

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

2020 г.

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

---

код – наименование направления

Проект расширения Красноярской ТЭЦ-2

---

тема

Руководитель

---

дата, подпись

доцент, к.т.н

---

должность, ученая степень

С.В. Пачковский

---

инициалы, фамилия

Выпускник

---

дата, подпись

Е.С. Мазаев

---

инициалы, фамилия

Технический контроль

---

дата, подпись

Е.А. Бойко

---

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

---

дата, подпись

П.В. Шишмарев

---

инициалы, фамилия

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

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

подпись

ициалы, фамилия

« 21 » мая 2020 г.

**ЗАДАНИЕ**  
**НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ**  
**в форме бакалаврской работы**

Студенту Мазаеву Евгению Сергеевичу  
фамилия, имя, отчество студента

Группа ФЭ16-01Б Направление 13.03.01  
номер код

Теплоэнергетика и теплотехника  
наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект расширения  
Красноярской ТЭЦ-2

Утверждена приказом по университету № 746/с от 27 янв. 2020 г.

Руководитель ВКР Пачковский С.В., доцент кафедры ТЭС, к.т.н., ПИ СФУ  
фамилия, инициалы, должность, ученое звание и место работы

Исходные данные для ВКР Электрическая нагрузка 115 МВт, тепловая  
нагрузка 110 Гкал/ч, топливо – синтез–газ при газификации Бородинского  
угля.

Перечень разделов ВКР обоснование технического решения, технико-эко-  
номические показатели расчет газификации угля, тепловой расчет ГТУ,  
тепловой и конструкторский расчет котла–utiлизатора, укрупнений расчет  
паровой турбины, общая часть, экологическая часть, экономическая часть.

Перечень графического материала:

Лист 1. Принципиальная тепловая схема блока;

Лист 2. Генеральный план;

Лист 3. Паровая турбина Т-25/34-3,4/0,12 ;

Лист 4. Компоновка главного корпуса энергоблока 115 МВт

Лист 5. Котел–utiлизатор Пр-75-4,0-440 Д

Руководитель ВКР

подпись

С.В. Пачковский

инициалы, фамилия

Задание принял к исполнению

подпись

Е.С. Мазаев

инициалы, фамилия

« 21 » мая 2020 г.

## **РЕФЕРАТ**

Дипломный проект по теме «Проект расширения Красноярской ТЭЦ-2» выполнен на 5 листах графической части и 81 страницах расчетно-пояснительной записи.

Ключевые слова: СИНТЕЗ-ГАЗ, ГАЗИФИКАТОР, ГАЗОВАЯ ТУРБИНА, КОТЕЛ-УТИЛИЗАТОР, ПАРОВАЯ ТУРБИНА, ТЕПЛОВАЯ СХЕМА.

Цель работы – увеличение отпуска тепла и электроэнергии на Красноярской ТЭЦ-2.

Задачей является провести расширение Красноярской ТЭЦ-2 посредством монтажа нового оборудования, работающего с минимальными выбросами в окружающую среду

В качестве такой установки выбрана парогазовая установка с утилизацией уходящих газов в котле-утилизаторе, работающей на синтез-газе бородинского бурого угля.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1 Обоснование базовой технологии проекта.....	6
1.1 Блок ССКП .....	6
1.2 Традиционный энергоблок с CCS .....	11
1.3 ПГУ-ВЦГ.....	12
2 Технико-экономические показатели .....	15
2.1 Экономическое обоснование состава основного оборудования.....	15
2.2 Капитальные вложения .....	18
2.3 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией .....	18
2.4 Экономическое сравнение.....	20
3 Расчетная часть.....	23
3.1 Расчет газификации угля .....	23
3.1.1 Расчет уноса органической части топлива .....	24
3.1.2 Расчет условий надежного шлакоистечения.....	25
3.2 Расчет компонентного состава синтез-газа .....	26
3.3. Расчет температуры за газогенератором .....	31
3.4. Тепловой расчет ГТУ .....	34
3.4.1 Определение параметров процесса сжигания воздуха в компрессоре	34
3.4.2 Определение параметров газа после камеры сгорания.....	37
3.4.3 Определение параметров процесса расширения газа в турбине.....	41
3.4.4 Учет охлаждения турбины ГТУ .....	44
3.5 Расчет одноконтурной комбинированной установки .....	46
3.5.1 Тепловой расчет котла-utiлизатора .....	47
3.5.2 Конструкторский расчет котла-utiлизатора .....	51
3.6 Расчет паровой турбины.....	60
3.6.1 Расчет установки по подогреву сетевой воды .....	61
3.6.2 Построение процесса расширения пара на h-s диаграмме .....	62
3.7 Определение мощности и КПД ПГУ .....	67
4 Общая часть .....	69
4.1 Генеральный план .....	69
4.2 Компоновка главного корпуса.....	69
5 Охрана окружающей среды .....	71
5.1 Расчет выбросов вредных веществ.....	71
6 Экономическая часть .....	75
6.1 Расчёт себестоимости единицы тепловой и электрической энергии .....	75
6.2 Оценка экономической эффективности капитальных вложений .....	76
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	79
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	80

## ВВЕДЕНИЕ

Статус энергетических технологий, уровень их реализации и перспективы на среднесрочный и долгосрочный периоды анализируются Международным энергетическим агентством IEA. И угольные технологии в течение как минимум последних 5 лет оцениваются как демонстрирующие низкий уровень прогресса с точки зрения реализации сценария повышения температуры атмосферы до допустимого уровня ( $+2^{\circ}\text{C}$ , этому значению соответствует сценарий потребления угля до 2050 г. 2DS) [1]. Это связано с тем, что большое количество ТЭС, работающих на паре докритических параметров, находится в эксплуатации и продолжается строительство новых ТЭС. Поэтому в качестве перспективных твердотопливных технологий предлагаются ТЭС, способные обеспечить не только Россию, но и весь мир решением таких приоритетных проблем развития энергетики как повышение эффективности и экологической безопасности с обеспечением в перспективе близких к нулю выбросов вредных веществ. Эти же решения по повышению теплового ресурса и одновременного обеспечения экологической устойчивости однозначно актуальны для города Красноярска.

Доля централизованного теплоснабжения Красноярска растёт, тенденция к увеличению централизации выработки тепла объясняется тем, что застройщики жилья, объектов соцкультбыта, торговли и прочие стараются подключиться к уже существующим теплоисточникам. Увеличивается тепловая нагрузка в основном на энергоисточники с комбинированной выработкой тепла и электрической энергии (ТЭЦ). В тоже время снижается доля отпускаемого тепла от существующих котельных за счет закрытия части угольных котельных и снижения использования тепловой мощности электрокотельных как менее экономичных теплоисточников. Тепловая нагрузка закрываемых угольных котельных и электрокотельных переключается на Красноярские ТЭЦ. Кроме того, до 2024 года планируется вывести из эксплуатации 28 малых котельных, а их потребителей распределить среди городских ТЭЦ.

Все нижеперечисленные данные приведены согласно проекту «Схема теплоснабжения города Красноярска до 2033 года» [2].

За период 2020-2033 гг. тепловая нагрузка при вводе новых строений и переключения потребителя с котельных на ТЭЦ увеличится на 675,56 Гкал/ч (в среднем на 56,2 Гкал/ч в год).

В соответствии с этим был разработан ряд реконструкций и расширений ТЭЦ города, направленных в основном на снятие ограничений тепловой мощности по Красноярским ТЭЦ. Некоторые из таких мероприятий коснулись непосредственно Красноярской ТЭЦ-2, согласно одному из них на этой станции планируется монтаж дополнительного водогрейного котла с установленной тепловой мощностью 100 Гкал/ч, что повлечет за собой рост и без того огромных выбросов вредных веществ и увеличение и так немалых штрафов за превышение нормы загрязнения атмосферы. К тому же Красноярская ТЭЦ-2 к 2028 году планирует расширение радиуса эффективного теплоснабжения теплоисточников до 18,828 км.

Красноярская ТЭЦ-2 отапливает и снабжает горячей водой Свердловский, Центральный, Железнодорожный и Октябрьский районы Красноярска и поставляет пар предприятиям южного промышленного узла (ХМЗ, «Кульбытстрой», «Волна», цементный завод, кондитерская фабрика «Краскон»).

От перераспределения между зонами действия ТЭЦ-2 к 2033 году потеряет в нагрузке порядка 230 Гкал/ч, ее возьмет на себя ТЭЦ-1, но при этом от переключения котельных на источники с комбинированной выработкой тепловой и электрической энергии нагрузка ТЭЦ-2 возрастет на 330,6 Гкал/ч, то есть к 2033 году в перспективе тепловая нагрузка ТЭЦ-2 увеличится на 100,6 Гкал/ч.

На сегодняшний день перед энергетикой Красноярска очень остро стоят такие задачи как: покрытие ежегодно растущей тепловой и электрической нагрузки в связи с массовой застройкой города, снижение вредных выбросов в атмосферу от ТЭЦ, решение проблемы износа основного оборудования ТЭЦ, реконструкция или демонтаж котельных для переключения потребителей на прямое обслуживание от ТЭЦ и т.д.

