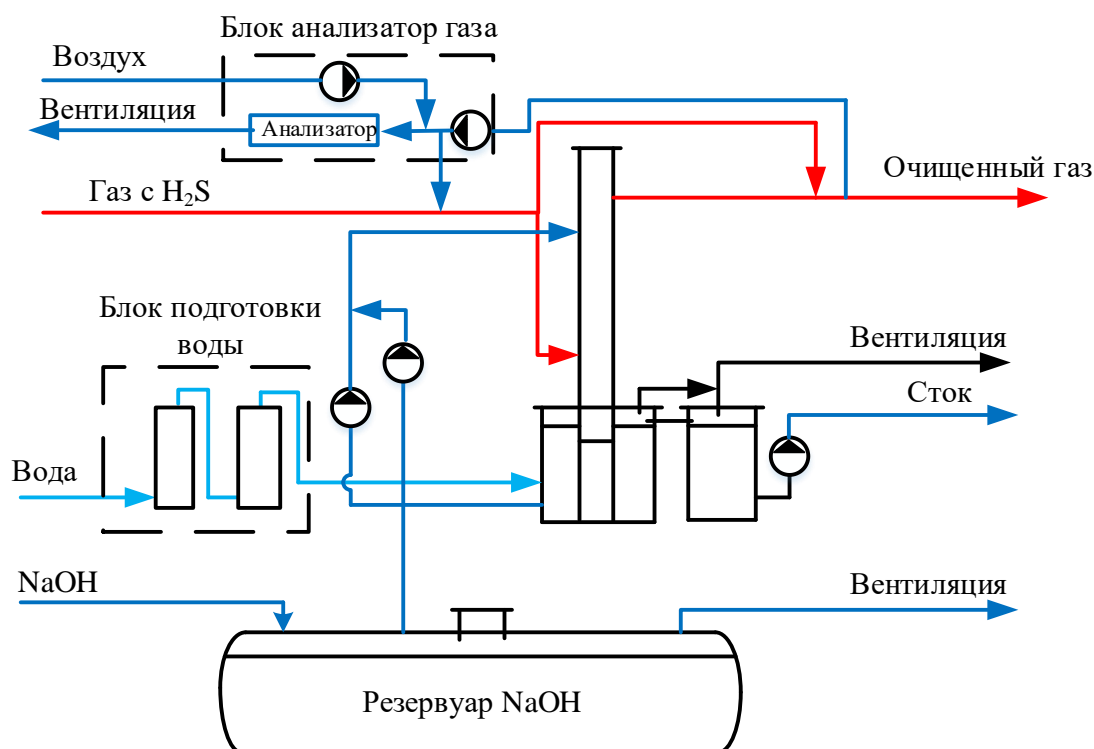


Рисунок 1.12 – Установка очистки газа Sulfurex

Поступающий на очистку газ подается в нижнюю часть колонны скруббера и движется в колонне снизу вверх. Щелочной раствор из ёмкости для циркулирующего раствора подается на орошение колонны. Заданная концентрация щелочи поддерживается путём подачи в систему подготовленной воды и раствора щёлочи из резервуара NaOH.

Производительность таких установок достигает 18000 м³/ч очищенного газа [21].

Ещё одним вариантом очистки природного газа от незначительного содержания H₂S является технология, основанная на химическом превращении

сероводорода в малорастворимый в воде сульфид. Уравнение протекающей реакции представлено ниже:

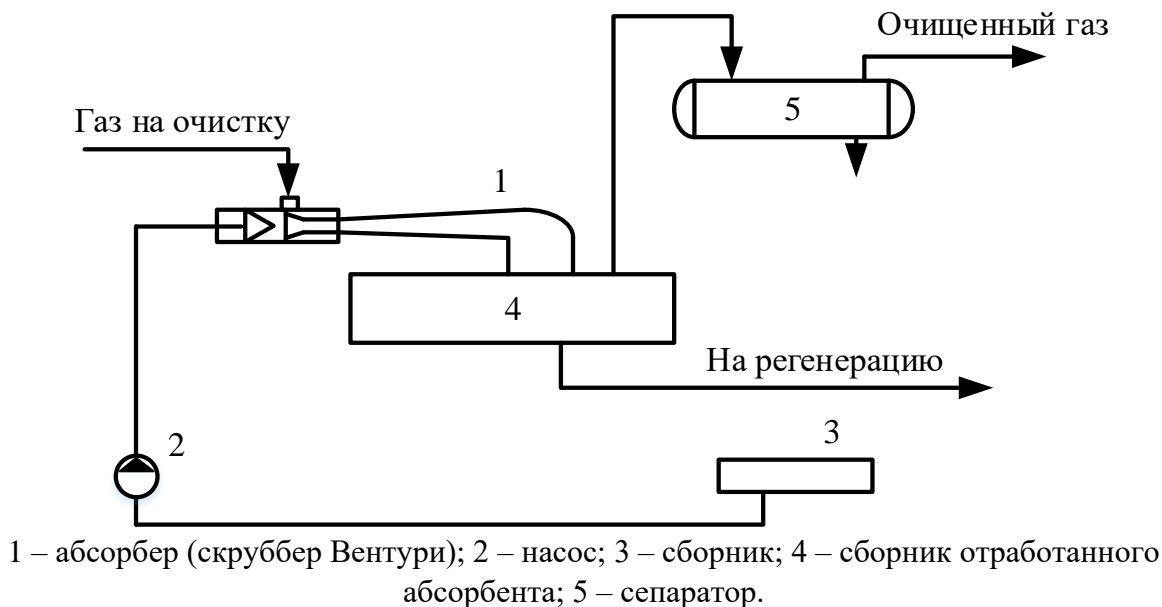


Рисунок 1.13 – Принципиальная схема очистки газа за счёт преобразования H_2S в ZnS

1.4.4 Комбинированная установка

На практике часто применяются установки, включающие в себя сразу несколько этапов очистки.

Принцип функционирования данной схемы:

Очищенный от кислых газов ПНГ (А1) подают в газовый сепаратор СГ-1, где очищают от капельной влаги и направляют последовательно в адсорберы паров воды А-1/1-3 (условно показан один адсорбер), заполненные композитным адсорбентом паров воды и адсорберы тяжёлых углеводородов и меркаптанов А-2/1-3, заполненные синтетическим углеродным адсорбентом, осушенный и отбензиненный газ выводят с установки (Б1).

Адсорберы оснащены встроенными теплообменными элементами для косвенного подогрева/охлаждения адсорбента. После проскока влаги, меркаптанов или тяжёлых углеводородов поток сырьевого газа для обеспечения непрерывности очистки переключают на адсорбер, находившийся на стадии ожидания.

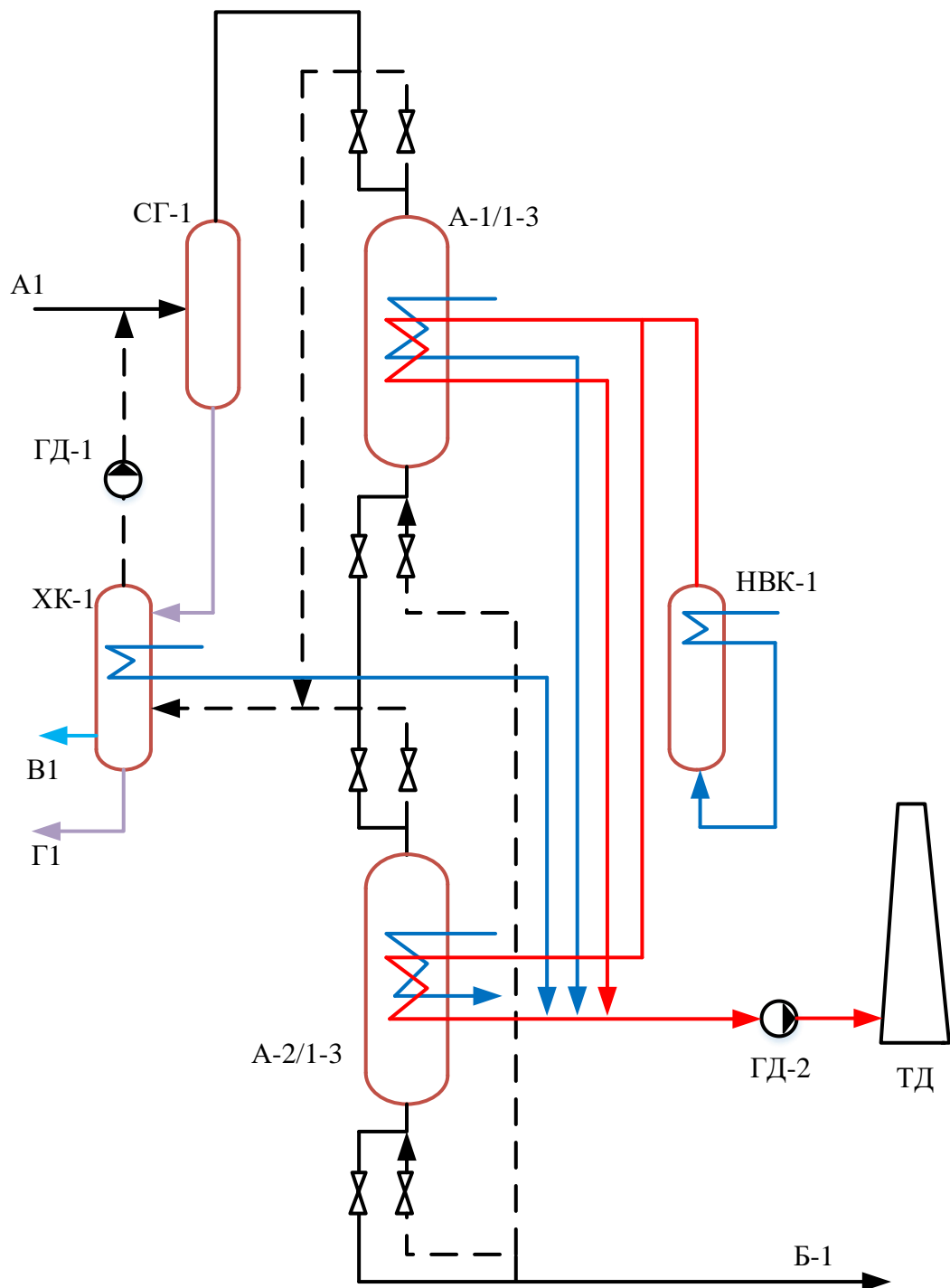


Рисунок 1.14 – Модульная установка адсорбционной осушки и отбензинивания природного и попутного нефтяного газа

Регенерацию адсорбентов проводят при 130-150°C (температура десорбции) подавая во внутреннее пространство встроенных теплообменников адсорберов А-1/2 и А-2/2 нагретый воздух из каталитического подогревателя воздуха НВК-1, а также небольшого потока подготовленного газа (до 3% к расходу сырьевого газа). Десорбат охлаждают атмосферным воздухом в холодильнике-конденсаторе ХК-1, сконденсированные углеводородный

конденсат (В1) и воду (Г1) выводят с установки. Газ газодувкой ГД-1 рециркулируют в поток сырьевого газа.

По окончании регенерации адсорберы охлаждают продувкой атмосферным воздухом и переводят в режим ожидания. Периодически, проводят углубленную регенерацию адсорбентов путём нагрева до 200-250 °С.

Часть углеводородного конденсата используют в качестве топлива в НВК-1, где смешивают с 4-5-ти кратным избытком воздуха, подогретого до 300-350°С. Углеводороды топлива окисляются на катализаторе блочно-сотового типа до углекислого газа и воды. Суммарное содержание окислов азота и СО при этом не превышает 10 мг/м³. Подогретый воздух с температурой 750-800°С охлаждают до 400-450°С, подогревая воздух, подаваемый в НВК-1, направляют на нагрев адсорберов А-1/2 и А-2/2, находящихся на стадии регенерации, и далее тягодутьевой машиной ГД-2 выводят в дымовую трубу ТД-1 [20].

При всех преимуществах данной схемы, она не предназначена для удаления из ПНГ углекислого газа, из-за чего необходима установка дополнительного оборудования для очистки газа от кислых газов.

Комбинированная схема подготовки газа, оптимальная для данных условий, представлена на первом листе графической части.

2 Расчётная часть

2.1 Разработка принципиальной схемы ПГУ

Принцип работы парогазовых установок основан на цикл Брайтона-Ренкина [11]. Цикл представлен на рисунке 2.1.

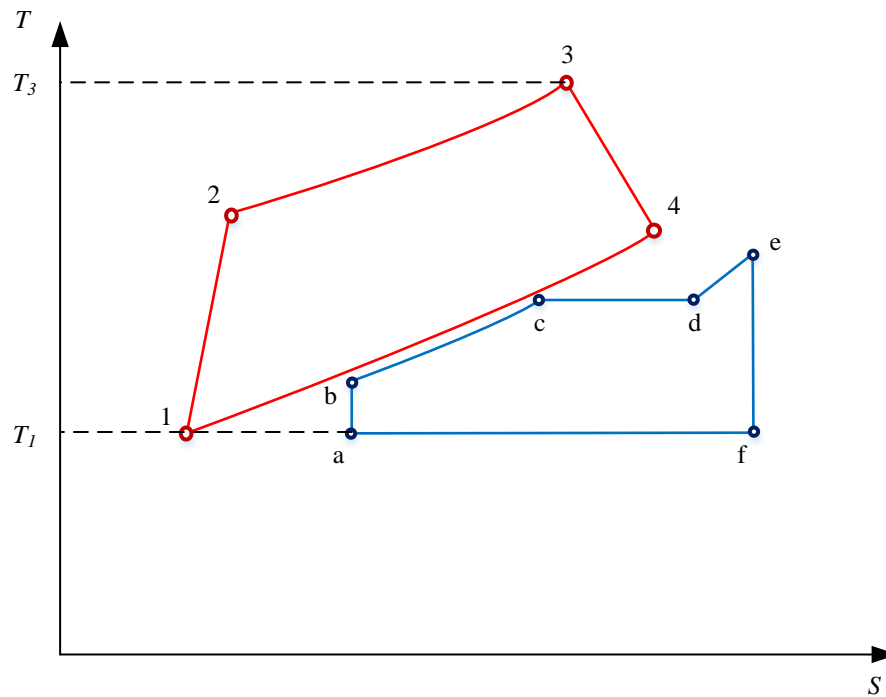


Рисунок 2.1 – Цикл Брайтона-Ренкина

Процессы, изображённые на рисунке 2.1:

- 1-2 – сжатие воздуха в компрессоре;
- 2-3 – подвод теплоты при постоянном давлении в камере сгорания;
- 3-4 – расширение газов в турбине, совершение работы;
- 4-1 – условное замыкание цикла Брайтона;
- b-c – нагрев воды в котле-утилизаторе;
- c-d – испарение воды;
- d-e – перегрев пара;
- e-f – расширение пара в турбине;
- f-a – конденсация пара;
- a-b – сжатие воды в насосе.

Принципиальная схема рассчитываемой ПГУ [12] представлена на втором листе графической части.

2.2 Тепловой расчёт ГТУ

Перечень исходных данных, используемых в дальнейшем при расчёте газовой турбины, приведён в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Исходный данные для расчёта ГТУ

Параметр	Значение
Электрическая мощность N_g , МВт	61,5
Температура газов на входе в ГТ t_c , °С	1370

Окончание таблицы 2.1

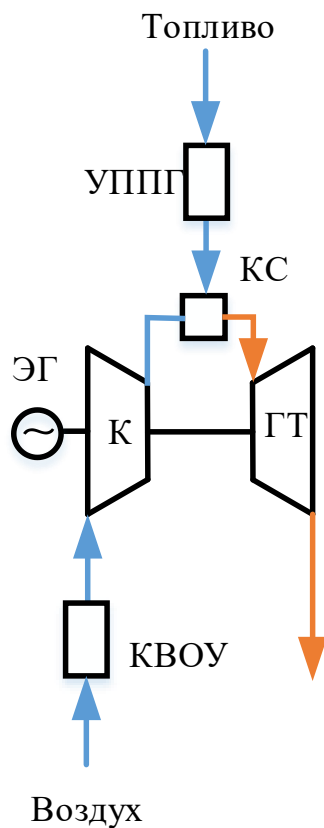
Параметр	Значение
Температура воздуха на входе в компрессор $t_a, ^\circ\text{C}$	-3,2
Степень сжатия воздуха в компрессоре ε	15,6
Наибольшая допустимая температура металла сопловых и рабочих лопаток $t_w, ^\circ\text{C}$	900
Число ступеней газовой турбины z	4
Коэффициент потерь давления λ	0,95
Коэффициент использования теплоты топлива в камере сгорания $\eta_{\text{кc}}$	0,995
Механический КПД ГТ η_m	0,99
КПД электрогенератора $\eta_{\text{э,г}}$	0,982
Изэнтропийный КПД турбины η_m	0,88
Изэнтропийный КПД компрессора η_k	0,86
Коэффициент утечек α_y	0,005

Топливом в данном случае принимаем смесь природного и попутного газов Талаканского месторождения. Характеристики обоих топлив приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Характеристики природного и попутного газа

Показатель	Природный газ	Попутный газ
Химический состав		
CH ₄	94,3442	78,1036
C ₂ H ₆	2,9114	6,6898
C ₃ H ₈	0,4312	5,2149
iC ₄ H ₁₀	0,0457	2,7913
C ₄ H ₁₀	0,0719	2,0636
iC ₅ H ₁₂	0,0289	0,8086
C ₅ H ₁₂	0,0258	0,7923
CO ₂	0,7379	1,7089
N ₂	1,2906	1,4199
H ₂ S	0,0	0,0
Физические характеристики		
Доля в газовой смеси, %	15	85
Плотность сухого газа при нормальных условиях $\rho_{c,2}, \text{г/м}^3$	711,339	929,423
Плотность смеси $\rho_{c,2}, \text{г/м}^3$	896,710	
Низшая рабочая теплота сгорания $Q_p^H, \text{МДж/м}^3$	36,300	42,881
Низшая рабочая теплота сгорания смеси $Q_p^H, \text{МДж/м}^3$	41,894	

На рисунках 2.2 и 2.3 представлены схема и простой цикл ГТУ.



К – компрессор; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина;
 ЭГ – электрический генератор, КВОУ – комплексная воздухоочистительная установка,
 УППГ – установка подготовки попутного газа

Рисунок 2.2 – Принципиальная схема газотурбинной установки

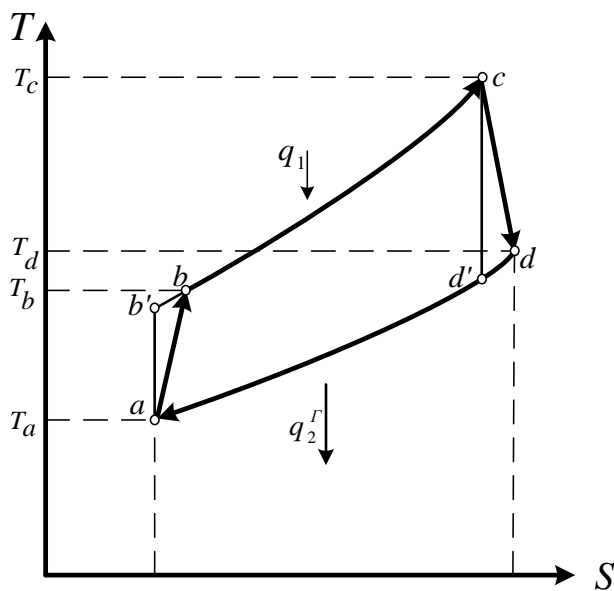


Рисунок 2.3 – Цикл простой ГТУ

2.2.1 Определение параметров процесса сжатия воздуха в компрессоре

Теплоёмкости и энтальпии по ходу расчёта определяются в соответствии с методикой [14].

Определяем теплоёмкость воздуха перед компрессором, $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$, при среднегодовой температуре наружного воздуха $t_a = -3,2^\circ\text{C}$ (обледенения входного патрубка не происходит благодаря создаваемому в нём разрежения):

$$c_g = 1,2866 + 0,0001201 \cdot t_a = 1,2866 + 0,0001201 \cdot (-3,2) = 1,286. \quad (2.1)$$

Теплоёмкость воздуха при температуре 25°C , $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$:

$$c_g^{25} = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 25 = 1,29. \quad (2.2)$$

Тогда энтальпия воздуха при обеих температурах, $\text{кДж}/\text{м}^3$, будет определяться как:

$$h'_a = c_g \cdot t_a = 1,286 \cdot (-3,2) = -4,116; \quad (2.3)$$

$$h_g^{25} = c_g^{25} \cdot 25 = 1,29 \cdot 25 = 32,24. \quad (2.4)$$

Энтальпия воздуха перед компрессором в таком случае, $\text{кДж}/\text{м}^3$:

$$h_a = h'_a - h_g^{25} = -4,116 - 32,24 = -36,356. \quad (2.5)$$

Далее определяем температуру воздуха за компрессором, $^\circ\text{C}$:

$$T_b = T_a \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon^{m_g} - 1}{\eta_k} \right), \quad (2.6)$$

где $T_a = -3,2 + 273,15 = 269,95$ – температура холодного воздуха перед компрессором (точка a), К;

$\varepsilon = 15,6$ – степень сжатия в компрессоре;

$m_g = 0,279$ – показатель степени для воздуха;

$\eta_k = 0,86$ – КПД компрессора.

$$T_b = 269,95 \cdot \left(1 + \frac{15,6^{0,279} - 1}{0,86} \right) = 631,649 \text{ К};$$

$$t_b = T_b - 273,15 = 358,469^\circ\text{C}. \quad (2.7)$$

Энтальпия воздуха за компрессором (точка b), $\text{кДж}/\text{м}^3$:

$$h_b = h'_b - h_g^{25}, \quad (2.8)$$

где $h'_b = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_b) \cdot t_b$;
 $h_e^{25} = 32,24$ – энтальпия воздуха при 25°C, кДж/м³.

$$h'_b = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 358,469) \cdot 358,469 = 476,639 \text{ кДж/м}^3;$$

$$h_b = 476,639 - 32,24 = 444,399 \text{ кДж/м}^3.$$

Средние изобарная и изохорная теплоёмкости воздуха в компрессоре, кДж/м³:

$$c_p^{e'} = \frac{h_b + h_a}{t_b + t_a}, \quad (2.9)$$

$$c_v^B = \frac{c_p^{e'}}{\rho_e}, \quad (2.10)$$

где $\rho_e = 1,293$ – плотность воздуха при нормальных условиях, кг/м³;
 $h_a = -36,356$ – энтальпия воздуха перед компрессором в таком случае, кДж/м³.

$t_b = 358,469$ – температура воздуха за компрессором, °С;

$t_a = -3,2$ – температура воздуха перед компрессором, °С.

$$c_p^{e'} = \frac{444,399 + (-36,356)}{358,469 + (-3,2)} = 1,329 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{К)};$$

$$c_v^B = \frac{1,329}{1,293} = 1,028 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Уточняем значение показателя степени m_B :

$$m_B = \frac{R_e}{c_v^B}, \quad (2.11)$$

где $R_e = 0,287$ – газовая постоянная для воздуха, кДж/(кг · К).

$$m_B = \frac{0,287}{1,028} = 0,279.$$

2.2.2 Определение параметров газа после камеры сгорания

Расчёт объёмов продуктов сгорания производится по методике [15].

Теоретический объём воздуха, необходимый для полного сжигания 1 м³ газа (при $\alpha = 1$), м³/м³ (м³ воздуха на м³ сжигаемого газа):

$$V_0 = 0,0476 \cdot \left[0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + \sum (m + n / 4) C_m H_n + 1,5 \cdot H_2S \right], \quad (2.12)$$

где $CO, H_2, C_m H_n, H_2S$ – содержание компонентов топлива, %;
Объём трёхатомных газов в чистых продуктах сгорания, м³/м³:

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot \left[CO_2 + CO + H_2S + \sum m C_m H_n \right]. \quad (2.13)$$

Теоретический объём азота, м³/м³

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot V_0 + 0,01 \cdot N_2. \quad (2.14)$$

Теоретический объём водяных паров в чистых продуктах сгорания, м³/м³

$$V'_{H_2O} = 0,01 \cdot \left[H_2S + H_2 + \sum (n / 2) C_m H_n \right] + 0,0161 \cdot V_0, \quad (2.15)$$

Результаты расчётов для двух составов газа приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Теоретические объёмы воздуха и продуктов сгорания

Параметр	Природный газ	Попутный газ
Теоретический объём воздуха V_0 , м ³ /м ³	9,605	11,29
Теоретический объём воздуха для смеси V_0 , м ³ /м ³	11,037	
Теоретический объём трёхатомных газов V_{RO_2} , м ³ /м ³	1,027	1,282
Теоретический объём трёхатомных газов V_{RO_2} , м ³ /м ³	1,244	
Теоретический объём азота V_{N_2} , м ³ /м ³	7,601	8,934
Теоретический объём азота для смеси V_{N_2} , м ³ /м ³	8,734	
Теоретический объём водяных паров V'_{H_2O} , м ³ /м ³	2,164	2,408
Теоретический объём водяных паров для смеси V'_{H_2O} , м ³ /м ³	2,371	

Теплоёмкости компонентов после камеры сгорания, кДж/(м³ · К):

$$c_{RO_2} = 1,6990 + 0,0004798 \cdot t_c; \quad (2.16)$$

$$c_{H_2O} = 1,4733 + 0,0002498 \cdot t_c; \quad (2.17)$$

$$c_{N_2} = 1,2799 + 0,0001107 \cdot t_c; \quad (2.18)$$

$$c_{V_0} = 1,2866 + 0,0001201 \cdot t_c, \quad (2.19)$$

где $t_c = 1370$ – температура в камере сгорания, °С;

Тогда:

$$c_{RO_2} = 1,6990 + 0,0004798 \cdot 1370 = 2,356 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К});$$

$$c_{H_2O} = 1,4733 + 0,0002498 \cdot 1370 = 1,816 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К});$$

$$c_{N_2} = 1,2799 + 0,0001107 \cdot 1370 = 1,432 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К});$$

$$c_{V_0} = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 1370 = 1,451 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}).$$

Теплоёмкости компонентов после камеры сгорания при температуре 25°С определяются по формулам (2.16 – 2.19):

$$c_{RO_2}(25) = 1,6990 + 0,0004798 \cdot 25 = 1,711 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К});$$

$$c_{H_2O}(25) = 1,4733 + 0,0002498 \cdot 25 = 1,480 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К});$$

$$c_{N_2}(25) = 1,2799 + 0,0001107 \cdot 25 = 1,283 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К});$$

$$c_{V_0}(25) = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 25 = 1,290 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}).$$

Суммарный объём чистых продуктов сгорания и водяных паров после камеры сгорания при $\alpha = 1$:

$$V'_2 = V_{RO_2} + V'_{H_2O} + V_{N_2}, \quad (2.20)$$

где V_{RO_2} , V'_{H_2O} , V_{N_2} – объём продуктов сгорания, м³/м³ (см. таблицу 2.3).

$$V'_2 = 1,244 + 2,371 + 8,734 = 12,349 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Объёмные доли компонентов в чистых продуктах сгорания:

$$r'_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V'_2} = \frac{1,244}{12,349} = 0,101; \quad (2.21)$$

$$r'_{H_2O} = \frac{V'_{H_2O}}{V'_2} = \frac{2,371}{12,349} = 0,192; \quad (2.22)$$

$$r'_{N_2} = \frac{V'_{N_2}}{V'_2} = \frac{8,734}{12,349} = 0,707. \quad (2.23)$$

Энтальпию чистых продуктов сгорания при температуре t_c после камеры сгорания определяем, как энтальпию смеси компонентов, кДж/м³:

$$h'_{c1} = (r'_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r'_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r'_{N_2} \cdot c_{N_2}) \cdot t_c, \quad (2.24)$$

где r'_{RO_2} , r'_{H_2O} , r'_{N_2} – объёмные доли компонентов (см. формулы (2.21-2.23);
 c_{RO_2} , c_{H_2O} , c_{N_2} – теплоёмкости компонентов, кДж/(м³ · К) (см. формулы (2.16-2.18)).

$$h'_{c1} = (0,101 \cdot 2,356 + 0,192 \cdot 1,816 + 0,707 \cdot 1,432) \cdot 1370 = 2189,868 \text{ кДж/м}^3.$$

Энтальпия продуктов сгорания при температуре 25°C, кДж/м³, определяется аналогичным образом:

$$h_{Г1} = (r'_{RO_2} \cdot c_{RO_2}(25) + r'_{H_2O} \cdot c_{H_2O}(25) + r'_{N_2} \cdot c_{N_2}(25)) \cdot 25, \quad (2.25)$$

где r'_{RO_2} , r'_{H_2O} , r'_{N_2} – объёмные доли компонентов (см. формулы (2.21-2.23);
 $c_{RO_2}(25)$, $c_{H_2O}(25)$, $c_{N_2}(25)$ – теплоёмкости компонентов при температуре 25°C, кДж/(м³ · К) (см. формулы (2.16 – 2.18)).

$$h_{Г1} = (0,101 \cdot 1,711 + 0,192 \cdot 1,48 + 0,707 \cdot 1,283) \cdot 25 = 34,09 \text{ кДж/м}^3.$$

Тогда получаем:

$$h_{c1} = h'_{c1} - h_{Г1} = 2189,868 - 34,09 = 2155,778 \text{ кДж/м}^3. \quad (2.26)$$

Объёмная энтальпия воздуха при температуре t_c после камеры сгорания, кДж/м³:

$$h_c^e = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_c) \cdot t_c - (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) \cdot 25 = \\ = 1955,818 \text{ кДж/м}^3.$$

Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания:

$$\alpha = \frac{Q_p^H \cdot \eta_{kc} + V_0 \cdot h_c^e - (1 + V_0) \cdot h_{c1}}{V_0 \cdot (h_c^e - h_b)}, \quad (2.27)$$

где $Q_p^H = 41894,158$ – низшая рабочая теплота сгорания топлива, кДж/м³;
 $\eta_{kc} = 0,995$ – КПД камеры сгорания;
 $V_0 = 11,037$ – теоретический объём воздуха, м³/ м³;
 $h_c^e = 1955,818$ – энтальпия воздуха при температуре в камере сгорания, кДж/м³;
 $h_{c1} = 2155,778$ – энтальпия продуктов сгорания, кДж/м³;
 $h_b = 444,399$ – энтальпия воздуха за компрессором, кДж/м³.

$$\alpha = \frac{41894,158 \cdot 0,995 + 11,037 \cdot 1955,818 - (1 + 11,037) \cdot 2155,778}{11,037 \cdot (1955,818 - 444,399)} = 2,237.$$

Суммарный объём водяных паров после камеры сгорания при $\alpha > 1$, м³/ м³:

$$V_{H_2O} = V'_{H_2O} + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_0, \quad (2.28)$$

где $V'_{H_2O} = 2,371$ – теоретический объём водяных паров, м³/ м³;
 $V_0 = 11,037$ – теоретический объём воздуха, м³/ м³.

$$V_{H_2O} = 2,371 + 0,0161 \cdot (2,237 - 1) \cdot 11,037 = 2,591 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Суммарный объём газов после камеры сгорания при $\alpha > 1$:

$$V'_2 = V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + (\alpha - 1) \cdot V_0, \quad (2.29)$$

где V_{RO_2} , V_{H_2O} , V_{N_2} , V_0 – объём продуктов сгорания и воздуха, м³/м³.

$$V_2 = 1,244 + 2,591 + 8,734 + (2,237 - 1) \cdot 11,037 = 26,224 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Объёмные доли компонентов в суммарном объёме газов:

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_2} = \frac{1,244}{26,224} = 0,047; \quad (2.30)$$

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_2} = \frac{2,591}{26,224} = 0,099; \quad (2.31)$$

$$r_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_2} = \frac{8,734}{26,224} = 0,333; \quad (2.32)$$

$$r_{V_0} = (\alpha - 1) \cdot \frac{V_0}{V_2} = (2,237 - 1) \cdot \frac{11,037}{26,224} = 0,521. \quad (2.33)$$

Энтальпия газов при температуре t_c после камеры сгорания определяется, как энтальпия смеси компонентов, кДж/м³:

$$h'_c = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{V_0} \cdot c_{V_0}) \cdot t_c, \quad (2.34)$$

Где $r_{RO_2}, r_{H_2O}, r_{N_2}, r_{V_0}$ – объёмные доли компонентов (см. формулы (2.30-2.33));
 $c_{RO_2}, c_{H_2O}, c_{N_2}, c_{V_0}$ – теплоёмкости компонентов, кДж/(м³ · К) (см. формулы (2.16-2.19)).

$$\begin{aligned} h'_c &= (0,047 \cdot 2,356 + 0,099 \cdot 1,816 + 0,333 \cdot 1,432 + 0,521 \cdot 1,451) \cdot 1370 = \\ &= 2087,273 \text{ кДж/м}^3. \end{aligned}$$

Энтальпия продуктов сгорания при температуре 25°С, кДж/м³, определяется аналогичным образом:

$$h_T(25) = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2}(25) + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O}(25) + r_{N_2} \cdot c_{N_2}(25) + r_{V_0} \cdot c_{V_0}(25)) \cdot 25, \quad (2.35)$$

Где $r_{RO_2}, r_{H_2O}, r_{N_2}, r_{V_0}$ – объёмные доли компонентов (см. формулы (2.30-2.33));
 $c_{RO_2}(25), c_{H_2O}(25), c_{N_2}(25), c_{V_0}(25)$ – теплоёмкости компонентов при температуре 25°С, кДж/(м³ · К) (по формулам (2.16-2.19)).

$$\begin{aligned} h_T(25) &= (0,047 \cdot 1,711 + 0,099 \cdot 1,48 + 0,333 \cdot 1,283 + 0,521 \cdot 1,29) \cdot 25 = \\ &= 33,151 \text{ кДж/м}^3. \end{aligned}$$

Тогда получаем:

$$h_c = h'_c - h_T(25) = 2087,273 - 33,151 = 2054,122 \text{ кДж/м}^3. \quad (2.36)$$

Объёмная теплоёмкость газов перед турбиной, кДж/(м³ · К):

$$c_p^2 = \frac{h_c}{t_c} = \frac{2054,122}{1370} = 1,499. \quad (2.37)$$

Молекулярная масса газов перед турбиной, кг/моль:

$$\mu_2 = 28,15 \cdot r_{RO_2} + 44,01 \cdot r_{H_2O} + 18,02 \cdot r_{N_2} + 28,97 \cdot r_{V_0}, \quad (2.38)$$

где r_{RO_2} , r_{H_2O} , r_{N_2} , r_{V_0} – объёмные доли компонентов (см. формулы (2.30-2.33)).

$$\begin{aligned} \mu_2 &= 28,15 \cdot 0,047 + 44,01 \cdot 0,099 + 18,02 \cdot 0,333 + 28,97 \cdot 0,521 = \\ &= 28,328 \text{ кг/моль.} \end{aligned}$$

Плотность газов перед турбиной при нормальных условиях, кг/м³:

$$\rho_2 = \frac{\mu_2}{22,41} = 1,264. \quad (2.39)$$

Массовая теплоёмкость газов перед турбиной, кДж/(кг · К):

$$c_p^2 = \frac{c_p^{2'}}{\rho_2} = \frac{1,499}{1,264} = 1,186. \quad (2.40)$$

Газовая постоянная, кДж/(кг · К):

$$R_2 = \frac{8,314}{\mu_2} = \frac{8,314}{28,328} = 0,293. \quad (2.41)$$

Показатель степени для газов перед турбиной:

$$m_2 = \frac{R_2}{c_p^2} = \frac{0,293}{1,186} = 0,247. \quad (2.42)$$

2.2.3 Определение параметров процесса расширения газа в турбине

Поскольку расчёт производится методом последовательных приближений, задаёмся уточнённым показателем степени $m_2 = 0,228$.

Тогда температура газов за турбиной, °С:

$$T_d = T_c \cdot \left(1 - (1 - \delta^{-m_2}) \cdot \eta_T\right), \quad (2.43)$$

$$\theta_d = T_d - 273,15,$$

где $\delta = \varepsilon \cdot \lambda = 15,6 \cdot 0,95 = 14,82$ – действительное отношение давлений в турбине;

$\lambda = 0,95$ – коэффициент потерь давления во входном и выходном патрубках;

$T_c = 1643,15$ – температура в камере сгорания, К;

$\eta_T = 0,88$ – КПД ГТ.

$$T_d = 1643,15 \cdot (1 - (1 - 14,82^{-0,228}) \cdot 0,88) = 979,178 \text{ К};$$

$$\theta_d = 979,178 - 273,15 = 706,028 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Объёмные теплоёмкости компонентов газа за турбиной при θ_d , кДж/(м³ · К):

$$c_{RO_2} = 1,6990 + 0,0004798 \cdot \theta_d = 2,038; \quad (2.44)$$

$$c_{H_2O} = 1,4733 + 0,0002498 \cdot \theta_d = 1,65; \quad (2.45)$$

$$c_{N_2} = 1,2799 + 0,0001107 \cdot \theta_d = 1,358; \quad (2.46)$$

$$c_{V_0} = 1,2866 + 0,0001201 \cdot \theta_d = 1,371. \quad (2.47)$$

Энтальпия газов при температуре θ_d определяется, как энтальпия смеси компонентов, кДж/м³:

$$h'_d = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{V_0} \cdot c_{V_0}) \cdot \theta_d, \quad (2.48)$$

где r_{RO_2} , r_{H_2O} , r_{N_2} , r_{V_0} – объёмные доли компонентов (см. формулы (2.30 – 2.33)).

$$\begin{aligned} h'_d &= (0,047 \cdot 2,038 + 0,099 \cdot 1,65 + 0,333 \cdot 1,358 + 0,521 \cdot 1,371) \cdot 706,028 = \\ &= 1006,835 \text{ кДж/м}^3. \end{aligned}$$

Тогда:

$$h_d = h'_d - h_T(25), \quad (2.49)$$

где $h_T(25) = 33,151$ – энтальпия газов при 25[°]С, кДж/м³ (см. формулу (2.35)).

$$h_d = 1006,835 - 33,151 = 973,684 \text{ кДж/м}^3.$$

Массовая энтальпия газов за турбиной, кДж/кг:

$$I_d = \frac{h_d}{\rho_2}, \quad (2.50)$$

где $\rho_2 = 1,264$ – плотность газов, кг/м³ (см. формулу (2.39)).

$$I_d = \frac{973,684}{1,264} = 770,262 \text{ кДж/кг.}$$

Объёмная, кДж/(м³ · К), и массовая, кДж/(кг · К), теплоёмкости газов за ГТУ (перед КУ):

$$c_p^{z'} = \frac{h_d}{t_d} = \frac{973,684}{706,028} = 1,379 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{К);} \quad (2.51)$$

$$c_p^z = \frac{c_p^{z'}}{\rho_2} = \frac{1,379}{1,264} = 1,091 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К).} \quad (2.52)$$

Средняя объёмная теплоёмкость процесса расширения турбины, кДж/(м³ · К):

$$c_{p.sp}^{z'} = \frac{h_c + h_d}{t_c + \theta_d}, \quad (2.53)$$

где $h_c = 2056,112$ – энтальпия газов перед газовой турбиной, кДж/м³ (см. формулу (2.36));

$t_c = 1370$ – температура в камере сгорания, °С;

$\theta_d = 706,028$ – температура газов за ГТ, °С (см. формулу (2.43)).

$$c_{p.sp}^{z'} = \frac{2054,122 + 973,684}{1370 + 706,028} = 1,627 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{К).}$$

Средняя массовая теплоёмкость процесса расширения турбины, кДж/(кг · К):

$$c_{p.sp}^z = \frac{c_{p.sp}^{z'}}{\rho_2} = \frac{1,627}{1,264} = 1,287 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К).} \quad (2.54)$$

Уточняем показатель степени процесса расширения турбины:

$$m_z = \frac{R_z}{c_{p,cp}^2}, \quad (2.55)$$

где $R_z = 0,293$ – газовая постоянная, кДж/(кг · К) (см. формулу (2.41)).

$$m_z = \frac{0,294}{1,287} = 0,228.$$

Работа расширения газа в турбине (полезно использованный теплоперепад), кДж/кг:

$$H_T^i = \frac{h_c - h_d}{\rho_z}, \quad (2.56)$$

где $h_c = 2054,122$ – энтальпия газов перед газовой турбиной, кДж/м³ (см. формулу (2.36));

$h_d = 973,684$ – энтальпия газов за газовой турбиной, кДж/м³ (см. формулу (2.49));

$\rho_z = 1,264$ – плотность газов, кг/м³ (см. формулу (2.39)).