Учитывая все вышесказанное, будет выбрана основная технология для расширения Красноярской ТЭЦ-2.

Для вновь вводимых ТЭС предлагаются:

- технологии на сверхкритических (СКП) и суперсверхкритических (ССКП) параметрах пара;
- ПГУ с внутрицикловой газификацией;
- оснащение системами улавливания и хранения CO<sub>2</sub> (*carbon capture and storage — CCS*) всех ТЭС;
- разработка и внедрение установок на возобновляемых источниках энергии.

Для сравнения будут рассматриваться варианты:

- Блок ССКП
- Традиционный энергоблок с CCS
- ПГУ-ВЦГ

Данные технологии рассматриваются потому что они отвечают требованиям «Энергетической стратегии России на период до 2035 года», которая предлагает модернизацию ТЭС с введением современных технологий производства тепловой и электрической энергии, а также переход к экологически чистой и ресурсосберегающей энергетике.

# **1 Обоснование базовой технологии проекта**

## **1.1 Блок ССКП**

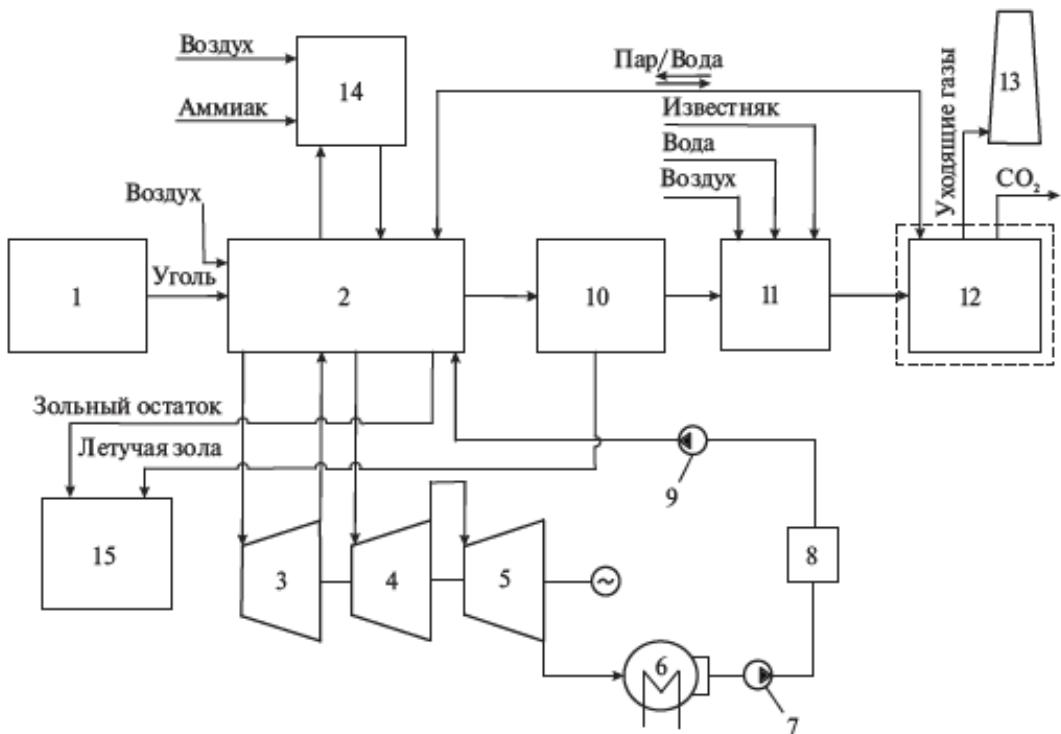
Переход к сверхкритическим параметрам ( $P = 22,1 \text{ МПа}$ ,  $T = 374,1^\circ\text{C}$ ) обусловлен необходимостью повышения эффективности использования энергетических ресурсов и выполнения ужесточенных требований экологической безопасности. По данным [1], переход от энергоблоков докритических параметров пара 17 МПа, 540/540 °C к энергоблокам сверхкритических параметров (СКП) с параметрами пара 24 МПа, 540/540 °C дает КПД нетто на 4 %. В США, Китае, Японии и других развитых странах существует тенденция увеличения давления свежего пара до 26–27 МПа в хорошо освоенном диапазоне температур 545–570 °C. Это обеспечивает высокую эффективность цикла без необходимости решения сложных материаловедческих проблем.

В 1960-е гг. параллельно с широким внедрением энергоблоков СКП было начато освоение опытно-промышленных блоков суперсверхкритических параметров с давлением свежего пара 30 МПа и выше. Переход к суперсверхкритическим параметрам (ССКП) с повышением их до достигнутого на сегодняшний день уровня 27,5 МПа, 600/620 °C обеспечивает относительное повышение КПД по сравнению с докритическими параметрами на 6–7 %, введение двойного перегрева при давлении 30 МПа добавляет еще 0,8 %.

Первый в мире котел на суперсверхкритические параметры пара 30 МПа, 600 °C введен в СССР на ТЭЦ ВТИ в 1949 г. В 60-х гг. прошлого столетия на Каширской ГРЭС введен один из первых в мире блоков СКР-100 на параметры пара 30 МПа, 650 °C. Однако дальнейшего распространения энергоблоки на ССКП в России не получили.

Реализация угольных паротурбинных ТЭС (рисунок 1) с параметрами пара до 30 МПа, 600/600 °C, имеющих КПД нетто примерно 44–47 %, стала возможной благодаря применению относительно недорогих жаростойких перлитных сталей.

ТЭС на суперсверхкритических параметрах находятся в коммерческой эксплуатации в Китае, Японии, Корее, Германии и других странах. Наиболее интенсивно ведется ввод новых угольных мощностей в Китае. Из 1360 ГВт установленных мощностей в Китае 69,1 % составляют угольные энергоблоки. Ввод новых мощностей осуществляется в основном за счет блоков ССКП. Только в 2010–2015 гг. введено 170 блоков ССКП единичной мощностью 600–660 и 1000 МВт (общей мощностью более 145 ГВт). В освоении энергоблоков ССКП Китай добился значительных успехов, КПД одной из лучших станций *Waigaoqiao* составил 44,9 %. Для обеспечения строгих экологических требований все угольные ТЭС Китая оборудованы электрофильтрами, а 92 и 83 % соответственно — системами сероочистки и азотоочистки[1].



1 — топливоподготовка; 2 — пылеугольный котел; 3, 4, 5 — ЦВД, ЦСД, ЦНД паровой турбины; 6 — конденсатор; 7 — конденсатный насос; 8 — система регенеративного подогрева питательной воды; 9 — питательный насос; 10 — электрофильтр; 11 — сероочистка; 12 — установка улавливания  $\text{CO}_2$ ; 13 — дымовая труба; 14 — азотоочистка; 15 — система золоудаления

Рисунок 1 – Принципиальная схема угольного паротурбинного энергоблока

Следует отметить, что, при переходе к более высоким параметрам, увеличение КПД за счет роста начальных давления и температуры составляет лишь часть прироста КПД, поскольку использование дорогостоящих технологий предполагает модернизацию оборудования, в том числе вспомогательного, в целях повышения его эффективности и оптимизации схемных решений.

Оценка эффективности перехода угольных энергоблоков на параметры пара 30 МПа и 600 °C показала, что при существующих в России ценах на топливо и ставке банковских кредитов срок окупаемости дополнительных капитальных вложений составляет более 10 лет; с технической и экономической точки зрения оправданными являются параметры пара 26,1 МПа и 575/585 °C.

Таким образом, работа установок паротурбинного цикла при высоком начальном давлении 30 МПа и более приводит к ограничению начальной температуры по условиям надежности работы металлов и сплавов. В связи с материально-вещественными проблемами и сверхвысокими удельными капитальнымиложениями находящиеся в разработке усовершенствованные циклы будут ограничены начальной температурой 700–720 °C на обозримую перспективу.

Конкуренция между технологиями прямого сжигания угля и технологиями конверсии угля с последующим сжиганием продуктов его конверсии определяется рядом факторов. Распространенные сегодня технологии СКП конкурируют с твердотопливными ПГУ по капитальным затратам, однако борьба с глобаль-

ными изменениями климата и связанные с этим ужесточения экологических законодательств развитых стран делают практически неизбежным обязательность введения технологий улавливания и захоронения углекислого газа (CCS), что в неравной мере скажется на технологиях прямого сжигания и с предварительной термохимической конверсией угля и в заметно большей степени увеличит себестоимость первых. И хотя Россия пока не взяла на себя обязательства по сокращению выбросов CO<sub>2</sub>, отечественной энергетике необходимо иметь перспективные технические решения, что делает опережающую разработку отечественной угольной ПГУ крайне актуальной.

## 1.2 Традиционный энергоблок с CCS

Проблема сокращения выбросов парниковых газов, основными из которых являются CO<sub>2</sub> (76 % в общем объеме выбросов), CH<sub>4</sub> (16 %), N<sub>2</sub>O (2 %), является одной из наиболее актуальных проблем глобального изменения климата. На долю непосредственно производства электрической и тепловой энергии приходится 25 % выбросов CO<sub>2</sub>.

В связи с этим во многих странах разрабатываются следующие методы снижения выбросов диоксида углерода на электростанциях:

- повышение КПД ТЭС;
- применение систем улавливания и хранения углекислого газа (*Carbon capture and storage — CCS*);
- развитие низкоэмиссионных энергетических технологий — атомной энергетики, гидроэнергетики, а также нетрадиционных и возобновляемых источников энергии (НиВИЭ).

Непосредственно к угольным технологиям относятся два направления снижения выбросов углекислого газа — это увеличение КПД угольных ТЭС и применение систем CCS. Однако повышение эффективности энергетических установок (ожидается к 2030 г. до 50 %) приведет лишь к снижению темпов увеличения концентрации CO<sub>2</sub> в атмосфере и не решит проблему глобального потепления. Внедрение же систем CCS позволит свести к минимуму выбросы углекислого газа, при этом неизбежно произойдет значительное увеличение капитальных затрат на строительство (по разным оценкам на 20–50 %), эксплуатационных расходов (до 70 %) и, как следствие, рост стоимости электроэнергии и снижение КПД (на 10–12 % при 100 % улавливании CO<sub>2</sub>) [1].

Главной целью улавливания и хранение углерода является борьба с глобальным потеплением, а также загрязнением окружающей среды. В сентябре 2016 года концентрация CO<sub>2</sub> в атмосфере необратимо превысила значение в 400 ppm и продолжает увеличиваться. Последний раз такая концентрация CO<sub>2</sub> была 600 тыс. лет назад вероятно в результате сильной вулканической деятельности.



*a* — после сжигания твердого топлива в воздухе; *б* — после сжигания твердого топлива в кислороде.

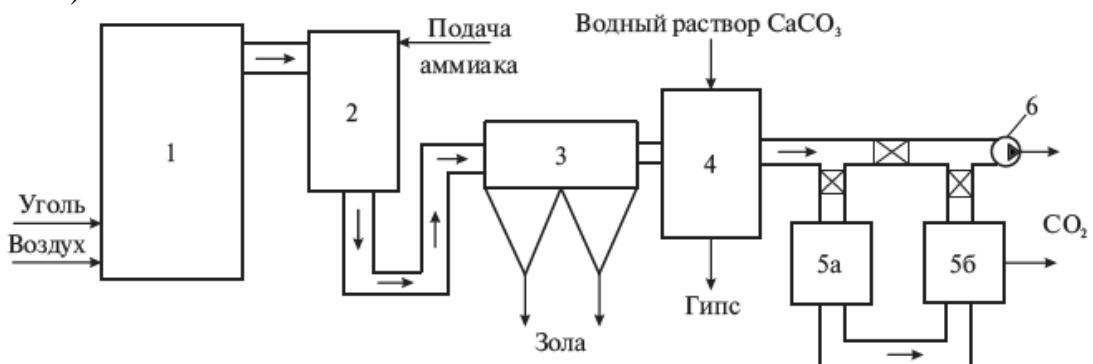
Рисунок 2 – Компоновка энергоустановки со связыванием CO<sub>2</sub>

Система CCS может быть организована двумя способами: улавливанием углекислого газа до сжигания топлива (*pre-combustion capture*) или после (*post-combustion capture*).

Данные технологии (рисунок 2, а, б) используются, как правило, на пылеугольных блоках. Системы улавливания углекислого газа после сжигания топлива используются на ПГУ с внутрицикловой газификацией (ПГУ-ВЦГ).

Улавливание CO<sub>2</sub> после сжигания топлива (рисунок 2, а) заключается в отделении CO<sub>2</sub> от дымовых газов. В настоящее время наиболее перспективной технологией является очистка дымовых газов методом абсорбции. Применение охлажденного аммиака в качестве абсорбента (за рубежом эта технология разрабатывается под названием *Chilled Ammonia process*) позволяет снизить потери расчетной мощности и рост издержек производства электроэнергии пылеугольного блока соответственно до 10 и 25 %. В результате образуется смесь, содержащая связанный CO<sub>2</sub>, которая направляется в регенератор, где она нагревается, происходит регенерация абсорбента и выделение сверхчистого углекислого газа с концентрацией до 99,95 %. Эффективность улавливания CO<sub>2</sub> описанным методом составляет 85 – 95 % [1].

К недостаткам метода можно отнести невозможность получения некоторых дополнительных продуктов (водорода, метанола и др.) в отличие от ПГУ ВЦГ с CCS. Технологию абсорбции аммиаком (*Chilled ammonia process*) разрабатывает и внедряет, в частности, компания *Alstom*. Первая пилотная установка, работающая по этой технологии, мощностью 5 МВт была запущена на угольной ТЭС *Pleasant Prairie* (США, штат Висконсин) компании *We Energies* в 2008 г. (рисунок 3).

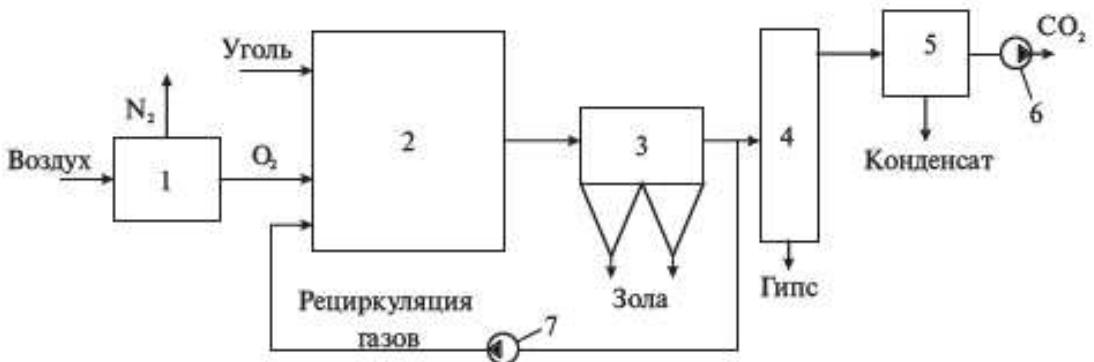


1 — котел; 2 — реактор СКВ (удаление 90 % NO<sub>x</sub>); 3 — золоуловитель; 4 — установка сероочистки (удаление 95 % SO<sub>2</sub>); 5 — система абсорбции CO<sub>2</sub> аммиаком (5а — установка охлаждения и доочистки газов, 5б — установка улавливания CO<sub>2</sub>); 6 — дымосос

Рисунок 3 – Пилотный проект котельной установки с абсорбцией CO<sub>2</sub> аммиаком на ТЭС *Pleasant Prairie* (США)

При сжигании твердого топлива в кислороде (рисунок 1.2, б) (*Oxyfuel combustion*) устанавливается система разделения уходящих газов, работа которой основана на процессе конденсации. Процесс включает следующие этапы (рисунок 4): разделение воздуха в ВРУ, сжигание топлива в кислороде с рециркуляцией дымовых газов для поддержания заданной температуры в топке, очистка дымовых газов, охлаждение и конденсация дымовых газов, депонирование CO<sub>2</sub>.

В результате после сгорания топлива получаем дымовые газы с высокой концентрацией углекислого газа, вследствие чего улавливание его значительно облегчается.



1 — ВРУ; 2 — пылеугольный котел; 3 — золоуловитель; 4 — скруббер сероочистки; 5 — конденсационная установка; 6 — компрессор CO<sub>2</sub>; 7 — ДРГ

Рисунок 4 – Схема котельной установки со связыванием CO<sub>2</sub> после сжигания в кислороде по технологии *Oxyfuel capture*

Кислородное сжигание имеет ряд преимуществ:

- объем уходящих газов составляет 20–35 % от таковых в классическом случае воздушного сжигания, что значительно уменьшает габариты системы газоочистки;
- концентрация CO<sub>2</sub> в уходящих газах более 80–90 %, что существенно облегчает его сепарацию по сравнению со сжиганием топлива в воздухе, где концентрация CO<sub>2</sub> в дымовых газах низкая;
- уровень выбросов NOx существенно снижается.

К недостаткам технологии можно отнести:

- высокую температуру горения, что требует рециркуляции значительного количества дымовых газов для поддержания необходимой температуры;
- высокое потребление кислорода — по сравнению, например, с ПГУ-ВЦГ почти в 3 раза больше;
- высокие затраты на получение кислорода и рециркуляцию газов [1].

На сегодняшний день системы улавливания до или после сжигания могут улавливать до 95 % образующегося CO<sub>2</sub>. Однако основная проблема всех этих решений заключается в их дороговизне, поскольку дополнительно необходима установка сепарирующего оборудования и требуется на 10 – 30 % больше энергии, в зависимости от типа системы, по сравнению с аналогичной установкой без улавливания.

### **1.3 ПГУ-ВЦГ**

В соответствии с прогнозом Международного энергетического агентства одна из групп чистых технологий добычи и переработки угля –комбинированные циклы с внутренней газификацией угля (КЦВГ).