$$H_T^i = \frac{2054,112 - 973,684}{1,264} = 854,713 \text{ кДж/кг.}$$

Располагаемый теплоперепад турбины, кДж/кг:

$$H_T^0 = \frac{H_T^i}{\eta_T}, \quad (2.57)$$

где $\eta_T = 0,88$ – КПД ГТ.

$$H_T^0 = \frac{854,713}{0,88} = 971,265 \text{ кДж/кг.}$$

Работа, затраченная на сжатие воздуха в компрессоре, кДж/м³:

$$H_k = h_b - h_a, \quad (2.58)$$

где $h_a = -36,356$ – энтальпия воздуха перед компрессором, кДж/м³ (см. формулу (2.5));

$h_b = 444,399$ – энтальпия воздуха за компрессором, кДж/м³ (см. формулу (2.8)).

$$H_k = 444,399 - (-36,356) = 480,755 \text{ кДж/м}^3.$$

Коэффициент, учитывающий утечки воздуха:

$$b = \frac{\alpha \cdot V_0 \cdot (1 - \alpha_y)}{1 + \alpha \cdot V_0}, \quad (2.59)$$

где $\alpha = 2,237$ – коэффициент избытка воздуха (см. формулу (2.27))

$V_0 = 11,037$ – теоретический объём воздуха, м³/м³;

$\alpha_y = 0,005$ – коэффициент утечек.

$$b = \frac{2,237 \cdot 11,037 \cdot (1 - 0,005)}{1 + 2,237 \cdot 11,037} = 0,966.$$

Полезная работа ГТУ на валу агрегата, кДж/м³:

$$H_e = H_T^i \cdot \eta_m \cdot \rho_g - b \cdot H_k, \quad (2.60)$$

где $\eta_m = 0,99$ – механический КПД;

$\rho_g = 1,264$ – плотность газов, кг/м³ (см. формулу (2.39));

$H_T^i = 854,713$ – полезно использованный теплоперепад, кДж/кг (см. формулу (2.56)).

$$H_e = 854,713 \cdot 0,99 \cdot 1,264 - 0,966 \cdot 480,755 = 605,28 \text{ кДж/м}^3.$$

Объёмный расход газов на турбину, м³/с:

$$G'_T = \frac{N_{\text{э}}}{H_e \cdot \eta_{\text{э.г}}}, \quad (2.61)$$

где $N_{\text{э}} = 61500$ – электрическая мощность, кВт;

$\eta_{\text{э.г}} = 0,982$ – КПД электрогенератора.

$$G'_T = \frac{61500}{605,28 \cdot 0,982} = 103,468 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Массовый расход газов на турбину, кг/с:

$$G_T = G'_T \cdot \rho_g, \quad (2.62)$$

где $\rho_2 = 1,264$ – плотность газов, кг/м³ (см. формулу (2.39)).

$$G_T = 103,468 \cdot 1,264 = 130,794 \text{ кг/с.}$$

Расход подаваемого компрессором воздуха, м³/с:

$$G_k = G'_T \cdot b, \quad (2.63)$$

где $b = 0,966$ – коэффициент учёта утечек (см. формулу (2.59)).

$$G_k = 103,468 \cdot 0,966 = 99,938 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Расход топлива на ГТУ без охлаждения, м³/с:

$$B = \frac{G'_T}{1 + \alpha \cdot V_0}, \quad (2.64)$$

где $\alpha = 2,237$ – коэффициент избытка воздуха (см. формулу (2.27));

$V_0 = 11,037$ – теоретический объём воздуха, м³/м³.

$$B = \frac{103,468}{1 + 2,237 \cdot 11,037} = 4,027 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Мощность, развиваемая газовой турбиной, кВт:

$$N_T^i = G_T \cdot H_T^i, \quad (2.65)$$

где $H_T^i = 854,713$ – полезно использованный теплоперепад, кДж/кг (см. формулу (2.56));

$G_T = 130,794$ – массовый расход газов на турбину, кг/с (см. формулу (2.62)).

$$N_T^i = 130,794 \cdot 854,713 = 111791,105 \text{ кВт.}$$

Мощность, потребляемая компрессором, кВт:

$$N_k = G_k \cdot H_k, \quad (2.66)$$

где $G_k = 99,938$ – расход воздуха через компрессор, м³/с (см. формулу (2.63));

$H_k = 480,755$ – работа на сжатие воздуха в компрессоре, кДж/м³ (см. формулу (2.58)).

$$N_{\kappa} = 99,938 \cdot 480,755 = 48045,902 \text{ кВт.}$$

Коэффициент полезной работы ГТУ:

$$\varphi = \frac{N_T^i - N_{\kappa}}{N_T^i}, \quad (2.67)$$

где $N_T^i = 111,791$ – мощность, развиваемая турбиной, МВт (см. формулу (2.65)).

$$\varphi = \frac{111,791 - 48,046}{111,791} = 0,57.$$

Коэффициент полезного действия ГТУ (электрический КПД ГТУ) без охлаждения:

$$\eta_{\mathcal{E}} = \frac{(N_T^i - N_{\kappa}) \cdot \eta_{\mathcal{E},2}}{B \cdot Q_p^H}, \quad (2.68)$$

где $\eta_{\mathcal{E},2} = 0,982$ – КПД электрогенератора;

$B = 4,027$ – расход топлива на ГТУ без охлаждения, м³/с (см. формулу (2.64));

$Q_p^H = 41,894$ – низшая рабочая теплота сгорания, МДж/м³;

$N_T^i = 111,791$ – мощность, развиваемая турбиной, МВт (см. формулу (2.65)).

$$\eta_{\mathcal{E}} = \frac{(111,791 - 48,046) \cdot 0,982}{4,027 \cdot 41,894} = 0,371.$$

2.2.4 Учёт охлаждения турбины ГТУ

Относительный расход воздуха на охлаждение турбины, м³/м³:

$$g_{\text{в}} = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (t_c - t_w), \quad (2.69)$$

где $t_w = 900$ – наибольшая допустимая температура металла лопаток, °С;

$t_c = 1370$ – температура газов перед турбиной, °С.

$$g_{\text{в}} = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (1370 - 900) = 0,17 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Температура газов после первой ступени, К, (если принять число ступеней газовой турбины $z = 4$ и считать работу всех ступеней одинаковой) ориентировочно принимается равной:

$$T_2^1 = T_c - \frac{1}{z} \cdot \frac{H_T^i}{c_{p.cp}^2}, \quad (2.70)$$

где $T_c = 1643,15$ – температура газов перед турбиной, К;

$H_T^i = 854,713$ – полезно используемый теплоперепад ГТ, кДж/кг (см. формулу (2.56));

$c_{p.cp}^2 = 1,287$ – массовая теплоёмкость процесса расширения, кДж/(кг · К) (см. формулу (2.54)).

$$T_2^1 = 1643,15 - \frac{1}{4} \cdot \frac{854,713}{1,287} = 1477,157 \text{ К.}$$

Коэффициент снижения работы охлаждаемой турбины:

$$\gamma = \gamma_K - \gamma_B + \gamma_T = \frac{1}{\varphi} \cdot \left(1 - \varphi - \frac{z-1}{z} \cdot \frac{T_b}{T_2^1} \right) + \frac{0,6}{4 \cdot \varphi}, \quad (2.71)$$

где γ_K – коэффициент снижения работы турбины за счёт затрат на сжатие дополнительного воздуха, подаваемого на охлаждение;

γ_T – коэффициент снижения работы турбины вследствие снижения эффективности охлаждаемых ступеней по сравнению с неохлаждаемыми;

γ_B – коэффициент увеличения работы турбины за счет дополнительной работы охлаждающего воздуха, сбрасываемого в проточную часть;

$\varphi = 0,57$ – коэффициент полезной работы ГТУ (см. формулу (2.67));

$T_b = 631,619$ – температура воздуха за компрессором, К (см. формулу (2.6)).

$$\gamma = \frac{1}{0,57} \cdot \left(1 - 0,57 - \frac{4-1}{4} \cdot \frac{631,619}{1477,157} \right) + \frac{0,6}{4 \cdot 0,57} = 0,454.$$

Располагаемая работа ГТУ, кДж/м³

$$H_{ГТУ} = H_T^i \cdot \rho_2 - b \cdot H_K, \quad (2.72)$$

где $H_T^i = 854,713$ – полезно используемый теплоперепад ГТ, кДж/кг (см. формулу (2.56));

$\rho_2 = 1,264$ – плотность газов, кг/м³ (см. формулу (2.39));

$H_k = 480,755$ – работа на сжатие воздуха в компрессоре, кДж/м³ (см. формулу (2.58));

$b = 0,966$ – коэффициент учёта утечек (см. формулу (2.59)).

$$H_{ГТУ} = 854,713 \cdot 1,264 - 0,966 \cdot 480,755 = 616,084 \text{ кДж/м}^3.$$

Внутренняя работа ГТУ с охлаждаемой турбиной, кДж/м³:

$$H_{ГТУ}^{охл} = H_{ГТУ} \cdot (1 - \gamma \cdot g_b), \quad (2.73)$$

где $g_b = 0,17$ – относительный расход воздуха на охлаждение турбины (см. формулу (2.69)).

$$H_{ГТУ}^{охл} = 616,084 \cdot (1 - 0,454 \cdot 0,17) = 568,384 \text{ кДж/м}^3.$$

Механический КПД ГТУ:

$$\eta_m^{ГТУ} = 1 - \frac{1 - \eta_m}{\varphi}, \quad (2.74)$$

где $\eta_m = 0,99$ – механический КПД;

$\varphi = 0,57$ – коэффициент полезной работы ГТУ (см. формулу (2.67)).

$$\eta_m^{ГТУ} = 1 - \frac{1 - 0,99}{0,57} = 0,982.$$

Расход газа на турбину с охлаждением (объёмный), м³/с:

$$G_T^{охл'} = \frac{N_{\mathcal{E}}}{H_{ГТУ}^{охл} \cdot \eta_m^{ГТУ} \cdot \eta_{\mathcal{E},\mathcal{E}}}, \quad (2.75)$$

где $N_{\mathcal{E}} = 61500$ – электрическая мощность ГТУ, кВт;

$\eta_{\mathcal{E},\mathcal{E}} = 0,982$ – КПД электрогенератора;

$H_{ГТУ}^{охл} = 568,384$ – внутренняя работа ГТУ с охлаждаемой турбиной, кДж/м³ (см. формулу (2.73));

$\eta_m^{ГТУ} = 0,982$ – механический КПД ГТУ (см. формулу (2.74)).

$$G_T^{oxl'} = \frac{61500}{568,384 \cdot 0,982 \cdot 0,982} = 112,152 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход газа на турбину с охлаждением (массовый), м³/с:

$$G_T^{oxl} = G_T^{oxl'} \cdot \rho_2, \quad (2.76)$$

где $\rho_2 = 1,264$ – плотность газов, кг/м³ (см. формулу (2.39)).

$$G_T^{oxl} = 112,152 \cdot 1,264 = 141,77 \text{ кг/с}.$$

Расход топлива на ГТУ с охлаждаемой турбиной, м³/с:

$$B_{oxl} = \frac{G_T^{oxl}}{1 + \alpha \cdot V_0}, \quad (2.77)$$

где $\alpha = 2,237$ – коэффициент избытка воздуха (см. формулу (2.27));
 $V_0 = 11,037$ – теоретический объём воздуха, м³/м³.

$$B_{oxl} = \frac{112,152}{1 + 2,237 \cdot 11,037} = 4,365 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход воздуха в камеру сгорания с учётом расхода на охлаждение, м³/с:

$$G_{кс}^{oxl} = \frac{\alpha \cdot V_0}{1 + \alpha \cdot V_0} \cdot G_T^{oxl'}, \quad (2.78)$$

где $G_T^{oxl'} = 112,152$ – расход газов на турбину с учётом охлаждения, м³/с (см. формулу (2.75));

$\alpha = 2,237$ – коэффициент избытка воздуха (см. формулу (2.27));

$V_0 = 11,037$ – теоретический объём воздуха, м³/м³.

$$G_{кс}^{oxl} = \frac{2,237 \cdot 11,037}{1 + 2,237 \cdot 11,037} \cdot 112,152 = 107,787 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Необходимая производительность компрессора с учётом расхода воздуха на охлаждение турбины, м³/с:

$$G_{кс}^{oxl'} = (b + g_B) \cdot G_T^{oxl'}, \quad (2.79)$$

где $b = 0,966$ – коэффициент учёта утечек (см. формулу (2.59));
 $g_b = 0,17$ – относительный расход воздуха на охлаждение турбины (см. формулу (2.69));

$G_T^{oxl'}$ = 112,152 – расход газов на турбину с учётом охлаждения, м³/с (см. формулу (2.75)).

$$G_{кс}^{oxl'} = (0,966 + 0,17) \cdot 112,152 = 127,436 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Объёмный расход газа на выходе из турбины с учётом воздуха, сбрасываемого в проточную часть из системы охлаждения, м³/с:

$$G'_{KV} = (1 + g_b) \cdot G_T^{oxl'}, \quad (2.79)$$

где $g_b = 0,17$ – относительный расход воздуха на охлаждение турбины (см. формулу (2.69));

$G_T^{oxl'}$ = 112,152 – расход газов на турбину с учётом охлаждения, м³/с (см. формулу (2.75)).

$$G'_{KV} = (1 + 0,17) \cdot 112,152 = 131,262 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Массовый расход газа на выходе из турбины, кг/с:

$$G_2 = G'_{KV} \cdot \rho_2, \quad (2.80)$$

где $\rho_2 = 1,264$ – плотность газов, кг/м³ (см. формулу (2.39)).

$$G_2 = 131,262 \cdot 1,264 = 165,928 \text{ кг/с}.$$

Электрический КПД ГТУ с охлаждением:

$$\eta_{\mathcal{E}}^{oxl} = \eta_3 \cdot (1 - \gamma \cdot g_6), \quad (2.81)$$

где $g_b = 0,17$ – относительный расход воздуха на охлаждение турбины (см. формулу (2.69));

$\gamma = 0,454$ – коэффициент снижения работы охлаждаемой турбины (см. формулу (2.71));

$\eta_3 = 0,371$ – электрический КПД ГТУ без охлаждения (см. формулу (2.68)).

$$\eta_{\mathcal{E}}^{oxl} = 0,371 \cdot (1 - 0,454 \cdot 0,17) = 0,342.$$

Окончание таблицы 2.4

Параметр	Значение
Давление в контуре низкого давления $p_0^{н\delta}$, МПа	0,7
Температура перегретого пара контура высокого давления $t_{не}^{\delta\delta}$, °С	535
Температура перегретого пара контура низкого давления $t_{не}^{н\delta}$, °С	250
Давление в деаэраторе p_d , МПа	0,6
Давление в конденсаторе p_k , кПа	5
Принимаемые величины	
Температурный напор перед ЭВД $\delta t_{эк}$, °С	70
Температурный напор перед ГПК $\delta t_{ГПК}$, °С	20
Температура конденсата за ГПК $t_{ГПК}$, °С	150
Температура конденсата на входе в ГПК $t_{не}^{ГПК}$, °С	60

Расчёт будет производиться по методике [16].

2.3.2 Тепловой расчёт котла-утилизатора

Контур высокого давления представлен на рисунке 2.5.

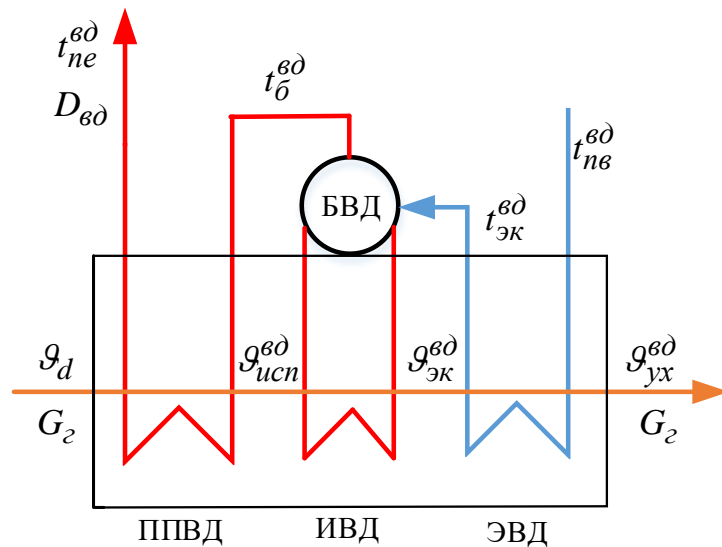


Рисунок 2.5 – Контур высокого давления

Уравнение теплового баланса для совокупных поверхностей пароперегревателя и испарителя высокого давления КУ:

$$G_2 \cdot (I_d - I_{эк}^{\delta\delta}) = D_{\delta\delta} \cdot (h_0^{\delta\delta} - h_{эк}^{\delta\delta}), \quad (2.82)$$

где $G_2 = 165,928$ – расход газов на котёл, кг/с (см. формулу (2.80));

$I_d = 770,262$ – энтальпия газов на входе в КУ, кДж/кг (см. формулу (2.50));

$h_0^{60} = f(p_0^{60}, t_{не}^{60}) = 3484,263$ – энтальпия пара на выходе из ППВД при p_0^{60} , кДж/кг;

$h_{эк}^{60} = h'(p_0^{60}) = 1321,862$ – энтальпия воды на выходе из ЭВД (в состоянии насыщения при давлении p_0^{60}), кДж/кг;

Определяем температуру газов перед экономайзером высокого давления, °С, при $\delta t_{эк} = 70$ °С.

$$g_{эк}^{60} = t_{60} + \delta t_{эк}, \quad (2.83)$$

где $t_{60} = t_s(p_0^{60}) = 295,878$ – температура насыщения воды на выходе из ЭВД по p_0^{60} , °С.

$$g_{эк}^{60} = 295,878 + 70 = 365,878 \text{ °С.}$$

С помощью $g_{эк}^{60}$ находим энтальпию газов перед ЭВД, кДж/кг:

$$I_{эк}^{60} = c_p^{эк} \cdot g_{эк}^{60}, \quad (2.84)$$

где $c_p^{эк}$ – теплоёмкость газов перед экономайзером, кДж/(кг · К), определяется по формулам (2.16-2.19, 2.40) при температуре $g_{эк}^{60}$.

$$I_{эк}^{60} = 1,089 \cdot 365,878 = 398,298 \text{ кДж/кг.}$$

Выражаем из уравнения (2.82) расход пара контура высокого давления, кг/с:

$$D_{60} = G_z \cdot (I_d - I_{эк}^{60}) / (h_0^{60} - h_{эк}^{60}), \quad (2.85)$$

$$D_{60} = 165,928 \cdot \frac{(770,262 - 398,298)}{(3484,263 - 1321,862)} = 28,542 \text{ кг/с.}$$

Для ЭВД будет справедливым следующее соотношение:

$$G_z \cdot (I_{эк}^{60} - I_{ух}^{60}) = D_{60} \cdot (h_{эк}^{60} - h_{не}^{60}), \quad (2.86)$$

где $h_{не}^{60} = h_D + \Delta h_{60}$ – энтальпия питательной воды контура высокого давления, кДж/кг;

$h_D = t_s(p_D) = 670,501$ – энтальпия питательной воды перед ПНВД, кДж/кг;

$\Delta h_{вд} = 12,547$ – прирост энтальпии в насосе при $\eta_n = 0,8$, кДж/кг;

$I_{yx}^{вд}$ – энтальпия газов, покидающих теплообменники контура ВД, кДж/кг.

Определяется как:

$$I_{yx}^{вд} = I_{эк}^{вд} - \frac{D_{вд} \cdot (h_{эк}^{вд} - h_{не}^{вд})}{G_2}, \quad (2.87)$$

где $h_{не}^{вд} = 683,048$ – энтальпия питательной воды контура высокого давления, кДж/кг;

$G_2 = 165,928$ – расход газов на котёл, кг/с (см. формулу (2.80));

$h_{эк}^{вд} = h'(p_0^{вд}) = 1321,862$ – энтальпия воды на выходе из ЭВД (в состоянии насыщения при давлении $p_0^{вд}$), кДж/кг (см. формулу (2.82));

$I_{эк}^{вд} = 398,298$ – энтальпия газов перед ЭВД, кДж/кг (см. формулу (2.84)).

$$I_{yx}^{вд} = 398,298 - \frac{28,542 \cdot (1321,862 - 683,048)}{165,928} = 288,413 \text{ кДж/кг.}$$

С помощью $I_{yx}^{вд}$ находим температуру газов за ЭВД, °С:

$$g_{yx}^{вд} = \frac{I_{yx}^{вд}}{c_p^{yx.вд}}, \quad (2.88)$$

где $c_p^{yx.вд}$ – теплоёмкость газов перед экономайзером, кДж/(кг·К), определяется по формулам (2.16-2.19, 2.40) при температуре $g_{yx}^{вд}$ (в первом приближении выбирается произвольно) с дальнейшим уточнением.

$$g_{yx}^{вд} = \frac{288,413}{1,077} = 267,742 \text{ °С.}$$

На рисунке 2.6 представлены поверхности нагрева контура низкого давления.

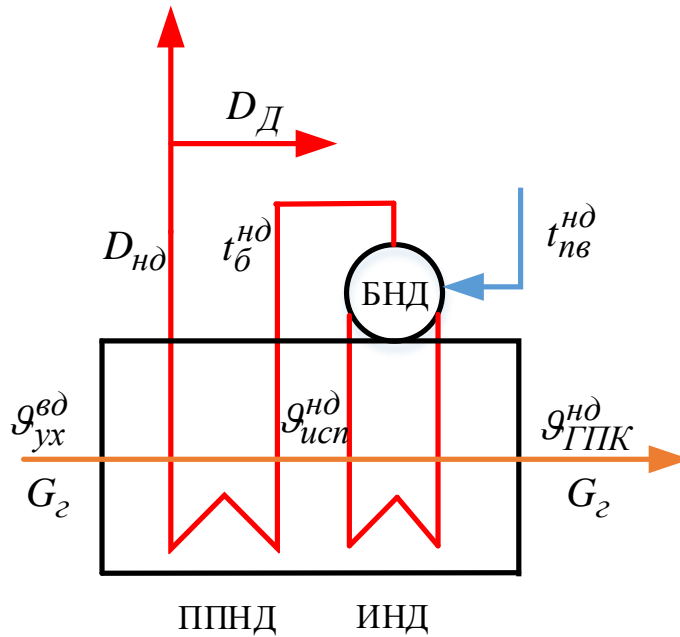


Рисунок 2.6 – ПП и испаритель низкого давления

Для совокупных поверхностей ПП и испарителя контура низкого давления КУ материально-тепловой баланс выглядит следующим образом:

$$G_2 \cdot (I_{ух}^{нд} - I_{ГПК}) = D_{нд} \cdot (h_0^{нд} - h_{пв}^{нд}), \quad (2.89)$$

где $h_0^{нд} = f(p_0^{нд}, t_{пв}^{нд}) = 2954,124$ – энтальпия пара на выходе из ППНД, кДж/кг;

$h_{пв}^{нд} = h_D + \Delta h_{нд}$ – энтальпия питательной воды контура низкого давления, кДж/кг;

$h_D = t_s(p_D) = 670,501$ – энтальпия питательной воды перед ППНД, кДж/кг;

$\Delta h_{нд} = 0,33$ – прирост энтальпии в насосе при $\eta_n = 0,8$, кДж/кг;

$G_2 = 165,928$ – расход газов на котёл, кг/с (см. формулу (2.80)).

В этом соотношении энтальпия газов на входе в ГПК $I_{ГПК}$ определяется по температуре, °С:

$$q_{ГПК}^{нд} = t_{ГПК} + \delta t_0^{нд}, \quad (2.90)$$

где $\delta t_0^{нд} = 20$ – выбранный температурный напор, °С;

$t_{ГПК} = 150$ – температура воды за ГПК, °С.

$$q_{ГПК}^{нд} = 150 + 20 = 170^\circ\text{С}.$$

С помощью $\mathcal{G}_{ГПК}^{н\delta}$ находим энтальпию газов перед ГПК, кДж/кг:

$$I_{ГПК}^{н\delta} = c_p^{ГПК} \cdot \mathcal{G}_{ГПК}^{н\delta}, \quad (2.91)$$

где $c_p^{ГПК}$ – теплоёмкость газов перед ГПК, кДж/(кг·К), определяется по формулам (2.16-2.19, 2.40) при температуре $\mathcal{G}_{ГПК}^{н\delta}$.

$$I_{ГПК}^{н\delta} = 1,066 \cdot 170 = 181,195 \text{ кДж/кг.}$$

Из уравнения (2.89) определяем расход пара через контур низкого давления КУ, кг/с:

$$D_{н\delta} = G_2 \cdot \frac{I_{yx}^{в\delta} - I_{ГПК}}{h_0^{н\delta} - h_{нв}^{н\delta}}, \quad (2.92)$$

где $I_{yx}^{в\delta} = 288,413$ – энтальпия газов на выходе из экономайзера высокого давления, кДж/кг (см. формулу (2.87));

$h_{нв}^{н\delta} = 670,831$ – энтальпия питательной воды контура низкого давления, кДж/кг;

$h_0^{н\delta} = 2954,124$ – энтальпия пара на выходе из ППНД при $p_0^{н\delta}$, кДж/кг;

$G_2 = 165,928$ – расход газов на котёл, кг/с (см. формулу (2.80)).

$$D_{н\delta} = 165,928 \cdot \frac{288,413 - 181,195}{2954,124 - 670,831} = 7,792 \text{ кг/с.}$$

На рисунке 2.7 представлена тепловая схема для деаэратора.

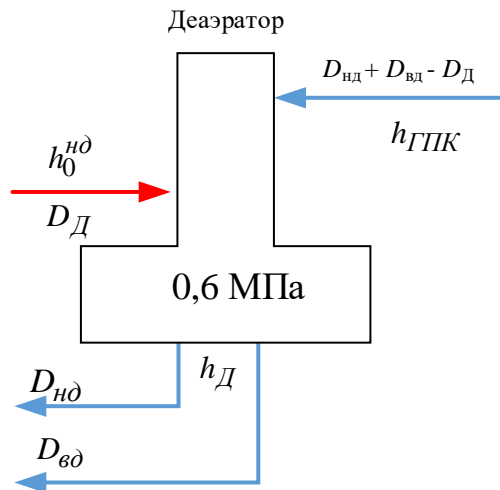


Рисунок 2.7 – Материально-тепловой баланс деаэратора

Уравнение материально-теплового баланса для деаэратора будет выглядеть следующим образом:

$$(D_{вд} + D_{нд} - D_{д}) \cdot h_{ГПК} + D_{д} \cdot h_0^{нд} = (D_{вд} + D_{нд}) \cdot h_{д}, \quad (2.93)$$

где $h_{ГПК} = f(p_{KH}, t_{ГПК}) = 632,884$ – энтальпия конденсата за ГПК, кДж/кг.

Расход пара на деаэратор, кг/с:

$$D_{д} = (D_{вд} + D_{нд}) \cdot \frac{h_{д} - h_{ГПК}}{h_0^{нд} - h_{ГПК}}, \quad (2.94)$$

где $D_{вд} = 28,542$ – паропроизводительность контура высокого давления, кг/с (см. формулу (2.85));

$D_{нд} = 7,792$ – паропроизводительность контура высокого давления, кг/с (см. формулу (2.93));

$h_0^{нд} = 2954,124$ – энтальпия пара на выходе из ППНД при $p_0^{нд}$, кДж/кг;

$h_{ГПК} = 632,884$ – энтальпия конденсата за ГПК, кДж/кг;

$h_{д} = 670,501$ – энтальпия питательной воды перед ПННД, кДж/кг.

$$D_{д} = (28,542 + 7,792) \cdot \frac{670,501 - 632,884}{2954,124 - 632,884} = 0,589 \text{ кг/с.}$$

На рисунке 2.8 представлены материальные и тепловые потоки для точки смешения и ГПК.

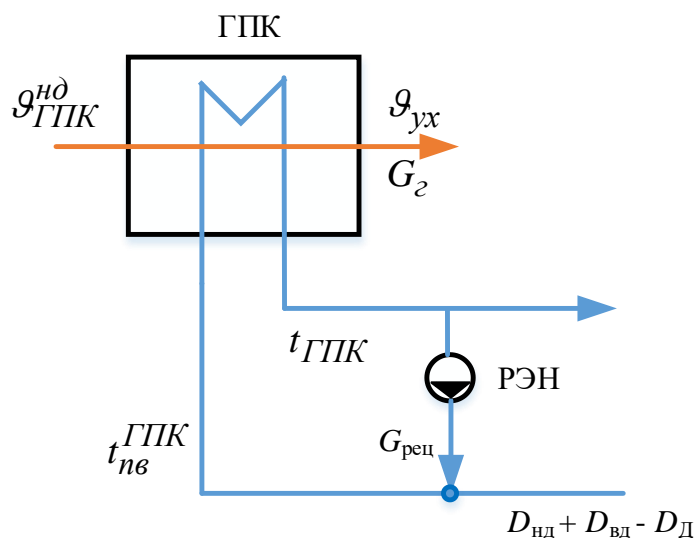


Рисунок 2.8 – Материально-тепловой баланс точки смешения

Уравнение материально-теплового баланса для точки смешения:

$$(D_{вд} + D_{нд} - D_{д}) \cdot h'_к + G_{реци} \cdot h_{ГПК} = (D_{вд} + D_{нд} - D_{д} + G_{реци}) \cdot h_{нв}^{ГПК}, \quad (2.95)$$

где $h'_к = h_к + \Delta h_к$ – энтальпия конденсата на входе в точку смешения, кДж/кг;
 $h_к = h'(p_к) = 137,765$ – энтальпия конденсата на выходе из конденсатора, кДж/кг;

$\Delta h_к = 1,879$ – прирост энтальпии в конденсатном насосе, кДж/кг;

$h_{нв}^{ГПК} = f(p_{кн}, t_{нв}^{ГПК}) = 252,397$ – энтальпия конденсата на входе в ГПК, кДж/кг;

$G_{реци}$ – расход конденсата на рециркуляцию, кг/с.

Расход воды на рециркуляцию ГПК, кг/с:

$$G_{реци} = \frac{(D_{вд} + D_{нд} - D_{д}) \cdot (h_{нв}^{ГПК} - h'_к)}{h_{ГПК} - h_{нв}^{ГПК}}, \quad (2.96)$$

где $D_{вд} = 28,542$ – паропроизводительность контура высокого давления, кг/с (см. формулу (2.85));

$D_{нд} = 7,792$ – паропроизводительность контура высокого давления, кг/с (см. формулу (2.93));

$D_{д} = 0,589$ – расход пара на деаэратор, кг/с (см. формулу (2.94));

$h'_к = 134,644$ – энтальпия конденсата на входе в точку смешения, кДж/кг;

$h_{ГПК} = 632,884$ – энтальпия конденсата за ГПК, кДж/кг;

$h_{нв}^{ГПК} = 252,397$ – энтальпия конденсата на входе в ГПК, кДж/кг.

$$G_{реци} = \frac{(28,542 + 7,792 - 0,589) \cdot (252,397 - 134,644)}{632,884 - 252,397} = 10,593 \text{ кг/с.}$$

Составляем уравнение теплового баланса для ГПК:

$$G_2 \cdot (I_{ГПК} - I_{yx}) = (D_{вд} + D_{нд} - D_{д} + G_{реци}) \cdot (h_{ГПК} - h_{нв}^{ГПК}). \quad (2.97)$$

Выражаем из уравнения энтальпию уходящих газов, кДж/кг:

$$I_{yx} = I_{ГПК}^{нд} - \frac{(D_{вд} + D_{нд} - D_{д} + G_{реци}) \cdot (h_{ГПК} - h_{нв}^{ГПК})}{G_2}, \quad (2.98)$$

где $D_{вд} = 28,542$ – паропроизводительность контура высокого давления, кг/с (см. формулу (2.85));

$D_{нд} = 7,792$ – паропроизводительность контура высокого давления, кг/с (см. формулу (2.93));

$D_{д} = 0,589$ – расход пара на деаэратор, кг/с (см. формулу (2.94));

$G_{реци} = 10,593$ – расход конденсата на рециркуляцию, кг/с (см. формулу (2.97));

$h_{ГПК} = 632,884$ – энтальпия конденсата за ГПК, кДж/кг;

$h_{не}^{ГПК} = 252,397$ – энтальпия конденсата на входе в ГПК, кДж/кг;

$G_2 = 165,928$ – расход газов на котёл, кг/с (см. формулу (2.80));

$I_{ГПК}^{нд} = 181,195$ – энтальпия газов перед ГПК, кДж/кг (см. формулу (2.80)).

$$I_{yx} = 181,195 - \frac{(28,542 + 7,792 - 0,589 + 1,593) \cdot (632,884 - 252,397)}{165,928} = 74,94 \text{ кДж/кг.}$$

С помощью I_{yx} находим температуру газов за КУ, °С:

$$g_{yx} = \frac{I_{yx}}{c_p^{yx}}, \quad (2.99)$$

где c_p^{yx} – теплоёмкость газов на выходе из котла-утилизатора, кДж/(кг·К), определяется по формулам (2.16-2.19, 2.40) при температуре g_{yx} (в первом приближении выбирается произвольно) с дальнейшим уточнением.

$$g_{yx} = \frac{74,94}{1,054} = 71,076 \text{ °С.}$$

Определяем энтальпию газа на входе в ИВД, кДж/кг:

$$I_{исп}^{60} = I_d - \frac{D_{60} \cdot (h_0^{60} - h_6^{60})}{G_2}, \quad (2.100)$$

где $D_{60} = 28,542$ – паропроизводительность контура высокого давления, кг/с (см. формулу (2.85));

$G_2 = 165,928$ – расход газов на котёл, кг/с (см. формулу (2.80));

$I_d = 770,262$ – энтальпия газов на входе в КУ, кДж/кг (см. формулу (2.50));

$h_0^{60} = 3484,263$ – энтальпия пара на выходе из ППВД при p_0^{60} , кДж/кг (см. формулу (2.82));

$h_6^{\text{вд}} = h''(p_6^{\text{вд}}) = 2757,116$ – энтальпия насыщенного пара на входе в ИВД, кДж/кг.

$$I_{исп}^{\text{вд}} = 770,262 - \frac{28,542 \cdot (3484,263 - 2757,116)}{165,928} = 645,182 \text{ кДж/кг.}$$

С помощью $I_{исп}^{\text{вд}}$ находим температуру газов за ППВД, °С:

$$g_{исп}^{\text{вд}} = \frac{I_{исп}^{\text{вд}}}{c_p^{исп.вд}}, \quad (2.101)$$

где $c_p^{исп.вд}$ – теплоёмкость газов перед испарителем высокого давления, кДж/(кг · К), определяется по формулам (2.16-2.19, 2.40) при температуре $g_{исп}^{\text{вд}}$ (в первом приближении выбирается произвольно) с дальнейшим уточнением.

$$g_{исп}^{\text{вд}} = \frac{645,182}{1,113} = 579,459 \text{ °С.}$$

Определяем энтальпию газа на входе в ИНД, кДж/кг:

$$I_{исп}^{\text{нд}} = I_{yx}^{\text{вд}} - \frac{D_{нд} \cdot (h_0^{\text{нд}} - h_6^{\text{нд}})}{G_2}, \quad (2.102)$$

где $I_{yx}^{\text{вд}} = 288,413$ – энтальпия газов за ЭВД, кДж/кг (см. формулу (2.87));
 $G_2 = 165,928$ – расход газов на котёл, кг/с (см. формулу (2.80));
 $D_{нд} = 7,792$ – паропроизводительность контура высокого давления, кг/с (см. формулу (2.93));
 $h_0^{\text{нд}} = 2954,124$ – энтальпия пара на выходе из ППНД при $p_0^{\text{нд}}$, кДж/кг;
 $h_6^{\text{нд}} = h''(p_6^{\text{нд}}) = 2762,749$ – энтальпия насыщенного пара на входе в ИНД, кДж/кг.

$$I_{исп}^{\text{нд}} = 288,413 - \frac{7,792 \cdot (2954,124 - 2762,749)}{165,928} = 279,427 \text{ кДж/кг.}$$

С помощью $I_{исп}^{\text{нд}}$ находим температуру газов за ППНД, °С:

$$g_{исп}^{нд} = \frac{I_{исп}^{нд}}{c_p^{исп.нд}}, \quad (2.103)$$

где $c_p^{исп.нд}$ – теплоёмкость газов перед испарителем низкого давления, кДж/(кг · К), определяется по формулам (2.16-2.19, 2.40) при температуре $g_{исп}^{нд}$ (в первом приближении выбирается произвольно) с дальнейшим уточнением.

$$g_{исп}^{вд} = \frac{279,427}{1,076} = 559,626 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Определяем КПД КУ:

$$\eta_{ку} = \frac{(I_d - I_{yx})}{(I_d - I_a)}, \quad (2.104)$$

где $I_d = 770,262$ – энтальпия газов на входе в КУ, кДж/кг (см. формулу (2.50));

$I_{yx} = 74,94$ – энтальпия уходящих газов, кДж/кг (см. формулу (2.98));

$I_a = c_p^{t_a} \cdot t_a$ – энтальпия уходящих газов при температуре окружающей среды, кДж/кг;

$t_a = -3,2$ – температура окружающей среды, $^\circ\text{C}$;

$c_p^{t_a}$ – теплоёмкость газов при температуре t_a , кДж/(кг · К) (по формулам (2.16-2.19, 2.40)). Тогда:

$$I_a = 1,046 \cdot (-3,2) = -3,346 \text{ кДж/кг};$$

$$\eta_{ку} = \frac{(770,262 - 74,94)}{(770,262 - (-3,346))} = 0,899.$$

Тепло, подводимое к воде (пару) в отдельных элементах КУ. Для ГПК кВт:

$$Q_{ГПК} = (D_{нд} + D_{вд} - D_{д} + G_{рец}) \cdot (h_{ГПК} - h_{нс}^{ГПК}), \quad (2.105)$$

где $D_{вд} = 28,542$ – паропроизводительность контура высокого давления, кг/с (см. формулу (2.85));

$D_{нд} = 7,792$ – паропроизводительность контура высокого давления, кг/с (см. формулу (2.93));

$D_{д} = 0,589$ – расход пара на деаэратор, кг/с (см. формулу (2.94));

$G_{реци} = 10,593$ – расход конденсата на рециркуляцию, кг/с (см. формулу (2.97));

$h_{ГПК} = 632,884$ – энтальпия конденсата за ГПК, кДж/кг;

$h_{нс}^{ГПК} = 252,397$ – энтальпия конденсата на входе в ГПК, кДж/кг.

$$Q_{ГПК} = (7,792 + 28,542 - 0,598 + 10,589) \cdot (632,884 - 252,397) = 17630,714 \text{ кВт.}$$

Для ИНД, кВт:

$$Q_{ИНД} = D_{нд} \cdot (h_{\sigma}^{нд} - h_{нс}^{нд}), \quad (2.106)$$

где $D_{нд} = 7,792$ – паропроизводительность контура высокого давления, кг/с (см. формулу (2.93));

$h_{\sigma}^{нд} = h''(p_{нд}) = 2762,749$ – энтальпия насыщенного пара на входе в ИНД, кДж/кг;

$h_{нс}^{нд} = 670,831$ – энтальпия питательной воды контура низкого давления, кДж/кг.

$$Q_{ИНД} = 7,792 \cdot (2762,749 - 670,831) = 16299,306 \text{ кВт.}$$

Для ППНД, кВт:

$$Q_{ППНД} = D_{нд} \cdot (h_0^{нд} - h_{\sigma}^{нд}), \quad (2.107)$$

где $D_{нд} = 7,792$ – паропроизводительность контура высокого давления, кг/с (см. формулу (2.93));

$h_{\sigma}^{нд} = h''(p_{нд}) = 2762,749$ – энтальпия насыщенного пара на входе в ИНД, кДж/кг;

$h_0^{нд} = 2954,124$ – энтальпия пара на выходе из ППНД при $p_0^{нд}$, кДж/кг.

$$Q_{ППНД} = 7,792 \cdot (2954,124 - 2762,749) = 1491,108 \text{ кВт.}$$

Для ЭВД, кВт:

$$Q_{ЭВД} = D_{вд} \cdot (h_{эк}^{вд} - h_{нс}^{вд}), \quad (2.108)$$

где $D_{\text{вд}} = 28,542$ – паропроизводительность контура высокого давления, кг/с (см. формулу (2.85));

$h_{\text{нв}}^{\text{вд}} = 683,048$ – энтальпия питательной воды контура высокого давления, кДж/кг;