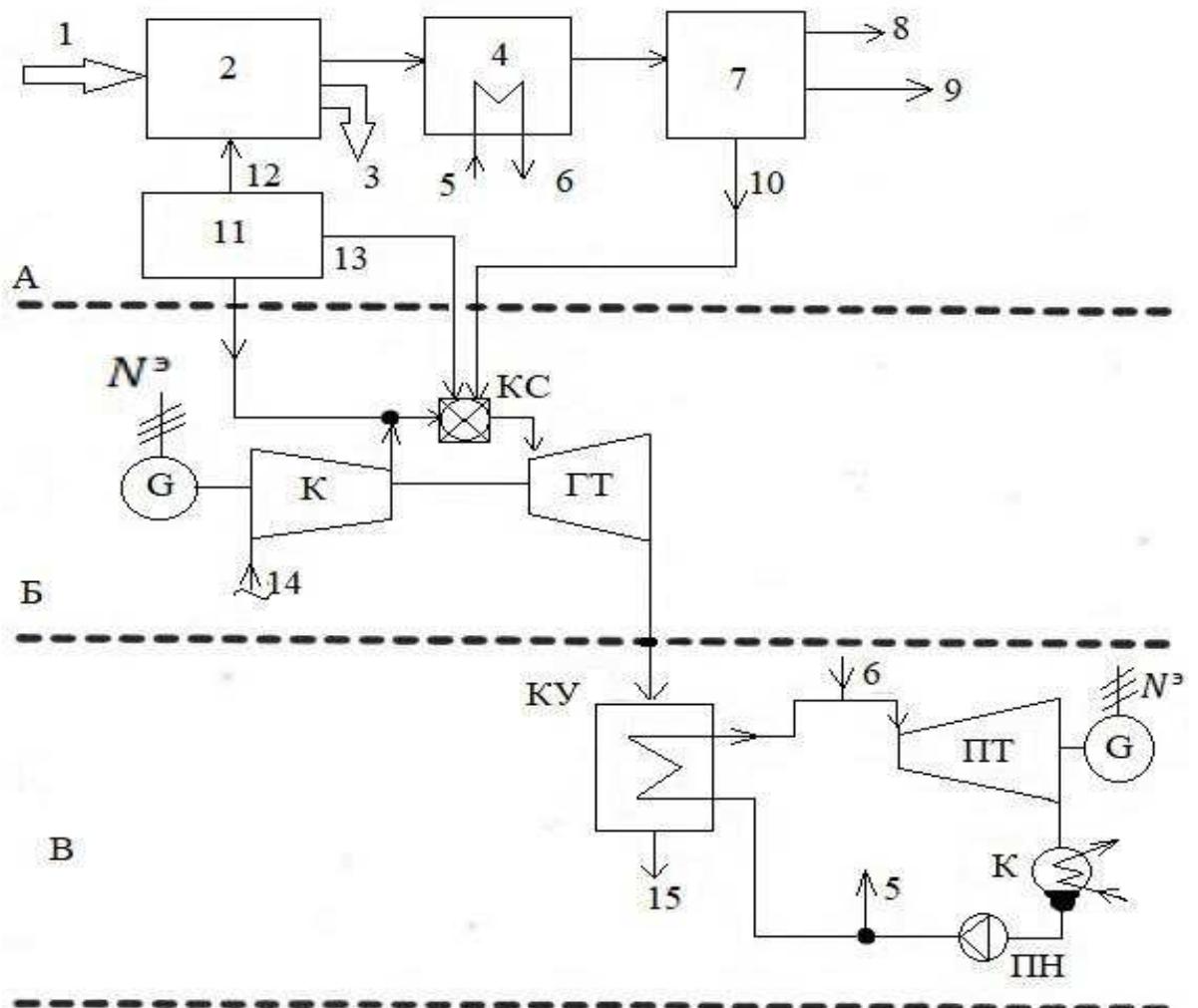
В России в 2005 году доля угля в энергобалансе страны составляла около 18 процентов (в среднем по миру 39 %). По оценкам на 2010—2013 годы запасов угля при текущем потреблении хватит на 100—150 лет, в то время как нефти и газа лишь на 30-50 лет. Также стоимость 1 тонны условного топлива на угле в большинстве случаев является самой низкой по сравнению с мазутом и газом. На 2006 год среднемировой КПД тепловых электростанций равнялся 31 %. Применение парогазовых установок с газификацией угля позволит увеличить эффективность генерации до двух раз и снизить при этом выбросы загрязняющих веществ.

ПГУ-ВЦГ, или IGCC — Integrated Gasification Combined Cycle, является довольно молодой технологией. Первой в мире была твердотопливная ПГУ Kellerman мощностью 170 МВт.

Комбинированный парогазовый цикл с газификацией угля основан на частичном сжигании (окислении) угля в газификаторе под давлением при нехватке окислителя (рисунок 5). В результате уголь превращается в топливный газ - преимущественно водород иmonoоксид углерода, который после очистки может использоваться в парогазовом цикле, как обычное газообразное топливо.

Конкуренция технологий конверсии угля с последующим его сжиганием в установках различного типа с технологиями прямого сжигания определяется по ряду показателей, наиболее важными из которых являются эффективность, экологическая чистота, капитальные затраты.

С точки зрения эффективности циклов ПГУ-ВЦГ имеет лучшие перспективы благодаря более высокой начальной температуре цикла по сравнению с пылеугольным сжиганием, где работа при высоком давлении (24 –30 МПа) накладывает существенные ограничения на максимально допустимую температуру (до 700 –750 °С) по условиям надежности работы специальных сплавов. Дальнейшее развитие циклов с ВЦГ с использованием топливных элементов позволит повысить КПД (свыше 70 %) [1].



А - секция газификации угля и получение синтетического газа; Б - секция ГТУ; В - секция паросиловой установки: 1- подача измельченного угля; 2- газогенератор; 3- удаление шлака; 4- газоохладитель газогенератора; 5- питательная вода; 6- пар; 7- газоочистка; 8- элементарная сера; 9- пыль; 10- очищенный синтетический газ; 11- установка расщепления воздуха; 12- О<sub>2</sub>; 13- N<sub>2</sub>; 14- воздух; 15- выходные газы в дымовую трубу

Рисунок 5 – Простейшая схема ПГУ с ВЦГ

По данным компании *GE*, технология ПГУ-ВЦГ обеспечивает значительные экологические преимущества при сравнении даже с лучшими ТЭС на сверхкритических параметрах пара, а именно: снижение выбросов NO<sub>x</sub> — 33 %; SO<sub>2</sub> — 75 %; твердых частиц — 40 %; удаление ртути более чем на 90 %; на 30 % меньшее потребление воды. Сравнение уровня выбросов ПГУ-ВЦГ с традиционными ТЭС показано на рисунке 6 [1].

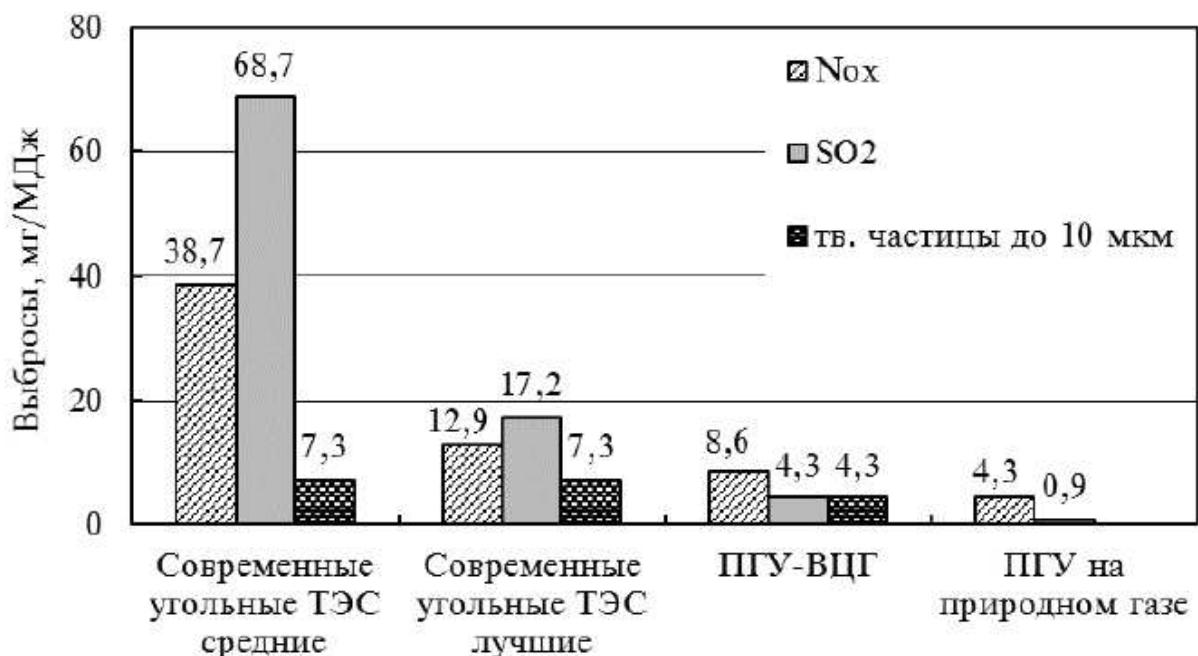


Рисунок 6 – Сравнение уровня выбросов ПГУ-ВЦГ и ТЭС

Преимуществом ПГУ-ВЦГ является и высокая адаптивность основного элемента технологической части — газогенератора к различного вида топливу, качество которого практически не оказывает влияния на его габариты, в то время как габариты традиционного пылеугольного котла увеличиваются до 2,4 раз при переходе на сжигание низкосортного угля.