$h_{\text{эк}}^{\text{вд}} = 1321,862$ – энтальпия воды на выходе из ЭВД (в состоянии насыщения при давлении $p_0^{\text{вд}}$), кДж/кг.

$$Q_{\text{ЭВД}} = 28,542 \cdot (1321,862 - 683,048) = 18232,966 \text{ кВт.}$$

Для ИВД, кВт:

$$Q_{\text{ИВД}} = D_{\text{вд}} \cdot r_{\text{вд}}, \quad (2.109)$$

где $D_{\text{вд}} = 28,542$ – паропроизводительность контура высокого давления, кг/с (см. формулу (2.85));

$r_{\text{вд}} = 1435,254$ – теплота парообразования, Дж/кг.

$$Q_{\text{ИВД}} = 28,542 \cdot 1435,254 = 40964,937 \text{ кВт.}$$

Для ППВД, кВт:

$$Q_{\text{ППВД}} = D_{\text{вд}} \cdot (h_0^{\text{вд}} - h_6^{\text{вд}}), \quad (2.110)$$

где $D_{\text{вд}} = 28,542$ – паропроизводительность контура высокого давления, кг/с (см. формулу (2.85));

$h_0^{\text{вд}} = 3484,263$ – энтальпия пара на выходе из ППВД при $p_0^{\text{вд}}$, кДж/кг;

$h_6^{\text{вд}} = 2757,116$ – энтальпия насыщенного пара на входе в ИВД, кДж/кг.

$$Q_{\text{ППВД}} = 28,542 \cdot (3484,263 - 2757,116) = 20754,204 \text{ кВт.}$$

Суммарная теплота, полученная рабочим телом в котле-утилизаторе, МВт:

$$Q_{\text{ку}} = Q_{\text{ГПК}} + Q_{\text{ИНД}} + Q_{\text{ППИД}} + Q_{\text{ЭВД}} + Q_{\text{ИВД}} + Q_{\text{ППВД}}; \quad (2.111)$$

$$Q_{\text{ку}} = 17,631 + 16,299 + 1,491 + 18,233 + 40,965 + 20,754 = 115,373 \text{ МВт.}$$

Теплота, отданная газами в КУ, кВт:

$$Q_2 = G_2 \cdot (I_d - I_{\text{ух}}), \quad (2.112)$$

где $I_d = 770,262$ – энтальпия газов на входе в КУ, кДж/кг (см. формулу (2.50));
 $I_{yx} = 74,94$ – энтальпия уходящих газов, кДж/кг (см. формулу (2.98));
 $G_2 = 165,928$ – расход газов на котёл, кг/с (см. формулу (2.80)).

$$Q_2 = 165,928 \cdot (770,262 - 74,94) = 115373,238 \text{ кВт} = 115,373 \text{ МВт}.$$

Соответствующие относительные величины:

$$\bar{Q}_{ГПК} = \frac{Q_{ГПК}}{Q_{ку}} = 0,153; \quad (2.113)$$

$$\bar{Q}_{ИВД} = \frac{Q_{ИВД}}{Q_{ку}} = 0,141; \quad (2.114)$$

$$\bar{Q}_{ППНД} = \frac{Q_{ППНД}}{Q_{ку}} = 0,013; \quad (2.115)$$

$$\bar{Q}_{ЭВД} = \frac{Q_{ЭВД}}{Q_{ку}} = 0,158; \quad (2.116)$$

$$\bar{Q}_{ИВД} = \frac{Q_{ИВД}}{Q_{ку}} = 0,355; \quad (2.117)$$

$$\bar{Q}_{ППВД} = \frac{Q_{ППВД}}{Q_{ку}} = 0,180. \quad (2.118)$$

По полученным данным составляем тепловую диаграмму.

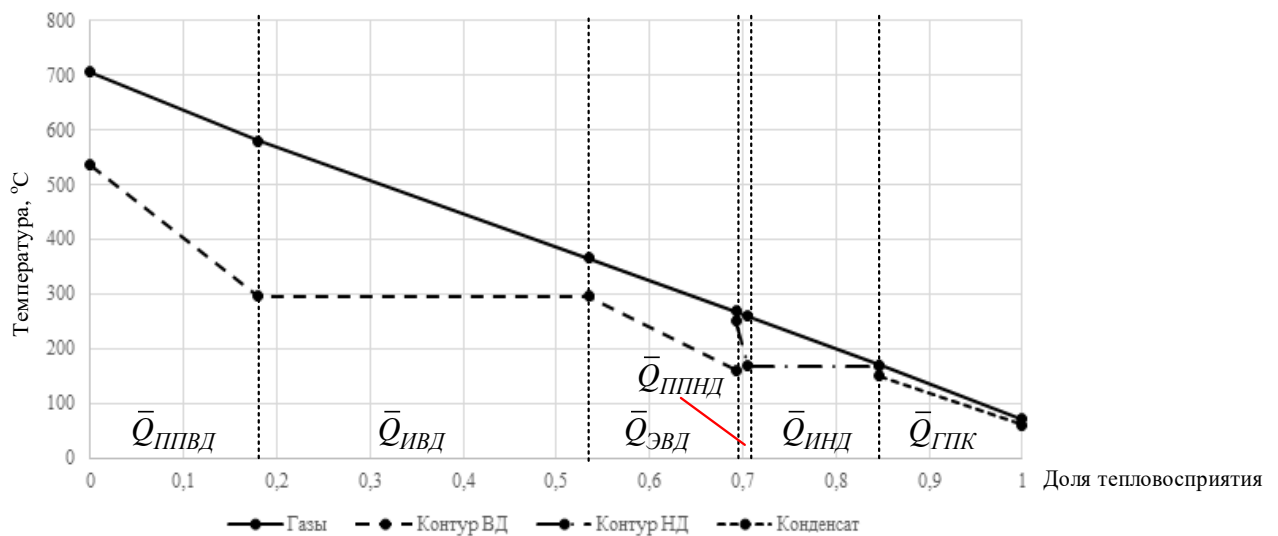


Рисунок 2.9 – Тепловая диаграмма

2.3.3 Определение габаритных размеров котла-утилизатора

Основные характеристики труб и оребрения являются стандартными величина. В таблице 2.5 приведены характеристики трубного пучка секций КУ.

Таблица 2.5 – Исходные данные для конструкторского расчёта КУ

Параметр	Значение
Диаметр труб d_n , мм	32
Толщина стенки трубы $\delta_{ст}$, мм	4
Шаг ребра $b_{реб}$, мм	5
Высота ребра $h_{реб}$, мм	9
Толщина ребра $\delta_{реб}$, мм	1
Поперечный шаг труб s_1 , мм	72
Продольный шаг труб s_2 , мм	85

Площадь поперечного сечения газохода КУ, м²:

$$f = \frac{G_2 \cdot V_2 \cdot (\vartheta_{ППСр} + 273)}{\omega_2^{усл} \cdot 273}, \quad (2.119)$$

где $V_2 = \frac{1}{\rho_2} = 0,791$ – удельный объём газов, м³/кг;

$G_2 = 165,928$ – расход газов на котёл, кг/с (см. формулу (2.80)).

$\vartheta_{ППСр} = \frac{\vartheta_d + \vartheta_1}{2} = 642,744$ – средняя температура газов в ПП, °С;

$\omega_2^{усл}$ – условная скорость газов, м/с. Принимается $\omega_2^{усл} = 7$ м/с. Тогда:

$$f = \frac{165,928 \cdot 0,791 \cdot (642,774 + 273)}{7 \cdot 273} = 67,257 \text{ м}^2.$$

Задаваясь числом секций в ряду $m_{сек} = 3$ и шириной секции $b_{сек} = 2,5$ м, определим ширину котла, м:

$$b_{котла} = b_{сек} \cdot m_{сек} = 2,5 \cdot 3 = 7,5 \text{ м}. \quad (2.120)$$

Тогда длина труб, м:

$$l_{тр} = \frac{f}{b_{котла}} = \frac{67,257}{7,5} = 8,968 \text{ м}. \quad (2.121)$$

Число труб в одном ряду каждой секции:

$$m_{1mp} = \frac{b_{сек}}{s_1} - 1, \quad (2.122)$$

где $s_1 = 72$ – поперечный шаг труб, мм;
 $b_{сек} = 2500$ – ширина секции, мм.

$$m_{1mp} = \frac{2500}{72} - 1 = 33,722 = 34.$$

Полное число труб в каждой секции:

$$m_{mp} = 2 \cdot m_{1mp} = 2 \cdot 34 = 68. \quad (2.123)$$

Тогда одна секция будет выглядеть следующим образом.

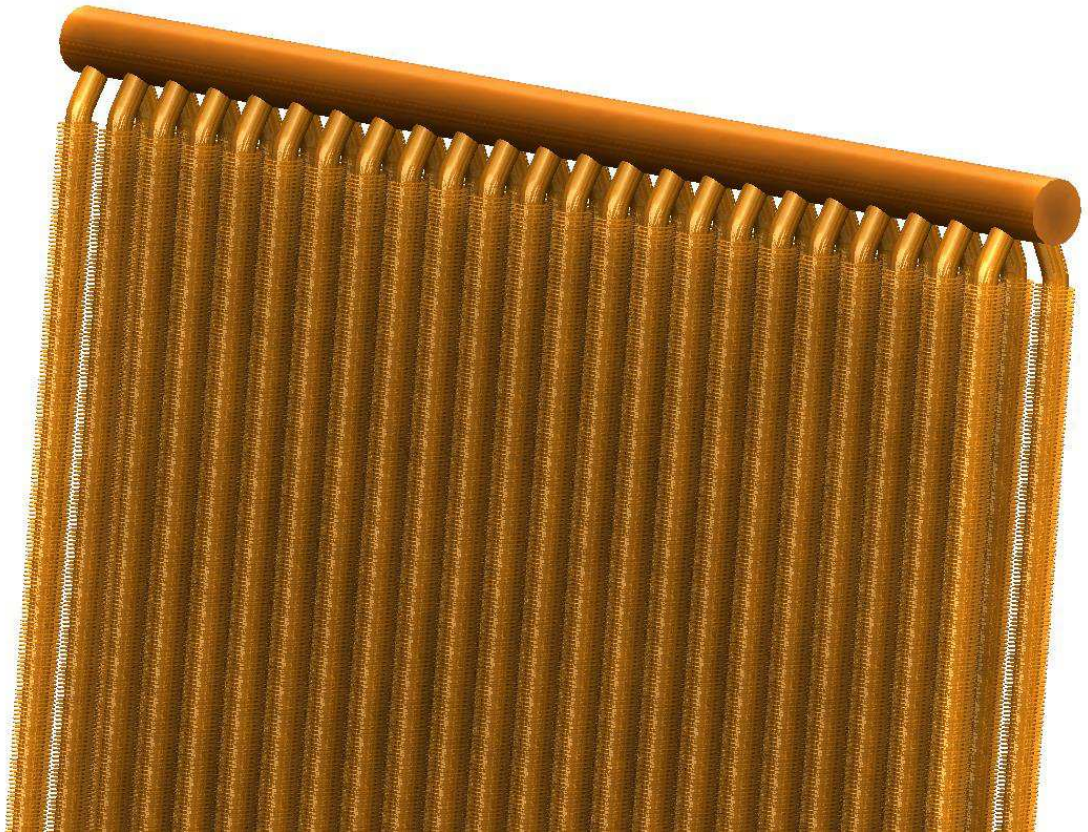


Рисунок 2.10 – Секция труб котла-утилизатора

Площадь проходного сечения котла для газов в зоне ПП, м²:

$$F_{np} = f - m_{1mp} \cdot m_{сек} \cdot \left(d_n \cdot l_{mp} + 2 \cdot \frac{l_{mp}}{b_{реб}} \cdot h_{реб} \cdot \delta_{реб} \right), \quad (2.124)$$

где $b_{реб}$, $h_{реб}$, $\delta_{реб}$, d_n – геометрические параметры трубы и её оребрения (см. таблицу 2.5).

$$F_{np} = 67,257 - 34 \cdot 3 \cdot \left(0,032 \cdot 8,968 + 2 \cdot \frac{8,968}{0,005} \cdot 0,009 \cdot 0,001 \right) = 34,694 \text{ м}^2.$$

Скорость газов в межтрубном пространстве ПП, м/с:

$$\omega_2 = \frac{G_2 \cdot V_2 \cdot (\vartheta_{ППср} + 273)}{F_{np} \cdot 273}, \quad (2.125)$$

где $V_2 = 0,791$ – удельный объём газов, м³/кг;
 $G_2 = 165,928$ – расход газов на котёл, кг/с (см. формулу (2.80)).
 $\vartheta_{ППср} = 642,744$ – средняя температура газов в ПП, °С;

$$\omega_2 = \frac{165,928 \cdot 0,791 \cdot (642,744 + 273)}{34,694 \cdot 273} = 12,632 \text{ м/с.}$$

Оптимальная скорость газов в котле составляет: $\omega_2 = 12-18$ м/с.

Скорость пара в трубках ПП, м/с:

$$\omega_n = \frac{4 \cdot D_{вд} \cdot v_{пара}}{\pi \cdot d_{вн}^2 \cdot m_{тр} \cdot m_{сек}}, \quad (2.126)$$

где $D_{вд} = 28,542$ – паропроизводительность контура высокого давления, кг/с (см. формулу (2.85));

$d_{вн} = 24$ – внутренний диаметр труб, м;

$v_{пара} = f(p_{вд}, t_n^{cp}) = 0,03508$ – удельный объём пара, м³/кг;

$m_{тр} = 68$ – число труб в секции (см. формулу (2.123));

$m_{сек} = 3$ – число секций.

$$\omega_n = \frac{4 \cdot 28,542 \cdot 0,03508}{\pi \cdot 0,024^2 \cdot 68 \cdot 3} = 10,849 \text{ м/с.}$$

2.3.4 Определение поверхности теплообмена одной секции

Площадь поверхности гладкой трубы, м²:

$$F_{2л.тр} = \pi \cdot d_n \cdot l_{тр}, \quad (2.127)$$

где $l_{mp} = 8,968$ – длина трубы, м (см. формулу (2.121));
 $d_n = 0,032$ – наружный диаметр, м (см. таблицу 2.5).

$$F_{гл.тр} = \pi \cdot 0,032 \cdot 8,968 = 0,902 \text{ м}^2.$$

Площадь боковой поверхности ребра, м²:

$$F_{реб} = \frac{\pi}{2} \cdot \left[(d_n + 2 \cdot h_{реб})^2 - d_n^2 \right], \quad (2.128)$$

где $d_n = 0,032$ – наружный диаметр, м (см. таблицу 2.5);
 $h_{реб} = 0,009$ – высота ребра, м (см. таблицу 2.5);

$$F_{реб} = \frac{\pi}{2} \cdot \left[(0,032 + 2 \cdot 0,009)^2 - 0,032^2 \right] = 0,00232 \text{ м}^2.$$

Площадь внутренней торцевой поверхности ребра, м²:

$$F_{вн.реб} = \pi \cdot d_n \cdot \delta_{реб}, \quad (2.129)$$

где $d_n = 0,032$ – наружный диаметр, м (см. таблицу 2.5);
 $\delta_{реб} = 0,001$ – толщина ребра, м (см. таблицу 2.5).

$$F_{вн.реб} = \pi \cdot 0,032 \cdot 0,001 = 0,0001 \text{ м}^2.$$

Площадь наружной торцевой поверхности ребра, м²:

$$F_{н.реб} = \pi \cdot (d_n + 2 \cdot h_{реб}) \cdot \delta_{реб}, \quad (2.130)$$

где $d_n = 0,032$ – наружный диаметр, м (см. таблицу 2.5);
 $h_{реб} = 0,009$ – высота ребра, м (см. таблицу 2.5);
 $\delta_{реб} = 0,001$ – толщина ребра, м (см. таблицу 2.5).

$$F_{н.реб} = \pi \cdot (0,032 + 2 \cdot 0,009) \cdot 0,001 = 0,00016 \text{ м}^2.$$

Площадь поверхности теплообмена оребренной трубы, м²:

$$F_{тр} = F_{гл.тр} + (F_{реб} + F_{н.реб} - F_{вн.реб}) \cdot \frac{l_{mp}}{b_{реб}}, \quad (2.131)$$

где $l_{mp} = 8,968$ – длина трубы, м (см. формулу (2.121));
 $b_{реб} = 0,005$ – шаг ребра, мм (см. таблицу 2.5).

$$F_{mp} = 0,902 + (0,00232 + 0,00016 - 0,0001) \cdot \frac{8,968}{0,005} = 5,161 \text{ м}^2.$$

Площадь поверхности теплообмена одной секции (двух рядов труб), м²:

$$F_{сек} = F_{mp} \cdot m_{mp}, \quad (2.132)$$

где $m_{mp} = 68$ – число труб в секции (см. формулу (2.123)).

$$F_{сек} = 5,161 \cdot 68 = 350,965 \text{ м}^2.$$

2.3.5 Определение площади поверхности теплообмена ППВД

Среднелогарифмический температурный напор пароперегревателя, °С:

$$\Delta t_{ППВД} = \frac{t_{\bar{o}} - t_m}{\ln \left(\frac{t_{\bar{o}}}{t_m} \right)}, \quad (2.133)$$

где $t_m = \vartheta_d - t_{ne}^{e\delta}$ – меньшая разность температур между теплоносителями, для ППВД, °С;

$t_{\bar{o}} = \vartheta_{исп}^{e\delta} - t_{\bar{o}}^{e\delta}$ – большая разность температур между теплоносителями для ППВД.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке, Вт/(м² · К):

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_2}{d_H} \cdot \left(\frac{\omega_2 \cdot d_H}{\nu_2} \right)^{0,6} \cdot Pr_2^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s, \quad (2.134)$$

где λ_2, ν_2, Pr_2 – теплопроводность, Вт/(м · К), кинематическая вязкость, м²/с, число Прандтля для газа принимается по справочным значениям;

C_z – поправка на число поперечных рядов труб по ходу газов;

z_2 – число рядов труб по ходу газа;

C_s – поправка на компоновку пучка;

d_H – наружный диаметр, м.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от стенки к пару, Вт/(м² · К):

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_n}{d_{вн}} \cdot \left(\frac{\omega_n \cdot d_{вн}}{\nu_n} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_n^{0,4}, \quad (2.135)$$

где $\lambda_2, \nu_2, \text{Pr}_2$ – теплопроводность, Вт/(м·К), кинематическая вязкость, м²/с, число Прандтля для газа принимается по справочным значениям.

Коэффициент теплопередачи ПП, Вт/(м² · К):

$$k_{ППВД} = \frac{\alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}, \quad (2.136)$$

Площадь поверхности теплообмена ППВД, м²:

$$F_{ППВД} = \frac{Q_{ППВД} \cdot 10^3}{k_{ППВД} \cdot \Delta t_{ППВД}}, \quad (2.137)$$

Общее число труб ПП, шт.:

$$z_{ППВД} = \frac{F_{ППВД}}{F_{тр}}, \quad (2.138)$$

где $F_{тр} = 7,59$ – площадь поверхности трубы, м².(см. формулу (2.131)).

Число рядов секций ПП по ходу газов, шт.:

$$z_{ППВД} = \frac{F_{ППВД}}{F_{сек} \cdot m_{сек}}, \quad (2.139)$$

где $F_{сек} = 349,143$ – площадь поверхности одной секции, м² (см. формулу (2.132));

$m_{сек} = 3$ – число секций.

Количество рядов труб ППВД по ходу газов, шт.:

$$z_{ППВД} = \frac{F_{ППВД}}{F_{сек} \cdot m_{сек}} \cdot 2. \quad (2.140)$$

2.3.6 Определение площади поверхности теплообмена ИВД

Среднеарифметический температурный напор испарителя, °С, определяется также по формуле (2.128), для которой $t_m = \mathcal{G}_{исп}^{\delta\delta} - t_{\delta}^{\delta\delta}$ и $t_{\delta} = \mathcal{G}_{\delta\delta}^{\delta\delta} - t_{\delta}^{\delta\delta}$.

Аналогичным образом определяется коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке, Вт/(м² · К), по формуле (2.129).

Коэффициентом теплоотдачи конвекцией от стенки к пароводяному рабочему телу можно пренебречь, т.к. в испарителе происходит процесс кипения воды, при котором коэффициент теплоотдачи очень велик, и величина $\frac{1}{\alpha_2}$ стремится к нулю.