Интерес к технологии производства энергии в твердотопливном комбинированном цикле объясняется возможностью реализации бинарного цикла на твердом топливе с высоким КПД (освоенный уровень 43–44 %, ожидаемый 50–55 %) с обеспечением жестких экологических требований и ряда других факторов:

1. Высокая адаптивность к работе на различных типах твердых топлив, в том числе низкосортных;
2. Обеспечение жестких экологических требований (снижение выбросов оксидов азота и серы, золы и шлака), включая возможность организации эффективного улавливания CO<sub>2</sub>

Учитывая достоинства и недостатки всех вышеперечисленных технологий, в качестве решения, предлагается проект расширения Красноярской ТЭЦ-2 путем монтажа в нее ПГУ с внутрициклической газификацией (ВЦГ) бородинского угля. Это обеспечит увеличение выработки как электрической, так и тепловой энергии станции, так же данный проект организует приостановку роста вредных выбросов в атмосферу.

Далее следует выбрать газификационную технологию, подходящую требованиям проекта. Это покрытие тепловой нагрузки 100 Гкал/ч, обеспечивая при этом экологическую безопасность.

Производство синтез-газа на паровоздушном дутье обладает рядом ключевых преимуществ таких как:

- высокое содержание горючих компонентов в синтез-газе ( $\text{CO}$  и  $\text{H}_2$ );
- высокая теплота сгорания, получаемого синтез-газа;
- меньшие габариты и металлоемкость в сравнение с воздушным дутьем;
- отсутствие смол в синтез-газе.

Топливо вводится в газогенератор в восходящем потоке газа, который псевдожигает топливо внутри реактора и тем самым, обеспечивая большую площадь для реагирования углерода топлива и газифицирующего агента. Слой обычно формируется из песка, угля, сорбента и золы. Время пребывания частиц угля в газогенераторе 10...100 с. Газогенераторы кипящего слоя работают при более низких температурах, чем аппараты пылевого потока. Температура в газогенераторе ниже температуры плавления золы. Поскольку, газогенераторы кипящего слоя работают при более низких температурах, чем аппараты пылевого потока, то не требуется установка дорогих систем охлаждения газа.

Процесс газификации угля осуществляется в газогенераторе с кипящим слоем под давлением (рисунок 7), окислителем служит воздух и пар.

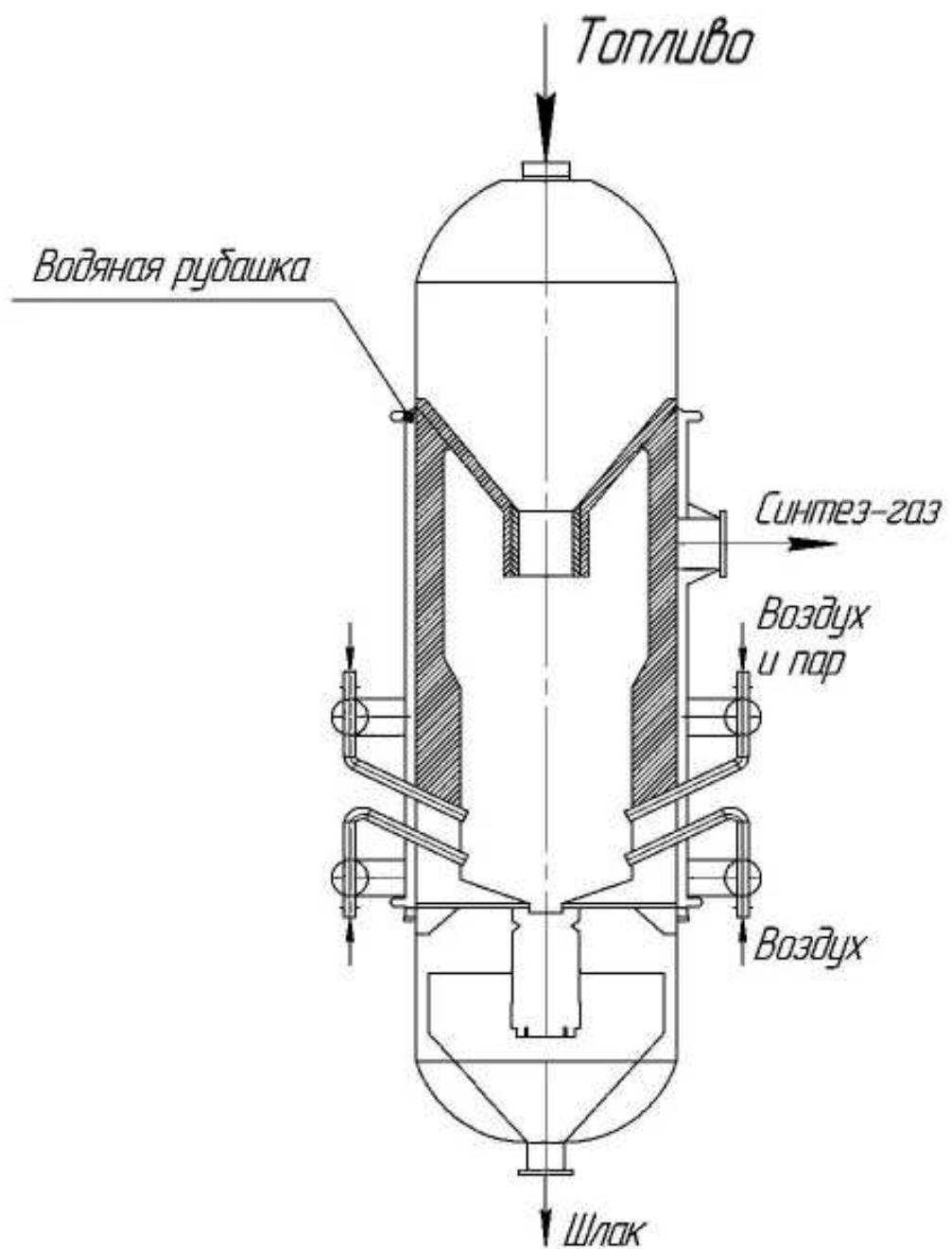


Рисунок 7 – Газогенератор с циркулирующим кипящим слоем

## **2 Технико-экономические показатели**

### **2.1 Экономическое обоснование состава оборудования**

Для экономического анализа основного состава оборудования, будут рассмотрены три возможных варианта:

1. Установка дубль-блока с турбиной Т-25/34-3,4/0,12, двумя котлами-утилизаторами Пр-75-4,0-440Д и двумя газовыми турбинами LM6000 PD Sprint. Электрическая мощность 115 МВт, тепловая 100 Гкал/ч.

2. Установка дубль-блока с паровой турбогенераторной установкой SST-400 фирмы Siemens, двумя газотурбинными установками SGT-800 и двумя котлами-утилизаторами ПК-83. Электрическая мощность 115 МВт, тепловая 95 Гкал/ч.

3. Парогазовая установка ГТУ-64 и Т-40-130, котел-утилизатор ТКУ-4. Электрическая мощность 116 МВт, тепловая 90 Гкал/ч.

В таблице 1 представлены начальные данные для расчёта экономического эффекта рассчитываемой ТЭЦ.

Таблица 1 – Начальные данные для расчета

Наименование показателя	Значение показателя
Место проектирования ТЭЦ	Восточная Сибирь
Вид топлива	Бурый уголь
Тепловые нагрузки потребителей, Гкал/ч: а) в паре б) в горячей воде	0 100
Число часов использования максимума тепловой нагрузки, час/год: а) в паре б) в горячей воде	0 6000
Электрическая нагрузка потребителей, МВт	115
Число часов использования максимума электрической нагрузки, час/год	7200
Число часов использования номинальной установленной мощности ТЭЦ, час/год	7200
Производительность энергетического котла, т/час	150
Коэффициент полезного действия котла, %	91
Число часов работы турбин, час/год	7200
Замыкающие затраты на топливо, руб/т.у.т	1300
Замыкающие затраты на эл. энергию, руб/кВт*ч	1,85
Коэффициент удорожания капитальных вложений	1,18
Среднегодовой фонд оплаты труда одного работающего, руб./год	525206
Районный коэффициент	1,2
Страховые взносы, %	30,4

## 2.2 Капитальные вложения

Капитальные вложения состоят из цены основного и вспомогательного оборудования, инфраструктуры, возведения зданий и сооружений. Для ПГУ с ВЦГ капитальные вложения равны:

Суммарные капитальные вложения одного блока, млн. руб:

$$K' = 10996,83 \quad (1)$$

Суммарные капитальные вложения станции с учетом удорожания, млн. руб:

$$K = (K' + K_{бл} \cdot (n_{бл} - 1)) \cdot d_i \cdot k_{уд} \quad (2)$$

где  $K_{бл}$  – капитальные вложения последующих блоков, млн. руб.:

$n_{бл} = 1$  – количество блоков, шт;

$d_i$  – коэффициент, учитывающий район размещения; для Сибири 1,2;

$k_{уд}$  – коэффициент удорожания в ценах текущего года (см. таблицу 1).

$$K = (10996,83 + 8141,46 \cdot (1 - 1)) \cdot 1,2 \cdot 1,18 = 15571,511$$

## 2.3 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией

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

$$U_e = U_t + U_{зп} + U_a + U_{тр} + U_{пр} \quad (3)$$

где  $U_t$  – затраты на топливо;

$U_{зп}$  – расходы на оплату труда;

$U_a$  – амортизация основных производственных средств;

$U_{тр}$  – расходы на ремонт основных средств;

$U_{пр}$  – прочие расходы.

Затраты на топливо, млн. руб./год:

$$U_t = \underline{Ц} \cdot B \cdot 10^{-6} \quad (4)$$

где  $\underline{Ц}$  – цена топлива, руб./т.у.т. (см. таблицу 1).

$B$  – годовой расход топлива на ТЭЦ, т у.т./год.

Годовой расход топлива на ТЭЦ, т у.т./год:

$$B = B_e + B_t \quad (5)$$

где  $B_e$  – полный расход топлива на производство электрической энергии, тыс. т.у.т.;

$B_t$  – полный расход топлива на производство тепловой энергии, тыс. т.у.т.

Полный расход топлива на выработку электроэнергии, тыс. т.у.т./год:

$$B_3 = b_3 \cdot W \quad (6)$$

где  $b_3 = 0,1796 \text{ кг. у.т}/(\text{кВт} \cdot \text{ч}) = 0,1796 \text{ т. у.т}/(\text{МВт} \cdot \text{ч})$  – удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, определяется в расчетной части при расчете технико-экономических показателей ТЭЦ;

$W$  – годовая выработка электроэнергии на ТЭЦ, тыс. МВт ч.:

$$W = N_{\text{уст}} \cdot T_{\text{уст}} \cdot 10^{-3} = 115 \cdot 7200 \cdot 10^{-3} = 828 \quad (7)$$

где  $N_{\text{уст}} = 115$  – установленная мощность станции, МВт;

$T_{\text{уст}} = 7200$  – число часов использования установленной мощности, ч.

$$B_3 = 0,1796 \cdot 828 = 148,709$$

Полный расход топлива на выработку тепловой энергии, тыс. т.у.т./год:

$$B_T = b_T \cdot Q_{\text{тэ}} \quad (8)$$

где  $b_T = 138,6 \frac{\text{кг}}{\text{Гкал}} = 0,1386 \frac{\text{т}}{\text{Гкал}}$  – удельный расход условного топлива на выработку тепловой энергии, по результатам расчетной части;

$Q_{\text{тэ}}$  – годовое производство тепла на ТЭЦ по горячей воде, тыс. Гкал.:

$$Q_{\text{тэ}} = Q_T \cdot T_{\text{тэ}} \cdot 10^{-3} = 100 \cdot 6000 \cdot 10^{-3} = 600 \quad (9)$$

где  $Q_T = 100$  – тепловая нагрузка потребителей, Гкал/час;

$T_{\text{тэ}}$  – число часов использования максимума тепловой нагрузки, час/год.

$$B_T = 0,1386 \cdot 600 = 83,16$$

$$B = 148,709 + 83,16 = 231,869$$

$$U_T = 1300 \cdot 231,869 \cdot 10^{-6} = 301$$

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

$$U_{\text{зп}} = N_y \cdot n_y \cdot \Phi_{\text{зп}} \cdot 10^{-6} \quad (10)$$

где  $n_y$  – штатный коэффициент, чел./МВт (см. таблицу 1);

$\Phi_{\text{зп}}$  – средняя зарплата одного работника за год (см. таблицу 1).

$$U_{\text{зп}} = 115 \cdot 1,5 \cdot 525206 \cdot 10^{-6} = 90,598$$

Размер амортизационных отчислений, млн. руб./год:

$$U_a = K \cdot H_a \quad (11)$$

где  $H_a = 6,7\%$  – средняя норма амортизации станции в целом;  
 $K$  – суммарные капитальные вложения станции с учетом удорожания, млн. руб./год.

$$U_a = 15571,511 \cdot 0,067 = 1043$$

Расходы по ремонту, млн. руб./год:

$$U_{tp} = K \cdot H_{tp} \quad (12)$$

где  $H_{tp} = 5\%$  – норма отчислений на ремонтное обслуживание от капитальных вложений.

$$U_{tp} = 15571,511 \cdot 0,05 = 778,576$$

К прочим расходам относятся:

- общезаводские и общестанционные расходы;
- расходы по охране труда и техники безопасности;
- налоги и сборы;
- плата за землю;
- и другие.

Их величина принимается 20–30% от суммарных затрат на амортизацию, ремонт и зарплату, с учётом страховых взносов, млн. руб./год:

$$U_{pr} = 0,2 \cdot (U_a + U_{zp} + U_{tp}) + COZ \quad (13)$$

где  $COZ$  – страховые взносы во внебюджетные фонды, млн. руб./год

$$COZ = H_{cb} \cdot U_{zp} = 0,304 \cdot 90,598 = 27,542 \quad (14)$$

где  $H_{cb} = 30,4\%$  – норматив страховых взносов, доли;

$$U_{pr} = 0,2 \cdot (1043 + 90,598 + 778,576) + 27,542 = 409,977$$

$$U_s = 1043 + 90,598 + 778,576 + 409,977 + 301 = 2623,151$$

## 2.4 Экономическое сравнение

Таблица 2 – Начальные данные для расчета

Технико-экономические показатели	T-25/34-3,4/0,12	SST-400	T-40-130
Электрическая мощность max, МВт	115	115	116
Тепловая мощность, Гкал/ч	110	95	90
Уд. расход условного топлива на эл. энергию кг/(кВтч)	0,1796	0,1812	0,182

## Окончание таблицы 2

Уд. расход топлива на тепловую энергию, кг/Гкал	138,6	155,61	145,70
Капитальные вложения, млн. руб	15571,511	19895,9	17564,19
Условно-постоянные расходы, млн руб./год	2623,151	3599,78	3133,85
Затраты на топливо, млн руб./год	301	503,99	432,74
Выработка электроэнергии, млн. кВт·ч	828	818	822
Выработка тепла, тыс. Гкал	600	583	592
Приведенные затраты, Млн руб	3509,69	5556,31	5314,293

Приведенные затраты по Т-25/34-3,4/0,12 составляют – 3509,69 млн руб, SST-400 – 5556,31 млн руб, Т-40-130 – 5314,293 млн руб. На основе анализа трех приведенных выше примеров видно, что выгоднее ставить Т-25/34-3,4/0,12. Ежегодно будет обеспечиваться экономия топлива. Требуется меньше капитальных вложений, на 1805 млн руб меньше, чем у Т-40-130. Поэтому для дальнейшего расчета выбирается установка ПГУ-ВЦГ 115 МВт (Т-25/34-3,4/0,12).

В качестве основного оборудования было выбрано:

- Две газотурбинных установок типа LM6000 PD Sprint производства «General Electric»;
- Паровая турбина типа Т-25/34-3,4/0,12 производства АО «Калужский турбинный завод»;
- Два котла-утилизатора Пр-75-4,0-440Д, производства АО «ЗИО–Подольск».

Таблица 3 – Характеристика оборудования

Агрегат	Основные показатели
LM6000 PD Sprint	$N_{уст} = 45 \text{ МВт}$ $t_{выхода} = 453,5^{\circ}\text{C}$

Окончание таблицы 3

T-25/34-3,4/0,12	$N_{уст} = 25 \text{ МВт}$ $Q_T = 110 \text{ Гкал/ч}$
Пр-75-4,0-440Д	$D_{не} = 75 \text{ Т/ч}$ $P_{не} = 4 \text{ МПа}$ $t_{не} = 440 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Данного оборудования хватает на покрытие тепловой нагрузки до 110 Гкал/ч, а также электрической 115 МВт, что заменяет планируемый водогрейный котел 100 Гкал/ч.

### **3. Расчетная часть**

#### **3.1 Расчет газификации угля**

Газификации подвергается бородинский бурый уголь марки Б2, состав угля приведен в таблице 4

Таблица 4 – Расчетные характеристики энергетического топлива

Наименование параметра	Значение
Месторождение	Бородинское
Марка	2Б,Р
Состав рабочей массы топлива, % ( $W_p$ )	33
Состав рабочей массы топлива, % ( $A_p$ )	7,4
Состав рабочей массы топлива, % ( $S_p$ )	0,2
Состав рабочей массы топлива, % ( $C_p$ )	42,6
Состав рабочей массы топлива, % ( $H_p$ )	3
Состав рабочей массы топлива, % ( $N_p$ )	0,6
Состав рабочей массы топлива, % ( $O_p$ )	13,2
Выход летучих, $V_g$ , %	47
Теплота сгорания, $Q^p_{H_2}$ , кДж/кг	15280
Коэффициент размолоспособности, $k_{lo}$	1,15
Температурные характеристики золы, °C, $t_1$	1180
Температурные характеристики золы, °C, $t_2$	1210
Температурные характеристики золы, °C, $t_3$	1230

После выполнения расчета газификатора, определяется элементарный состав синтез-газа полученного из исходного топлива, его теплотворную способность, температуру синтез-газа, выходящего из газогенератора, расход острого пара и воздуха на процесс газификации, а так же расход твердого топлива на газогенератор.