Коэффициент теплопередачи испарителя, Вт/(м²·К):

$$k_{ИСПВД} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{тр}}{\lambda_m}}, \quad (2.141)$$

где λ_m – коэффициент теплопроводности, для стали 20.

$$\lambda_m = 50,6 - 0,0263 \cdot (t_{cp}^{cm} - 100), \quad (2.142)$$

Здесь средняя температура стенки, °С:

$$t_{cp}^{cm} = \frac{t_{cp}^{ИВД} + \mathcal{G}_{cp}^{ИВД}}{2}. \quad (2.143)$$

Площадь поверхности теплообмена ИВД, м², и количество рядов труб по ходу газов определяем по формулам (2.137 и 2.140).

2.3.7 Определение площади поверхности теплообмена экономайзера

Среднеарифметический температурный напор испарителя, °С, определяется также по формуле (2.128), для которой $t_m = \mathcal{G}_{\delta\delta}^{\delta\delta} - t_{\delta}^{\delta\delta}$ и $t_{\delta} = \mathcal{G}_{yx}^{\delta\delta} - t_{ng}^{\delta\delta}$.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке для экономайзера, Вт/(м²·К), определяется по формуле (2.129):

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_2}{d_H} \left(\frac{\omega_2 \cdot d_H}{\nu_2} \right)^{0,6} \cdot Pr_2^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s, \quad (2.144)$$

где λ_2, ν_2, Pr_2 – теплопроводность, Вт/(м·К), кинематическая вязкость, м²/с, число Прандтля для газа.

Коэффициент теплопередачи экономайзера, Вт/(м²·К):

$$k_{эк} = \alpha_1. \quad (2.145)$$

Площадь поверхности теплообмена ЭВД, м², и количество рядов труб по ходу газов определяем по формулам (2.137 и 2.140).

2.3.8 Определение площади поверхности теплообмена поверхностей низкого давления

Площади поверхностей ППВД, ИНД, ГПК определяются по зависимостям, рассмотренным в пунктах 2.3.5 – 2.3.7.

Результаты расчётов для двух контуров сведены в таблицу 2.6.

Таблица 2.6 – Результаты конструкторского расчёта

Наименование величины	Обозначение	Значение
Температурный напор ППВД, °С	$\Delta t_{ППВД}$	222,58
Коэффициент теплопередачи ППВД, Вт/(м ² ·К)	$k_{ППВД}$	99,935
Площадь теплообмена ППВД, м ²	$F_{ППВД}$	933,04
Общее число труб ПП, шт.	$z_{ППВД}$	180
Число рядов секций по ходу газов ППВД, шт.	$z_{сек}^{ППВД}$	1
Число рядов труб ПП по ходу газов, шт.	$z_2^{ППВД}$	2
Скорость газа в ППВД, м/с	ω_2	10,336
Скорость пара в трубках ППВД, м/с	ω_n	10,849
Температурный напор ИВД, °С	$\Delta t_{ИВД}$	152,67
Коэффициент теплопередачи ИВД, Вт/(м ² ·К)	$k_{ИВД}$	119,069
Площадь теплообмена ИВД, м ²	$F_{ИВД}$	2253,636
Общее число труб ИВД, шт.	$z_{ИВД}$	436
Число рядов секций по ходу газов ИВД, шт.	$z_{сек}^{ИВД}$	3
Число рядов труб испарителя по ходу газов, шт.	$z_2^{ИВД}$	6
Скорость газа в ИВД, м/с	ω_2	10,336,
Температурный напор экономайзера, °С	$\Delta t_{эк}$	87,30
Коэффициент теплопередачи экономайзера, Вт/(м ² ·К)	$k_{эк}$	101,445
Площадь теплообмена экономайзера, м ²	$F_{эк}$	2065,34

Окончание таблицы 2.6

Наименование величины	Обозначение	Значение
Общее число труб ЭВД, шт.	$z_{ЭК}$	2972
Число рядов секций по ходу газов ЭВД, шт.	$z_{сек}^{ЭК}$	2
Число рядов труб ЭВД по ходу газов, шт.	$z_2^{ЭК}$	4
Скорость газа в ЭВД, м/с	ω_2	8,176
Температурный напор ППНД, °С	$\Delta t_{ППНД}$	44,74
Коэффициент теплопередачи ППНД, Вт/(м ² ·К)	$k_{ППНД}$	60,625
Площадь теплообмена ППНД, м ²	$F_{ППНД}$	549,709
Общее число труб ППНД, шт.	$z_{ППНД}$	106
Число рядов секций по ходу газов ППНД, шт.	$z_{сек}^{ППНД}$	1
Число рядов труб ППНД по ходу газов, шт.	$z_2^{ППНД}$	2
Скорость газа в ППНД, м/с	ω_2	7,44
Скорость пара в трубках ППНД, м/с	ω_n	19,16
Температурный напор ИНД, °С	$\Delta t_{ИНД}$	20,58
Коэффициент теплопередачи ИНД, Вт/(м ² ·К)	$k_{ИНД}$	109,828
Площадь теплообмена ИНД, м ²	$F_{ИНД}$	7212,627
Общее число труб ИНД, шт.	$z_{ИНД}$	1397
Число рядов секций по ходу газов ИНД, шт.	$z_{сек}^{ИНД}$	7
Число рядов труб ИНД по ходу газов, шт.	$z_2^{ИНД}$	14
Скорость газа в ИНД, м/с	ω_2	6,76
Температурный напор ГПК, °С	$\Delta t_{ГПК}$	15,10
Коэффициент теплопередачи ГПК, Вт/(м ² ·К)	$k_{ГПК}$	108,144
Площадь теплообмена ГПК, м ²	$F_{ГПК}$	10795,91
Общее число труб ГПК, шт.	$z_{ГПК}$	2092
Число рядов секций по ходу газов ГПК, шт.	$z_{сек}^{ГПК}$	10
Число рядов труб ГПК по ходу газов, шт.	$z_2^{ГПК}$	20
Скорость газа в ГПК, м/с	ω_2	5,46

Конечным результатом конструкторского расчёта становится определение размеров всех поверхностей нагрева и построение трёхмерной модели котла-утилизатора (рисунок 2.11).



Рисунок 2.11 – 3D-модель котла-утилизатора

2.4 Укрупненный расчет паровой турбины

Расчёт будет производиться в соответствии с методикой [19].
На рисунке 2.12 представлен процесс расширения пара в турбине.

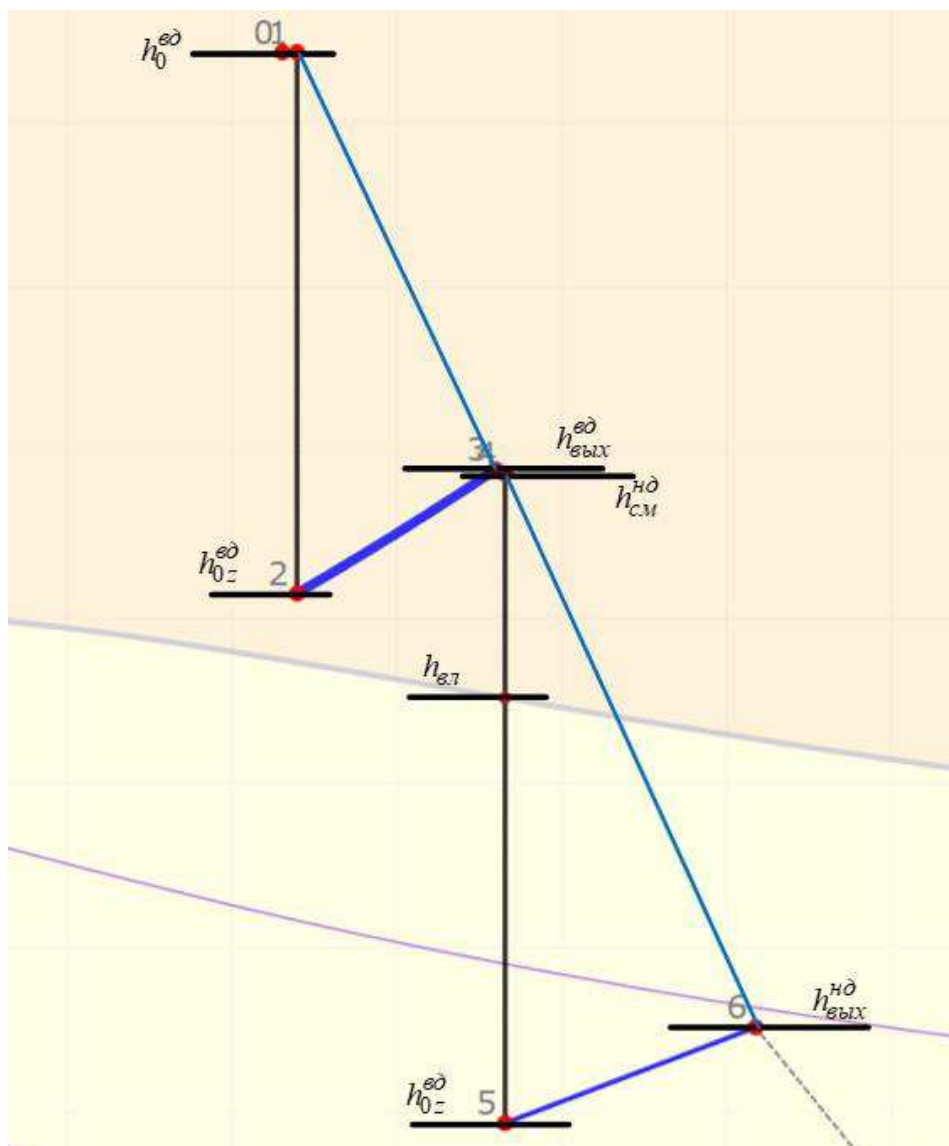


Рисунок 2.12 – Процесс расширения пара в h - s -диаграмме

КПД ЧВД $\eta_{0i}^{ед}$ можно оценить по приближенной эмпирической формуле для группы ступеней малой верности:

$$\eta_{0i}^{ед} = \left(0,92 - \frac{0,5}{D_{вд} \cdot v_{cp}} \right) \cdot \left(1 + \frac{H_0^{ед} - 6 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^4} \right) \cdot k_{вл}, \quad (2.146)$$

где $v_{cp} = (v_0 \cdot v_z)^{0,5}$ – средний удельный объём процесса расширения, м³/кг;

$v_0 = f(0,95 \cdot p_{ед}, h_0^{ед}) = 0,046$ – удельный объём пара на входе в ЧВД с учётом дросселирования пара в регулирующих клапанах, м³/кг;

$v_z = 0,294$ – удельный объём пара на выходе из ЧВД, м³/кг;

$D_{вд} = 28,542$ – паропроизводительность контура высокого давления, кг/с (см. формулу (2.85));

$H_0^{6\partial} = h_0^{6\partial} - h_0^z = 656,607$ – располагаемый теплоперепад группы ступеней, кДж/кг;

$h_0^{6\partial} = 3484,263$ – энтальпия пара на выходе из ППВД при $p_0^{6\partial}$, кДж/кг;

$h_0^z = f(p_{нд}, s_0^{нд}) = 2827,657$ – энтальпия пара за ЧВД теоретического процесса расширения, кДж/кг;

$k_{вл} = 1$ – коэффициент, учитывающий влажность пара.

Тогда получаем:

$$\eta_{0i}^{6\partial} = \left(0,92 - \frac{0,5}{28,542 \cdot 0,116} \right) \cdot \left(1 + \frac{656,607 - 6 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^4} \right) \cdot 1 = 0,771.$$

Использованный теплоперепад, кДж/кг:

$$H_i^{6\partial} = H_0^{6\partial} \cdot \eta_{0i}^{6\partial}, \quad (2.147)$$

где $H_0^{6\partial} = 656,607$ – располагаемый теплоперепад группы ступеней, кДж/кг;

$\eta_{0i}^{6\partial} = 0,771$ – КПД ЧВД.

$$H_i^{6\partial} = 656,607 \cdot 0,771 = 506,348 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия пара на выходе из ЧВД, кДж/кг:

$$h_{вых}^{6\partial} = h_0^{6\partial} - H_i^{6\partial}, \quad (2.148)$$

где $h_0^{6\partial} = 3484,263$ – энтальпия пара на выходе из ППВД при $p_0^{6\partial}$, кДж/кг;

$$h_{вых}^{6\partial} = 3484,263 - 506,348 = 2977,915 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия пара перед ЧНД, кДж/кг:

$$h_{см}^{нд} = \frac{D_{6\partial} \cdot h_{вых}^{6\partial} + (D_{нд} - D_{д}) \cdot h_0^{нд}}{D_{6\partial} + D_{нд} - D_{д}}, \quad (2.149)$$

где $D_{6\partial} = 28,542$ – паропроизводительность контура высокого давления, кг/с (см. формулу (2.85));

$D_{нд} = 7,792$ – паропроизводительность контура высокого давления, кг/с (см. формулу (2.93));

$D_{д} = 0,589$ – расход пара на деаэрактор, кг/с (см. формулу (2.94));

$h_0^{hd} = 2954,124$ – энтальпия пара на выходе из ППНД при p_0^{hd} , кДж/кг.

$$h_{cm}^{hd} = \frac{28,542 \cdot 2977,915 + (7,792 - 0,589) \cdot 2954,124}{28,542 + 7,792 - 0,589} = 2973,121 \text{ кДж/кг.}$$

Для расчета КПД ЧНД воспользуемся эмпирической зависимостью:

$$\eta_{0i}^{hd} = 0,87 \cdot \left(1 + \frac{H_0^{hd} - 400}{10^4} \right) \cdot k_{вл} - \frac{\Delta H_{вс}}{H_0^{hd}}, \quad (2.150)$$

где $H_0^{hd} = h_{cm}^{hd} - h_{0z}^{hd} = 788,048$ – располагаемый теплоперепад ЧНД, кДж/кг;
 $h_{0z}^{hd} = 2185,073$ – энтальпия пара за последней ступенью, кДж/кг;
 $\Delta H_{вс} = 16$ – потери с выходной скоростью, кДж/кг.

Коэффициент, учитывающий влияние влажности:

$$k_{вл} = 1 - 0,4 \cdot (1 - \gamma_{вл}) \cdot (\gamma_0 + \gamma_z) \cdot \left(\frac{H_0^{вл}}{H_0^{hd}} \right), \quad (2.151)$$

где $H_0^{hd} = 788,048$ – располагаемый теплоперепад ЧНД, кДж/кг;

$H_0^{вл} = h_{вл} - h_{0z}^{hd} = 2700,837 - 2185,073 = 515,764$ – располагаемый теплоперепад в зоне влажного пара, кДж/кг;

$\gamma_0 = 0$ – коэффициент влажности перед ЧНД;

$\gamma_z = \gamma_{вл} = 0,155$ – коэффициент влажности в конце процесса расширения.

$$k_{вл} = 1 - 0,4 \cdot (1 - 0,155) \cdot (0 + 0,155) \cdot \left(\frac{515,764}{788,048} \right) = 0,966;$$

$$\eta_{0i}^{hd} = 0,87 \cdot \left(1 + \frac{788,048 - 400}{10^4} \right) \cdot 0,966 - \frac{16}{788,048} = 0,852.$$

Использованный теплоперепад ЧНД, кДж/кг:

$$H_i^{hd} = H_0^{hd} \cdot \eta_{0i}^{hd}, \quad (2.152)$$

где $H_0^{hd} = 788,048$ – располагаемый теплоперепад ЧНД, кДж/кг.

$$H_i^{hd} = 788,048 \cdot 0,852 = 671,779 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия пара в конце процесса расширения, кДж/кг:

$$h_{вых}^{hd} = h_{см}^{hd} - H_i^{hd}, \quad (2.153)$$

где $h_{см}^{hd} = 2973,121$ – энтальпия пара на входе в ЧНД, кДж/кг (см. формулу (2.149)).

$$h_{вых}^{hd} = 2973,121 - 671,779 = 2301,342 \text{ кДж/кг.}$$

Внутренняя мощность паровой турбины, кВт:

$$N_i^{ITT} = D_{вд} \cdot H_i^{вд} + (D_{вд} + D_{нд} - D_{д}) \cdot H_i^{hd}, \quad (2.154)$$

где $D_{вд} = 28,542$ – паропроизводительность контура высокого давления, кг/с (см. формулу (2.85));

$D_{нд} = 7,792$ – паропроизводительность контура высокого давления, кг/с (см. формулу (2.93));

$D_{д} = 0,589$ – расход пара на деаэратор, кг/с (см. формулу (2.94));

$H_i^{вд} = 506,348$ – полезный теплоперепад ЧВД, кДж/кг (см. формулу (2.147));

$H_i^{hd} = 671,779$ – полезный теплоперепад ЧНД, кДж/кг (см. формулу (2.152)).

$$\begin{aligned} N_i^{ITT} &= 28,542 \cdot 506,348 + (28,542 + 7,792 - 0,589) \cdot 671,779 = \\ &= 38464,708 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

Располагаемая мощность паровой турбины, кВт:

$$N_0^{ITT} = D_{вд} \cdot H_0^{вд} + (D_{вд} + D_{нд} - D_{д}) \cdot H_0^{hd}, \quad (2.155)$$

где $D_{вд} = 28,542$ – паропроизводительность контура высокого давления, кг/с (см. формулу (2.85));

$D_{нд} = 7,792$ – паропроизводительность контура высокого давления, кг/с (см. формулу (2.93));

$D_{д} = 0,589$ – расход пара на деаэратор, кг/с (см. формулу (2.94));

$H_0^{вд} = h_0^{вд} - h_0^z = 656,607$ – располагаемый теплоперепад группы ступеней, кДж/кг;

$H_0^{H0} = 788,048$ – располагаемый теплоперепад ЧНД, кДж/кг.

$$N_0^{III} = 28,542 \cdot 656,607 + (28,542 + 7,792 - 0,589) \cdot 788,048 = 46909,372 \text{ кВт.}$$

Мощностной относительный внутренний КПД паровой турбины:

$$\eta_{0i}^{III} = \frac{N_i^{III}}{N_0^{III}} = \frac{38,465}{46,909} = 0,82. \quad (2.156)$$

2.5 Расчёт технико-экономических показателей

Доля теплоты ГТУ, направляемой с выходными газами в котёл-утилизатор:

$$\beta_{ym} = \frac{Q_z^{KY}}{B \cdot Q_p^H}, \quad (2.157)$$

где $Q_z = 115,373$ – тепло, отданное газами в котле, МВт (см. формулу (2.112));
 $Q_p^H = 41,894$ – низшая рабочая теплота сгорания, МДж/м³;
 $B = 4,365$ – расход топлива в камеру сгорания ГТУ, м³/с (см. формулу (2.77)).

$$\beta_{ym} = \frac{115,373}{4,365 \cdot 41,894} = 0,631.$$

Коэффициент относительной мощности ПГУ:

$$K_{IIIY} = \frac{N_{\mathcal{E}}^{ГТУ}}{N_{\mathcal{E}}^{ГТУ} \cdot N_{\mathcal{E}}^{ПТУ}}, \quad (2.158)$$

где $N_{\mathcal{E}}^{ГТУ} = 61,5$ – электрическая мощность ГТУ, МВт;
 $N_{\mathcal{E}}^{ПТУ} = 38,465$ – электрическая мощность ПТУ, МВт (см. формулу (2.154)).

$$K_{IIIY} = \frac{61,5}{61,5 \cdot 38,465} = 0,615.$$

КПД производства электроэнергии ГТУ:

$$\eta_{\text{Э}}^{\text{ГТУ}} = \frac{N_{\text{Э}}^{\text{ГТУ}}}{B \cdot Q_p^h}, \quad (2.159)$$

где $N_{\text{Э}}^{\text{ГТУ}} = 61,5$ – электрическая мощность ГТУ, МВт;

$Q_p^h = 41,894$ – низшая рабочая теплота сгорания, МДж/м³;

$B = 4,365$ – расход топлива в камеру сгорания ГТУ, м³/с (см. формулу (2.77)).

$$\eta_{\text{Э}}^{\text{ГТУ}} = \frac{61,5}{4,365 \cdot 41,894} = 0,336.$$

КПД производства электроэнергии ПТУ:

$$\eta_{\text{Э}}^{\text{ПТУ}} = \frac{N_{\text{Э}}^{\text{ПТУ}}}{Q_{\text{КУ}}}, \quad (2.160)$$

где $N_{\text{Э}}^{\text{ПТУ}} = 38,465$ – электрическая мощность ПТУ, МВт (см. формулу (2.154));

$Q_{\text{КУ}} = 115,373$ – теплота, полученная паром в КУ, МВт (см. формулу (2.111)).

$$\eta_{\text{Э}}^{\text{ПТУ}} = \frac{38,465}{115,373} = 0,333.$$

КПД производства электроэнергии ПГУ:

$$\eta_{\text{Э}}^{\text{ПГУ}} = \frac{N_{\text{Э}}^{\text{ГТУ}} + N_{\text{Э}}^{\text{ПТУ}}}{B \cdot Q_p^h}, \quad (2.161)$$

где $N_{\text{Э}}^{\text{ГТУ}} = 61,5$ – электрическая мощность ГТУ, МВт;

$N_{\text{Э}}^{\text{ПТУ}} = 38,465$ – электрическая мощность ПТУ, МВт (см. формулу (2.154));

$Q_p^h = 41,894$ – низшая рабочая теплота сгорания, МДж/м³;

$B = 4,365$ – расход топлива в камеру сгорания ГТУ, м³/с (см. формулу (2.77)).

$$\eta_{\text{Э}}^{\text{ПГУ}} = \frac{61,5 + 38,465}{4,365 \cdot 41,894} = 0,547.$$

Удельный расход топлива на единицу производимой электроэнергии, кг/(кВт·ч):

$$b_{\text{Э}}^{\text{ПГУ}} = \frac{0,123}{\eta_{\text{Э}}^{\text{ПГУ}}} = 0,225 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}. \quad (2.162)$$

3 Экологическая часть проекта

Поскольку в дымовых газах парогазовых установок отсутствуют твёрдые частицы, а сера из топлива удаляется на этапе подготовки к сжиганию, основными загрязняющими веществами, выбрасываемыми в атмосферу, являются оксиды азота.

Экологический расчёт будет состоять из определения выбросов оксидов азота и необходимой высоты дымовой трубы [22].

3.1 Расчёт выбросов оксидов азота

Суммарное количество выбрасываемых в атмосферу NO_x определяется по следующей зависимости, г/с:

$$M_{NO_x} = C_{NO_x} \cdot V_{CG} \cdot B \cdot K_n, \quad (3.1)$$

где C_{NO_x} – концентрация оксидов азота в газах за ГТ, мг/нм³;

V_{CG} – объём сухих дымовых газов за турбиной, м³/ м³;

$B = 15,714$ – расход топлива в КС, тыс. м³/ч;

$K_n = 0,278 \cdot 10^{-3}$ – коэффициент пересчёта.

Определим недостающие величины. Концентрация NO_x без учёта впрыска воды:

$$C_{NO_x}^{\text{СУХ}} = a \cdot K_T \cdot K_P, \quad (3.2)$$

где $a = 6,2$ – коэффициент учёта вида топлива и типа камеры сгорания (для микрофакельных горелок)

$K_T = 6$ – коэффициент учёта температуры газов перед ГТ;

K_P – коэффициент, характеризующий зависимость концентрации оксидов азота от давления в камере сгорания. Определяется как:

$$K_P = \frac{16 \cdot P_E - 0,23}{6 \cdot P_E - 0,77}, \quad (3.3)$$

где $P_E = 1,56$ – давление в камере сгорания, МПа.

$$K_P = \frac{16 \cdot 1,56 - 0,23}{6 \cdot 1,56 - 0,77} = 2,879;$$

$$C_{NO_x}^{СУХ} = 6,2 \cdot 6 \cdot 2,879 = 107,096 \text{ мг/нм}^3.$$

Концентрация NO_x с учётом впрыска воды:

$$C_{NO_x} = \frac{C_{NO_x}^{СУХ}}{K_{вл}}, \quad (3.4)$$

где $K_{вл} = 4$ – коэффициент учёта расхода влаги в зону горения.

$$C_{NO_x} = \frac{107,096}{4} = 26,774 \text{ мг/нм}^3.$$

Объём сухих дымовых газов за турбиной, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V_{CG} = (V_G^0 - V_{H_2O}^0) + (\alpha - 1) \cdot V^0, \quad (3.5)$$

где $V_G^0 = 12,349$ – теоретический объём продуктов сгорания $\text{м}^3/\text{м}^3$;

$V_{H_2O}^0 = 2,371$ – теоретический объём водяных паров, $\text{м}^3/\text{м}^3$;

$V^0 = 11,037$ – теоретический объём воздуха, $\text{м}^3/\text{м}^3$;

$\alpha = 2,237$ – коэффициент избытка воздуха

$$V_{CG} = (12,349 - 2,371) + (2,237 - 1) \cdot 11,037 = 23,633 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Возвращаясь к формуле (3.1), определяем величину выбросов:

$$M_{NO_x} = 26,774 \cdot 23,633 \cdot 15,714 \cdot 0,278 \cdot 10^{-3} = 2,479 \text{ г/с.}$$

3.2 Расчёт высоты дымовой трубы

Минимально допустимая высота дымовых труб, м:

$$H = \sqrt{\frac{A \cdot M \cdot F \cdot m}{C_{нд}}} \cdot \sqrt{\frac{n}{V \cdot \Delta T}}, \quad (3.6)$$

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

M – суммарный выброс оксидов азота, г/с;

$M = 2,479$ – выбросы оксидов азота, г/с;

$F_{NO_2} = 1$ – безразмерный коэффициент, учитывающий характер выбрасываемых загрязнений (для оксидов азота);

$m = 0,9$ – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние скоростей выхода газов из устья трубы (для 25 м/с);

$n = 1$ – число труб одинаковой высоты;

$V = 330,78$ – суммарный объём дымовых газов, выбрасываемых из труб (для двух блоков), м³/с;

$\Delta T = \vartheta_{yx} - t_g = 71,076 - 19 = 52,076$ – разность температур уходящих из трубы газов и окружающего воздуха, °С;

$C_{нд}^{NO_2} = 0,084$ – предельно допустимая концентрация оксидов азота, мг/м³.

Тогда:

$$H_{NO_2} = \sqrt{\frac{200 \cdot 2,479 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 0,9}{0,084}} \cdot \sqrt{\frac{1}{330,78 \cdot 52,076}} = 20,282 \text{ м.}$$

Выбираем высоту трубы из стандартных значений – 33,8 м [23].

Определим диаметр устья дымовой трубы, м:

$$d_0 = 0,0188 \cdot \sqrt{\frac{V \cdot 3600}{\omega_0}}, \quad (3.7)$$

где $V = 330,78$ – объём дымовых газов на выходе из трубы, м³/с;

$\omega_0 = 25$ – скорость газов в выходном сечении трубы, м/с.

Тогда:

$$d_0 = 0,0188 \cdot \sqrt{\frac{330,78 \cdot 3600}{25}} = 4,103 \text{ м.}$$

Эффективная высота дымовой трубы, м:

$$H_{\text{эф}} = H + \Delta H, \quad (3.8)$$

где ΔH – высота подъёма факела дымовой трубы, м.

$$\Delta H = 1,9 \cdot \frac{d_0 \cdot \omega_0}{V \cdot \varphi}, \quad (3.9)$$

где $d_0 = 4,2$ – диаметр устья дымовой трубы, м;

$V = 2$ – скорость ветра на высоте 10 метров над уровнем земли, м/с;

$\varphi = 1,42$ – коэффициент, учитывающий возрастание скорости ветра с высотой трубы;

$\omega_0 = 25$ – скорость газов в выходном сечении трубы, м/с.

$$\Delta H = 1,9 \cdot \frac{4,2 \cdot 25}{2 \cdot 1,42} = 70,246 \text{ м;}$$

$$H_{\text{эф}} = 33,8 + 70,246 = 104,046 \text{ м.}$$

Максимальная приземная концентрация, мг/м³:

$$C_m = \frac{A \cdot M \cdot F \cdot m \cdot n}{H_{\text{от}}^2 \cdot \sqrt[3]{V \cdot \Delta T}}, \quad (3.10)$$

где $A = 200$ – (см. формулу (3.6));

$M = 2,479$ – выбросы оксидов азота, г/с (см. формулу (3.6));

$F_{\text{NO}_2} = 1$ – (см. формулу (3.6));

$m = 0,9$ – (см. формулу (3.6));

$n = 1$ – (см. формулу (3.6));

$V = 330,78$ – суммарный объём дымовых газов, выбрасываемых из труб (для двух блоков), м³/с (см. формулу (3.6));

$\Delta T = 52,076$ – разность температур уходящих из трубы газов и окружающего воздуха, °С (см. формулу (3.6)). Тогда:

$$C_m = \frac{200 \cdot 2,479 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 1}{33,8^2 \cdot \sqrt[3]{330,78 \cdot 52,076}} = 0,038 \text{ мг/м}^3.$$

Значение приземной концентрации не превышает допустимых значений $C_{нд}^{NO_2} = 0,084 \text{ мг/м}^3$.

4 Выбор вспомогательного оборудования и основного оборудования электроцеха

4.1 Выбор электрооборудования

Помимо тепломеханического, к основному оборудованию электростанций также относят генераторы и трансформаторы.

Генераторы выбираются исходя из их активной мощности, а трансформаторы – полной мощности [24].

Состав основного оборудования электроцеха представлен в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Состав основного оборудования электроцеха

Оборудование		Обозначение
Генератор	ГТ	ТФ-65
	ПТ	Т-50-2
Трансформатор	ГТ	ТД-80000/220
	ПТ	ТРДЦН-63000/220

4.2 Разработка электрических схем

На рисунке 4.1 представлена структурная схема производства электроэнергии.

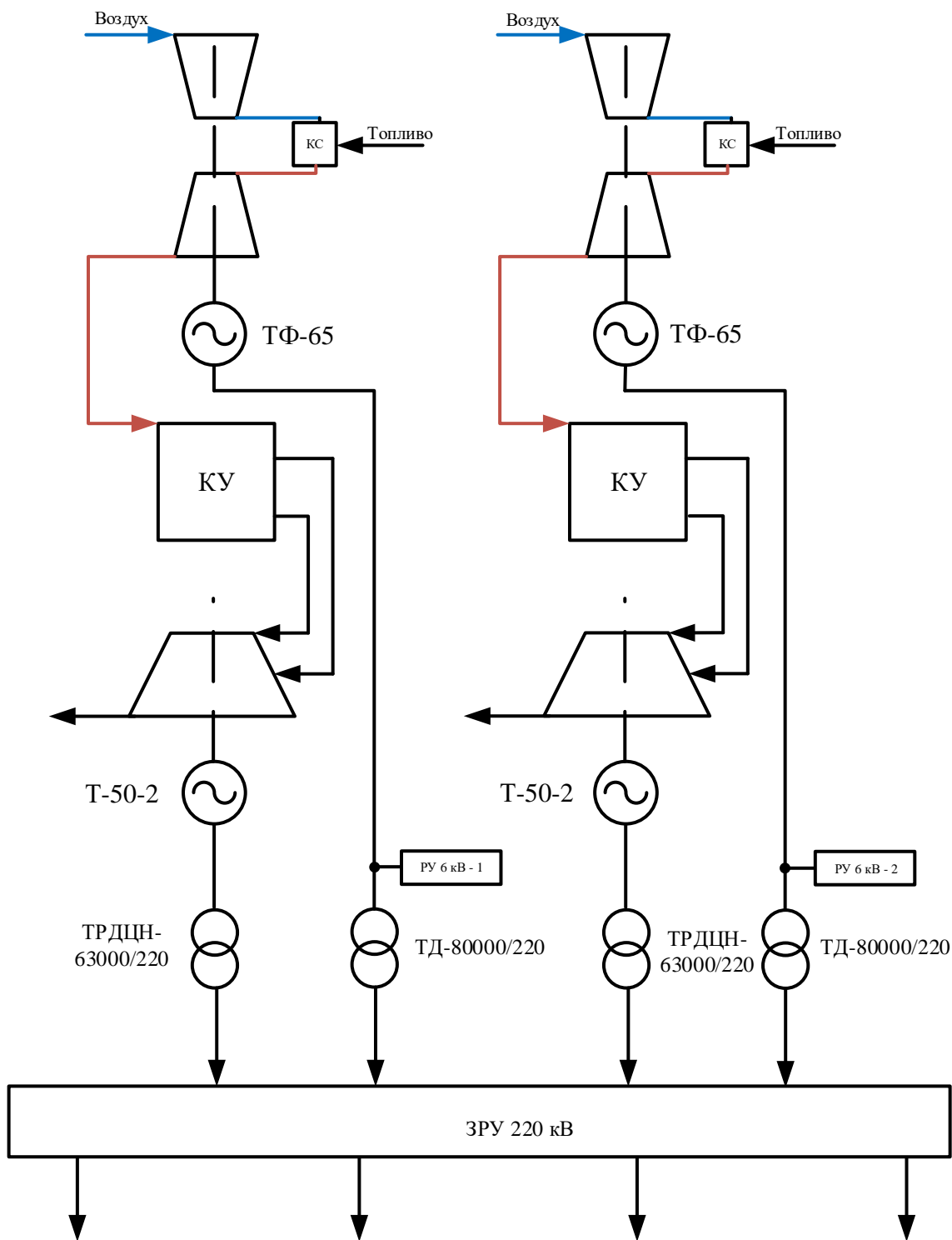


Рисунок 4.1 – Структурная схема ТЭС

На рисунке 4.2 представлена схема собственных нужд электростанции.

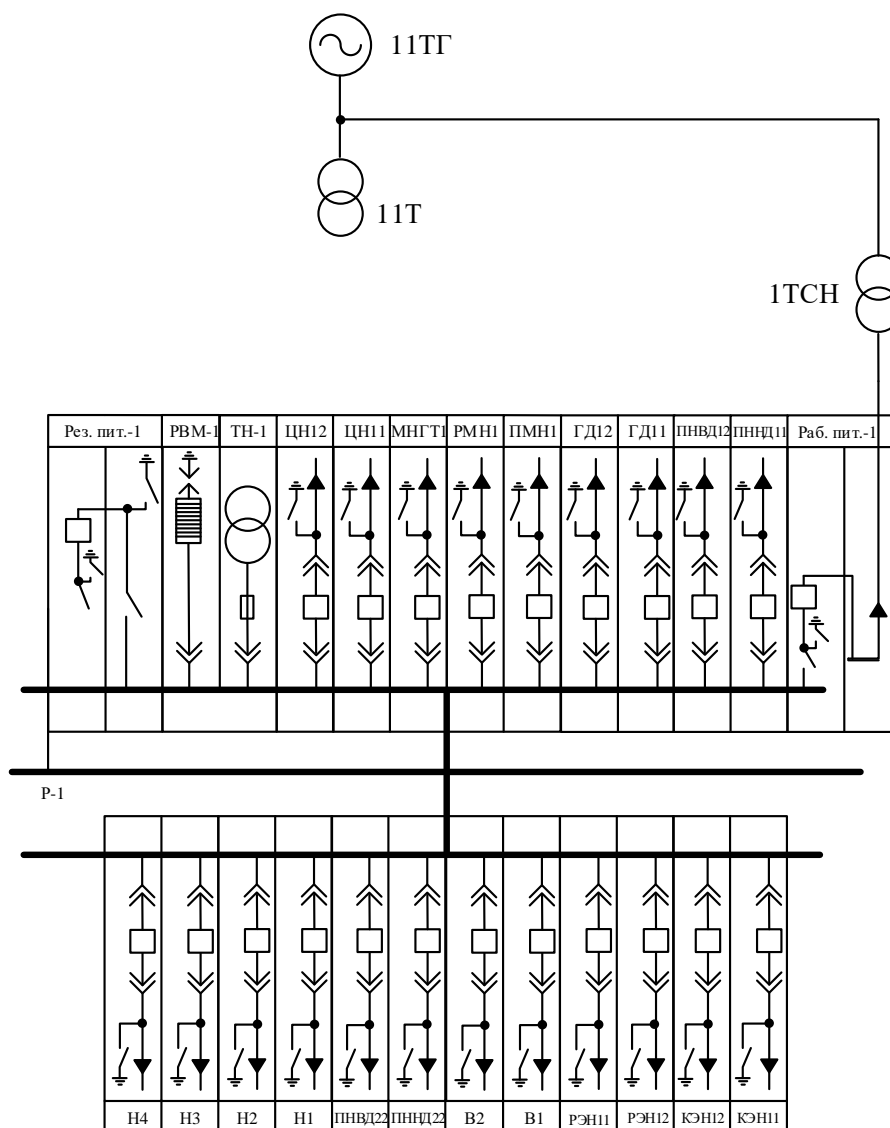


Рисунок 4.2 – Схема собственных нужд 6 кВ

На третьем листе графической части представлена схема выдачи электрической мощности.

4.3 Выбор вспомогательного оборудования

К вспомогательному оборудованию относятся различные насосы, вентиляторы и прочее оборудование собственных нужд.

Выбор насосов осуществляется по необходимым значениям напора и производительности [26]. Выбранные ПН, КН, ЦН приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Выбор вспомогательного оборудования

Тип насоса	Количество	Марка
Конденсатный	2×100%	8КсД-5×3
Питательный низкого давления	2×100%	Д160-112а
Питательный высокого давления	2×100%	ПЭ-150-95
Циркуляционный	2×50%	ОП2-87

Деаэратор выбирается по расходу деаэрируемой воды и давлению. В данном случае выбираем ДСП-160.

Выбор градирен осуществляется по расходу охлаждающей воды, м³/ч:

$$D_{ос} = \frac{m \cdot (D_{вод} + D_{вод} - D_{Д})}{\rho_в} \cdot 3600, \quad (4.1)$$

где $m = 100$ – кратность охлаждения для оборотных систем с градирнями;
 $D_{вод} + D_{вод} - D_{Д} = 35,745$ – расход пара на конденсатор, кг/с;
 $\rho_в = 1000$ – плотность воды, кг/ м³. Тогда:

$$D_{ос} = \frac{100 \cdot 35,745}{1000} \cdot 3600 = 14154,9 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

На такую производительность подходит вентиляторная градирня КДВ 20×20 в количестве двух штук на блок. Выбор обусловлен возможностью таких градирен работать в диапазоне температур от –60 до +60°С за счёт наличия мер противообледенения, а также лёгкостью в монтаже (в сравнении с башенными) [25].

5 Анализ чувствительность проекта

Анализ чувствительность проводится для определения фактора с наибольшим влиянием на инвестиционную привлекательность проекта. Произведём расчёт основных показателей экономической эффективности при уточнённых значениях КПД газовой турбины, расход топлива и отпущенной э/э.

Чистый дисконтированный доход, млн руб.:

$$\text{ЧДД} = \left[\left((T_э - U_{отп}^э) \cdot W_{отп} + U_{ам} \right) \cdot \frac{1}{(1 + 0,14)^n} \right] \cdot K, \quad (5.1)$$

где $K = 15479$ – капитальные затраты на строительство, млн руб.;
 $U_{отп}^э = 2,13$ – себестоимость отпущенной электроэнергии, руб/кВт·ч;
 $U_{ам} = 1031,93$ – амортизационные отчисления, млн руб.;
 $W_{отп} = 1353912$ – годовой отпуск электроэнергии с шин станции, МВт·ч;
 n – номер года;
 $T_э = 4,55$ – тариф на отпущенный кВт·ч (по нынешнему тарифу), руб/кВт·ч;

Чистый денежный поток по отпуску э/э, млн руб.:

$$ЧДП = (T_{\text{э}} - U_{\text{отп}}^{\text{э}}) \cdot W_{\text{отп}}, \quad (5.2)$$

Результаты расчёта показателей эффективности приведены в таблице А.1.

Результаты анализа чувствительности приведены в таблице 5.1 и 5.2.

Таблица 5.1 – Результаты анализа чувствительности в абсолютных величинах

Фактор	-30%	-20%	-10%	0	10%	20%	30%
Тариф на э/э	-3457,04	-490,88	2475,29	5 864,21	8407,61	11373,78	14339,94
Цена топлива	5593,62	5542,90	5492,17	5 864,21	5390,73	5340,00	5289,28
Капитальные вложения	12078,30	9866,02	7653,73	5 864,21	3229,17	1016,89	-1195,40
Норма дисконта	10783,76	8779,58	7010,01	5 864,21	4045,77	2799,33	1682,19

Таблица 5.2 – Результаты анализа чувствительности в относительных величинах

Фактор	-30%	-20%	-10%	0	10%	20%	30%
Тариф на э/э	-164%	-109%	-55%	0%	55%	109%	164%
Цена топлива	3%	2%	1%	0%	-1%	-2%	-3%
Капитальные вложения	122%	81%	41%	0%	-41%	-81%	-122%
Норма дисконта	98%	61%	29%	0%	-26%	-49%	-69%

Графическое изображение результатов представлено на рисунке 5.1.