Схема газогенератора представлена на рисунке 8

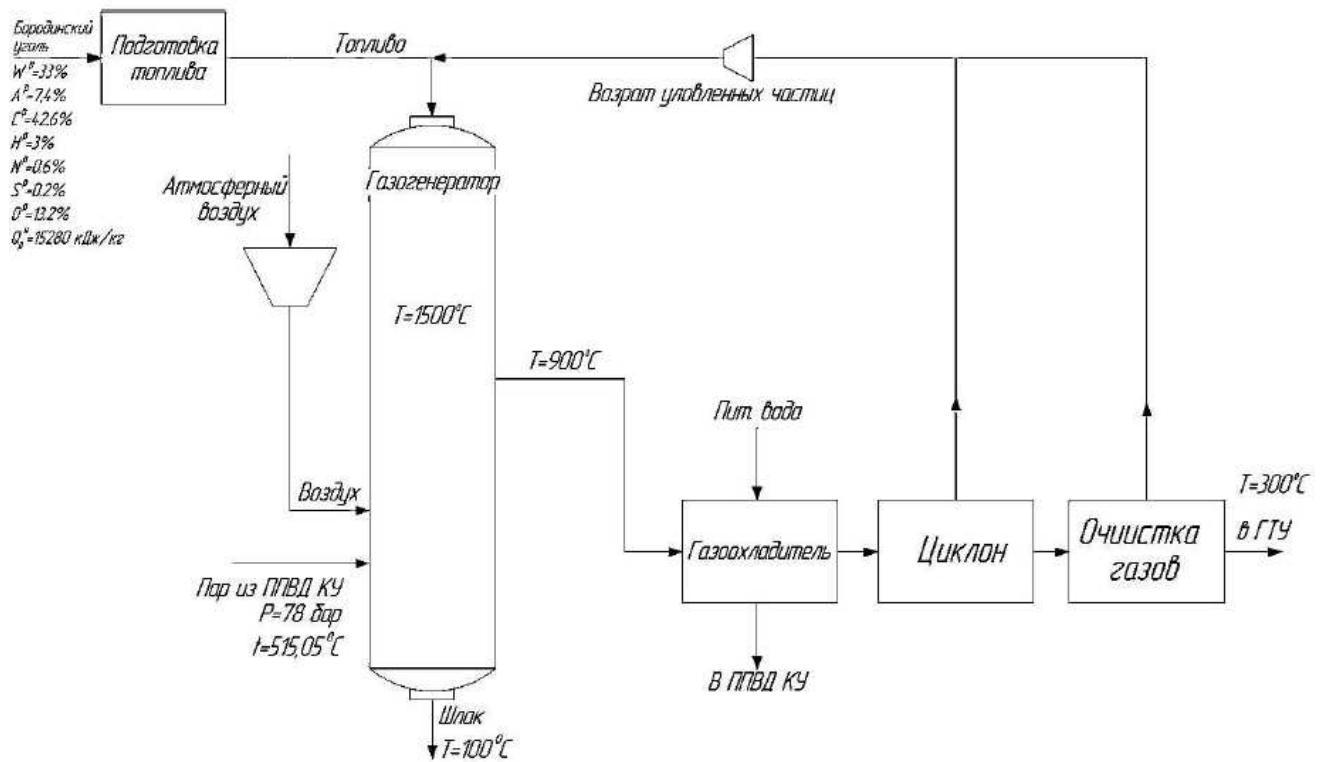


Рисунок 8 – Схема газификации

### 3.1.1 Расчет уноса органической части топлива

Доля уноса находится по формуле, кг/кг:

$$\alpha'_{\min} = \frac{A^p}{100} \cdot \frac{100 - \eta_{шл}}{100} \quad (15)$$

где  $A^p$  – доля золы в топливе, %;

$\eta_{шл}$  – коэффициент шлакоулавливания принимается 60-70%.

$$\alpha'_{\min} = \frac{7,4}{100} \cdot \frac{100 - 65}{100} = 0,0259$$

Унос органической части топлива. Определение уноса органической массы топлива строится на итогах правительственных исследований малозольного антрацита. На основе результатов исследований получена зависимость, кг/кг:

$$\alpha_{\text{орг}}^{\alpha} = f(q_f, p) \quad (16)$$

где  $\alpha_{\text{орг}}^{\alpha}$  – уносимая из реактора органическая часть антрацита.

Для иных улей аналогичные зависимости подобны, но в абсолютном выражении отличаются из-за различия термомеханической прочности. Это различие оценено коэффициентом  $k_{\text{орг}}$ .

Для бурого угля  $k_{\text{опр}} = 3,72$ .

Находим унос органической части массы топлива и общее значение уноса, кг/кг:

$$\alpha_{\text{опр}} = 10^{-4} \cdot k_{\text{опр}} \cdot (100 - A^{\text{p}} - W^{\text{p}}) \quad (17)$$

$$\alpha_{\text{опр}} = 10^{-4} \cdot 3,72 \cdot (100 - 7,4 - 33) = 0,0222$$

Потеря тепла с механическим недожогом в уносе, %:

$$q_{4\text{ун}} = \alpha_{\text{опр}} \cdot 33076 \cdot \frac{100 - \eta_{\text{шл}}}{Q_{\text{н}}^{\text{p}}} \quad (18)$$

где 33076 – теплота сгорания кокса, кДж/кг;

$\eta_{\text{ц}}$  – коэффициент пылеулавливания первой ступени очистки генераторного газа принимаем 92%;

$Q_{\text{н}}^{\text{p}}$  – низшая теплота сгорания топлива, принимаем 15280 кДж/кг.

$$q_{4\text{ун}} = 0,0222 \cdot 33076 \cdot \frac{100 - 92}{15280} = 0,38$$

Доля углерода, потеряного с механическим недожогом на 1 кг поданного топлива, %:

$$\Delta C'_{\text{нед}} = \frac{C_{\text{гк}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{p}} \cdot 100 \cdot (q_{4\text{шл}} - q_{4\text{ун}})}{Q_{\text{гк}} \cdot (100 - A^{\text{p}} - W^{\text{p}}) \cdot (100 - V^{\text{r}})} \quad (19)$$

где  $C_{\text{гк}}$  – содержание углерода в горючей массе кокса принимаем 96%;

$Q_{\text{гк}}$  – теплота сгорания горючей массы кокса принимаем 33076 кДж/кг;

$V^{\text{r}}$  – выход летучих веществ принимаем 47%;

$q_{4\text{шл}}$  – потеря тепла со шлаком принимаем 3-5%

$$\Delta C'_{\text{нед}} = \frac{96 \cdot 15280 \cdot 100 \cdot (3 - 0,38)}{33076 \cdot (100 - 7,4 - 33) \cdot (100 - 47)} = 5,45$$

### 3.1.2 Расчет условий надежного шлакоистечения

Данный расчет важен для обеспечения надежной работы газогенератора. Он основан на обеспечении ряда выведенных из практики условий:

1. Температура горения топлива должна быть выше температуры жидкоклавового состояния золы, что задается условием:

$$v''_{\text{гор}} \geq t_{\text{н.ж}} \quad (20)$$

где  $v''_{\text{гор}}$  – температура азов на верхней границе зоны горения (фурменной зоне), °С;

$t_{\text{н.ж}}$  – температура нормального жидкого шлакоудаления, °С.

2. В соответствии с экспериментальной практикой значимым требованием является поддержание локального уровня температур в сходящихся над леткой фокусах фирм нижнего яруса, который должен обеспечить эффективное истекание шлака в межкусковых пространствах и возмещать его охлаждение в щелевой летке, это требование можно записать в виде условия:

$$v_{\phi 1} \geq t_c + 200 \quad (21)$$

где  $t_c$  – температура жидкотекущего состояния золы, принимаем  $1230^{\circ}\text{C}$ .

3. Инструментом достижения надежного выхода жидкого шлака является также отсос незначительной доли высокотемпературных газов из газогенератора через летку.

Макросостав отсасываемых газов ( $CO_{\text{отс}} = 5\%$ ,  $CO_{2\text{отс}} = 14\%$ ,  $H_2O_{\text{отс}} = 2\%$ ,  $N_{2\text{отс}} = 75\%$ ).

Определим содержание углерода в отсосе, %:

$$\delta C_{\text{отс}} = \left( \frac{\mu_C}{\mu_{CO_2}} \right) \cdot CO_{2\text{отс}} + \left( \frac{\mu_C}{\mu_{CO}} \right) \cdot CO_{\text{отс}} \quad (22)$$

где  $\mu_C$  – молярная масса углерода, г/моль;

$\mu_{CO_2}$  – молярная масса диоксида углерода, г/моль;

$CO_{2\text{отс}}$  – содержание диоксида углерода в отсасываемых газах, %;

$\mu_{CO}$  – молярная масса моноксида углерода, г/моль;

$CO_{\text{отс}}$  – содержание моноксида углерода в отсасываемых газах, %.

$$\delta C_{\text{отс}} = \left( \frac{12}{44} \right) \cdot 0,14 + \left( \frac{12}{28} \right) \cdot 0,05 = 0,0596$$

### 3.2 Расчет компонентного состава синтез-газа

Макросостав синтез-газа газогенератора  $\text{CO}$ ,  $CO_2$ ,  $CH_4$ ,  $H_2$ ,  $H_2O$ ,  $N_2$ ,  $H_2S$  и паров смол.