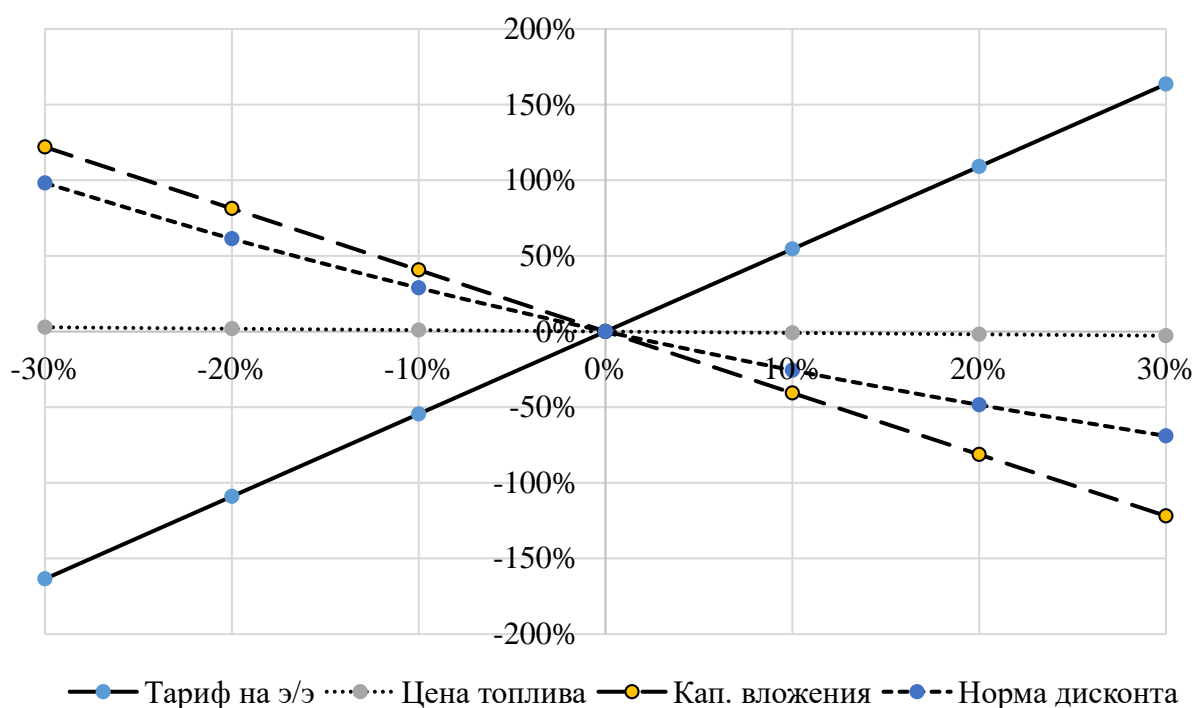


Рисунок 5.1 – Анализ чувствительности критерия NPV

Финансовый профиль проекта представлен в приложении А на рисунке А.1.

6 Генеральный план станции

Генеральный план представляет собой лист графической части с изображением всех зданий и сооружений, находящихся в пределах электростанции, а также расстояние между основными объектами.

Генеральный план ПГУ-110 представлен на шестом листе графической части.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По итогу выполнения работы был выбран состав основного оборудования:

- газовая турбина ГТЭ-65;
- котёл утилизатор Е-114/16-8,1/0,7-535/218-3,8;
- паровая турбина КТ-36/33-7,5/0,12;
- генератор газовой турбины ТФ-65;
- силовой трансформатор газовой турбины ТД-80000/220;
- генератор паровой турбины Т-50-2;
- силовой трансформатор паровой турбины ТРДЦН-63000/220.

Разработанная схема подготовки ПНГ и принципиальная схема блока ПГУ представлены на листах графической части 1 и 2.

Результатом теплового расчёта газовой турбины стал КПД ГТУ с учётом охлаждения лопаток первых ступеней 0,342 и расход топлива в камеру сгорания 4,365 м³/с.

Тепловой расчёт котла-утилизатора на расчётные параметры газов за ГТ завершился определением КПД КУ 0,899 и паропроизводительности контура высокого давления 102,75 и низкого давления 28,05 т/ч.

В ходе конструкторского расчёта были определены новые значения числа рядов секций в каждой из поверхностей нагрева и испарения. Результаты представлены в таблице 2.6.

Результатом укрупнённого расчёта паровой турбины стал внутренний относительный КПД 0,82 и внутренняя мощность турбины на расчётных параметрах 38,465 МВт.

Технико-экономические показатели для данной ПГУ:

- КПД ПГУ: 0,547;
- УРУТ: 0,225 кг/кВт·ч.

Расчёт выбросов оксидов азота и дымовой трубы показал, что приземная концентрация NO_x не превышает допустимого значения в 0,084 мг/м³.

Также были определены показатели эффективности строительства на значения, определённые в ходе работы. В результате было получено значение чистого дисконтированного дохода (NPV) 5864,21 млн руб. и дисконтированный срок окупаемости 7,6 лет.

В конечном итоге получаем, что утилизация попутного газа в парогазовых установках выгодна как с экономической, так и с практической точки зрения. Такой проект привлекателен для инвесторов за счёт высокой внутренней нормы доходности, а также способствует улучшению экологической обстановки в регионе, благодаря снижению доли факельного сжигания ПНГ на месторождении.

Использование попутного газа для выработки электрической мощности является перспективным направлением развития топливно-энергетического

комплекса. Строительство электростанций на таком дешёвом топливе, как ПНГ, в северных и дальневосточных регионах способствует развитию промышленности и других сфер человеческой жизни.

Список использованных источников

1. Книжников, А. Ю. Проблемы и перспективы использования попутного нефтяного газа в России / А.Ю. Книжников, А.М. Ильин // Всемирный фонд дикой природы (WWF). – Москва ; Москва, 2017 год – С. 32;
2. Аджиев, А. Ю. Подготовка и переработка попутного нефтяного газа в России: в 2 ч. Ч. 2 : / А.Ю. Аджиев, П.А. Пуртов. – Краснодар : ЭДВИ, 2014. – 504 с;
3. Об особенностях исчисления платы за негативное воздействие на окружающую среду при выбросах в атмосферный воздух загрязняющих веществ, образующихся при сжигании на факельных установках и (или) рассеивании попутного нефтяного газа : постановление Правительства Российской Федерации от 8 ноября 2012 г. N 1148;
4. Воеводкин, Д. А. Рациональное использование вторичных ресурсов в экономике нефтегазового хозяйства / Д.А. Воеводкин, В.А. Скрипниченко // Вестник Северного (Арктического) федерального университета. – 2013. – №4 – С. 20;
5. Зернов, В. И. Мероприятия по рациональному использованию попутного газа на Центральном блоке Талаканского нефтегазоконденсатного месторождения / В.И. Зернов, А.О. Пашков, Д.А. Чичуа, А.В. Кузнецов, А.С. Михайловский // Международный научный журнал «Молодой ученый» – 2020. – № 8 (298). – С. 30;
6. О Стратегии социально-экономического развития Республики Саха (Якутия) до 2032 года с целевым видением до 2050 года (с изменениями на 18 июня 2020 года) [Электронный ресурс] : закон республики Саха (Якутия). – Якутск. – Режим доступа: <https://docs.cntd.ru/document/550299670>;
7. Доклад о человеческом развитии в Российской Федерации за 2016 год (Цели устойчивого развития. ООН и Россия) / под ред. С.Н. Бобылева, Л.М. Григорьева. — М.: Аналитический центр при Правительстве Российской Федерации, 2016. – 298 с;
8. Схема теплоснабжения муниципального образования «посёлок Пеледуй» Ленского района республики Саха (Якутия) до 2029 года [Электронный ресурс] : проект – посёлок Пеледуй. – Режим доступа: <https://btfr.cc/zew>;
9. Барановский, В. В., Технико-экономическое обоснование создания тепловых электрических станций. Часть 1: учебное пособие / В.В. Барановский, Т.Ю. Короткова. – Санкт-Петербург : ВШТЭ СПбГУПТД, 2018. – 29 с;
10. Зубова, М. В. Оценка экономической эффективности инвестиций в энергетические объекты: учебно-методическое пособие [Электронный ресурс] / М.В. Зубова, И. А. Астраханцева, В.А. Финоченко. – Красноярск : Сиб. федер. ун-т, 2017. – 55 с;
11. Тепловые электрические станции: учебник для вузов / В. Д. Буров [и др.] ; под ред. В. М. Лавыгина [и др.] – 3-е изд., стереотип. – Москва : Издательский дом МЭИ, 2009. – 466 с;

12. Цанев, С. В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций : учебник для вузов / С. В. Цанев, В. Д. Буров, А. Н. Ремезов ; под ред. С. В. Цанева. – Москва : Изд-во МЭИ, 2002. – 584 с;
13. Матвеева, А. А. Расчет показателей экономичности газотурбинных и парогазовых установок: методическое пособие по курсовому проектированию / А.А. Матвеева. – Томск : Изд. ТПУ, 2014. – 40 с;
14. Степанов, И. Р. Парогазовые установки. Основы теории, применение и перспективы: учебник / И.Р. Степанов. – Апатиты – 2000. – 166 с;
15. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (учебно-методическое обеспечение самостоятельной работы студентов (курсовое проектирование)): учебное пособие / Е. А. Бойко, Т. И. Охорзина, П. В. Шишмарев, Л. Н. Подборский. – Красноярск : СФУ, 2008. – 125 с;
16. Подборский, Л.Н. Газотурбинные и парогазовые установки электростанций: метод. пособие к курсовому проектированию / Сиб. федер. ун-т; сост. Л.Н. Подборский. – Красноярск : СФУ, 2015. – 53 с;
17. Коршак, А.А. Основы нефтегазового дела: Учебник / А.А. Коршак, А.М. Шаммазов. — Уфа : ДизайнПолиграфСервис, 2002. – 544 с;
18. Сбор и промысловая подготовка газа на северных месторождениях России / А.И. Гриценко, В.А. Истомина, А.Н. Кульков, Р.С. Сулейманов. – М.: Недра, 1997. – 473 с.;
19. Подборский, Л.Н. Тепловые двигатели: Методическое пособие к курсовому проектированию / сост. Л. Н. Подборский. – Красноярск : ИПК СФУ, 2018. – 150 с.
20. ООО «Научно-исследовательский и проектный институт по обустройству нефтяных и газовых месторождений» – УООГ модульная установка адсорбционной осушки и отбензинивания природного и попутного нефтяного газа. [сайт]. – 2021. – Режим доступа: <http://nipi-ongm.ru/engineering/delivery-of-the-equipment/installation-preparation-purification-and-utilization-of-natural-and-associated-petroleum-gas/uoog-modular-installation-of-the-adsorption-drying-and-otbenzinivaniya-of-natural-and-associated-oil/>;
21. Сероводород в природном и попутном нефтяном газе – Очистка природного и попутного нефтяного газа от сероводорода методом «Sulfurex». [сайт]. – 2021. – Режим доступа: <http://www.h2s.su/index.php-p%3Dsulfur.htm>;
22. Прокопова, Л. В. Экологические проблемы при производстве электрической и тепловой энергии: практикум / Л.В. Прокопова, Ю.В. Волков. – Санкт-Петербург : ВШТЭ СПбГУПТД, 2019. – 101 с.: ил. 18;
23. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы. Аэродинамический расчёт котельных установок: Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 71 с;
24. Рожкова, Л. Д. Электрооборудование станций и подстанций: учебник для техникумов / Л.Д. Рожкова, В.С. Козулин ; – 2-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1980. – 600 с., ил;
25. Технологический каталог – Башенные градирни. Вентиляторные градирни. Технологическое оборудование и комплектующие [сайт] – 2021. –

Режим доступа:
<https://gradirni.org/upload/iblock/9dc/9dcd8cbe91f94614fb90a7f91c1228c9.pdf>

26. Цыганок, А. П. Методическое пособие по проектированию ТЭС : методическое пособие для вузов / А.П. Цыганок. – Красноярск : ИПК СФУ, 2017. – 138 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица А.1 – Расчёт показателей экономической эффективности проекта

Период	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Денежный поток по инвестиционной деятельности	-15479,0															
Тариф на э/э, руб./МВт·ч		4,5500														
Выручка от реализации, млн. руб		6160,3														
Расчётные затраты млн.руб.		2884,1														
Стоимость фондов на начало года		15479,0	14447,1	13415,1	12383,2	11351,3	10319,3	9287,4	8255,5	7223,5	6191,6	5159,7	4127,7	3095,8	2063,9	1031,9
Стоимость фондов на конец года		14447,1	13415,1	12383,2	11351,3	10319,3	9287,4	8255,5	7223,5	6191,6	5159,7	4127,7	3095,8	2063,9	1031,9	0,0

Продолжение таблицы А.1

Период	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Среднегодовая стоимость фондов		14963,0	13931,1	12899,2	11867,2	10835,3	9803,4	8771,4	7739,5	6707,6	5675,6	4643,7	3611,8	2579,8	1547,9	516,0
Налог на имущество		329,2	306,5	283,8	261,1	238,4	215,7	193,0	170,3	147,6	124,9	102,2	79,5	56,8	34,1	11,4
Доход от основной деятельности, млн. руб		3276,2	3276,2	3276,2	3276,2	3276,2	3276,2	3276,2	3276,2	3276,2	3276,2	3276,2	3276,2	3276,2	3276,2	3276,2
Налогооблагаемая прибыль		2947,0	2969,7	2992,4	3015,1	3037,8	3060,5	3083,2	3105,9	3128,6	3151,3	3174,0	3196,7	3219,4	3242,1	3264,8
Налог на прибыль по ставке 20%, млн. руб		589,4	593,9	598,5	603,0	607,6	612,1	616,6	621,2	625,7	630,3	634,8	639,3	643,9	648,4	653,0
Чистая прибыль, млн. руб		2357,6	2375,8	2393,9	2412,1	2430,2	2448,4	2466,6	2484,7	2502,9	2521,0	2539,2	2557,4	2575,5	2593,7	2611,9
Амортизационные отчисления		1031,9	1031,9	1031,9	1031,9	1031,9	1031,9	1031,9	1031,9	1031,9	1031,9	1031,9	1031,9	1031,9	1031,9	1031,9

Окончание таблицы А.1

Период	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Сальдо от операционной деятельности	0,0	3389,5	3407,7	3425,8	3444,0	3462,2	3480,3	3498,5	3516,7	3534,8	3553,0	3571,1	3589,3	3607,5	3625,6	3643,8
Чистый денежный поток ЧДП, млн. руб	-15479,0	3389,5	3407,7	3425,8	3444,0	3462,2	3480,3	3498,5	3516,7	3534,8	3553,0	3571,1	3589,3	3607,5	3625,6	3643,8
ЧДП нарастающим итогом (ЧДПНИ)	-15479,0	-12089,5	-8681,8	-5255,9	-1811,9	1650,2	5130,6	8629,1	12145,7	15680,5	19233,5	22804,7	26394,0	30001,4	33627,1	37270,9
Дисконтированный денежный поток ДДП	-15479,0	2973,3	2622,1	2312,3	2039,1	1798,1	1585,6	1398,1	1232,8	1087,0	958,4	845,0	745,0	656,8	579,0	510,5
ДДП нарастающим итогом (ДДПНИ)	-15479,0	-12505,7	-9883,6	-7571,3	-5532,2	-3734,0	-2148,4	-750,3	482,5	1569,5	2527,9	3372,9	4117,9	4774,7	5353,7	5864,2
Чистый дисконтированный доход NPV, млн. руб.							5 864,21									
Внутренняя норма доходности IRR, %							21,08									
Индекс доходности дисконтированных инвестиций DPI							1,38									
Дисконтированный срок окупаемости DPP, лет							7,6									

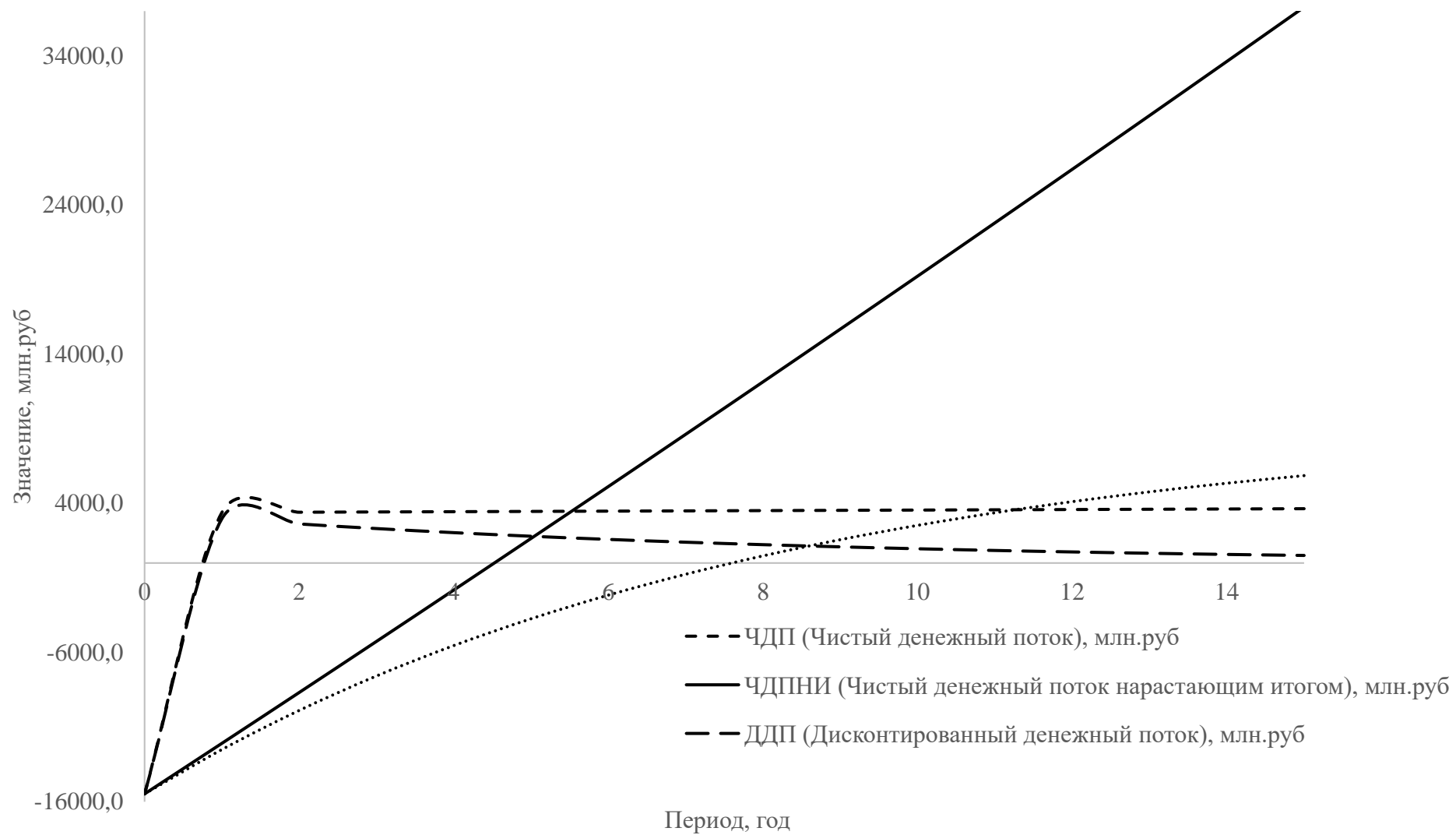


Рисунок А.1 – Финансовый профиль проекта

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

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« _____ »

20 ____ г

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код-наименование направления

Проект расширения Талаканской ГТЭС «Сургутнефтегаз»

тема

Руководитель

Подборский 24.06.21 *кафедра механики*
подпись, дата должность, ученая степень

Л.Н. Подборский

инициалы, фамилия

Выпускник

Азанов 24.06.21
подпись, дата

К.Е. Азанов

инициалы, фамилия

Технический контроль

Бойко 15.06.21
подпись, дата

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

Шишмарёв 25.06.21
подпись, дата

П.В. Шишмарёв

инициалы, фамилия

Красноярск 2021