Величина объема в составе синтез-газа,  $\text{м}^3/\text{кг}$ :

$$V_{H_2S} = \frac{100 - \beta_c}{100} \cdot \frac{S^p}{100} \cdot \frac{22,41}{33,066} = \frac{100 - 65}{100} \cdot \frac{0,2}{100} \cdot \frac{22,41}{33,066} = 0,00049 \quad (23)$$

где  $\beta_c$  – степень связывания серы топлива 65%.

Объем паров находится по формуле:

$$V_{H_2S} = \frac{100 - S^p - W^p}{100 - \rho_{cm}} \cdot \delta_{cm} \cdot \psi_{cm} = \frac{100 - 7,4 - 33}{100} \cdot 0,05 \cdot 0,2 \\ = 3,253 \cdot 10^{-5} \quad (24)$$

где  $\rho_{cm}$  – плотность смоляных паров 160,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$\delta_{\text{см}}$  – исходное содержание смол в органической массе угля 0,05, кг/кг;  
 $\psi_{\text{см}}$  – доля неразложившихся смол принимаем 0,2.

Количество углерода и водорода топлива, перешедшее в состав смол, вычисляем по формуле, %:

$$\Delta C_{\text{см}}^{\text{p}} = 0,89 \cdot (100 - A^{\text{p}} - W^{\text{p}}) \cdot \delta_{\text{см}} \cdot \psi_{\text{см}} \quad (25)$$

$$\Delta H_{\text{см}}^{\text{p}} = 0,041 \cdot (100 - A^{\text{p}} - W^{\text{p}}) \cdot \delta_{\text{см}} \cdot \psi_{\text{см}} \quad (26)$$

$$\Delta C_{\text{см}}^{\text{p}} = 0,89 \cdot (100 - 7,4 - 33) \cdot 0,05 \cdot 0,2 = 0,4774$$

$$\Delta H_{\text{см}}^{\text{p}} = 0,041 \cdot (100 - 7,4 - 33) \cdot 0,05 \cdot 0,2 = 0,022$$

где 0,89 и 0,041 представляет приблизительное содержание углерода и водорода в газогенераторной смоле по данным ее анализа.

Газификация кипящего слоя характеризуется низкой степенью конвертации его в  $CO_2$  и характером соотношений концентрации углеродосодержащих макрокомпонентов синтез-газа. В опытах эти пропорции определялись величинами:

$$C_{CO} = \frac{CO}{CO + CO_2 + CH_4} \quad (27)$$

где  $CO, CO_2, CH_4$  – объемные концентрации обозначенных компонентов синтез-газа, %.

По результатам опытов были составлены зависимости от концентрации данных компонентов от выхода летучих в газифицируемом топливе, откуда можно найти объемные концентрации синтез-газа, %:

$$CO = 85\%$$

$$CO_2 = 8\%$$

$$CH_4 = 7\%$$

$$V_{CO} + V_{CO_2} + V_{CH_4} = \frac{(1 - \delta C_{\text{отс}}) \cdot C^{\text{p}} \cdot \Delta C'_{\text{нед}} \cdot \Delta C_{\text{см}}^{\text{p}}}{100} \cdot \frac{22,41}{12,011} \quad (28)$$

$$V_{CO} + V_{CO_2} + V_{CH_4} = \frac{(1 - 0,0596) \cdot 42,6 \cdot 5,453 \cdot 0,4774}{100} \cdot \frac{22,41}{12,011} = 0,6368$$

Объемы данных компонентов в синтез-газе,  $\text{м}^3/\text{кг}$ :

Объем монооксида углерода, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{CO} = C_{CO} \cdot (V_{CO} + V_{CO_2} + V_{CH_4}) = 0,85 \cdot 0,6368 = 0,5413 \quad (29)$$

где  $C_{CO}$  – концентрация монооксидов углерода в синтез-газе, %.

Объём диоксида углерода, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{CO_2} = C_{CO_2} \cdot (V_{CO} + V_{CO_2} + V_{CH_4}) = 0,08 \cdot 0,6368 = 0,0509 \quad (30)$$

где  $C_{CO_2}$  – концентрация диоксида углерода в синтез-газе, %.

Объём метана, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{CH_4} = C_{CH_4} \cdot (V_{CO} + V_{CO_2} + V_{CH_4}) = 0,07 \cdot 0,6368 = 0,0446 \quad (31)$$

где  $C_{CH_4}$  – концентрация метана в синтез-газе, %.

Объём оказываемого газа, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{\text{отс}} = \frac{V_{CO} \cdot 0,03 \cdot \frac{CO_{\text{отс}}}{100}}{CO_{\text{отс}}} = \frac{0,5413 \cdot 0,03 \cdot \frac{0,05}{100}}{0,05} = 0,01624 \quad (32)$$

Объемы  $V_{H_2}$  и  $V_{H_2O}$  можно вывести из известной степени разложения водяного пара и соблюдение элементного баланса, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{H_2} = \chi \cdot \left[ G_{H_2O} \cdot \frac{2 \cdot 1,008}{2 \cdot 1,008 + 16} + \frac{H^p - \Delta H_{CM}^p}{100} - \left( 2 \cdot V_{CH_4} + V_{H_2S} + \frac{H_2O_{\text{отс}}}{100} \cdot V_{\text{отс}} \right) \cdot \frac{2 \cdot 1,008}{100} \right] \cdot \frac{22,41}{2 \cdot 1,008} \quad (33)$$

$$V_{H_2} = 0,9 \cdot \left[ 0,142 \cdot \frac{2 \cdot 1,008}{2 \cdot 1,008 + 16} + \frac{2 - 0,022}{100} - \left( 2 \cdot 0,0446 + 0,00049 + \frac{2}{100} \cdot 0,01624 \right) \cdot \frac{2 \cdot 1,008}{100} \right] \cdot \frac{22,41}{2 \cdot 1,008} = 0,4388$$

где  $\chi$  – степень разложения водяного пара принятая 90%;

$G_{H_2O}$  – расход пара на фурмы, принимаемый в первом приближении и корректируемый в дальнейшем, 0,142 кг/кг;

$H_2O_{\text{отс}}$  – процент водяных паров в отсасываемых газах, 2%.

$$V_{H_2O} = V_{H_2} \cdot \frac{1-\chi}{\chi} + \frac{W^p}{100} \cdot \frac{22,41}{2 \cdot 1,008 + 16} \quad (34)$$

$$V_{H_2O} = 0,4388 \cdot \frac{1-0,9}{0,9} + \frac{33}{100} \cdot \frac{22,41}{2 \cdot 1,008+16} = 0,311$$

Вычисляем объем  $V_{N_2}$  из баланса кислорода, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{N_2} = \left( [V_{CO} + 2 \cdot V_{CO_2} + V_{H_2O} + (H_2O_{\text{отс}} + 2 \cdot CO_{2\text{отс}} + CO_{\text{отс}}) \cdot \frac{V_{\text{отс}}}{100}] \cdot \frac{16}{22,41} - \frac{O^p}{100} - \left( \frac{W^p}{100} + G_{H_2O} \right) \cdot \frac{16}{2 \cdot 1,008+16} \right) \cdot \frac{22,41}{2 \cdot 16} \cdot \frac{79}{21} - \frac{N_{2\text{отс}}}{100} \cdot V_{\text{отс}} + \frac{N^p}{100} \cdot \frac{22,41}{2 \cdot 14,008} \quad (35)$$

$$V_{N_2} = \left( [0,5413 + 2 \cdot 0,0509 + 0,311 + (2 + 2 \cdot 0,14 + 0,05) \cdot \frac{0,01624}{100}] \cdot \frac{16}{22,41} - \frac{13,2}{100} - \left( \frac{33}{100} + 0,142 \right) \cdot \frac{16}{2 \cdot 1,008+16} \right) \cdot \frac{22,41}{2 \cdot 16} \cdot \frac{79}{21} - \frac{75}{100} \cdot 0,01624 + \frac{0,6}{100} \cdot \frac{22,41}{2 \cdot 14,008} = \\ = 0,5331$$

Объем синтез–газа в выходном патрубке реактора на 1 кг газифицируемого топлива, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{c-\Gamma} = V_{CO} + V_{CO_2} + V_{CH_4} + V_{H_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{H_2S} + V_{\text{см}} \quad (36)$$

$$V_{c-\Gamma} = 0,5413 + 0,0509 + 0,0446 + 0,4388 + 0,311 + 0,5331 + 0,00049 + +3,252 \cdot 10^{-5} = 1,9201$$

Вычисляем процентное содержания составляющих синтез–газа, %:

$$C_{\text{сост}} = \frac{V_{\text{сост}}}{V_{c-\Gamma}} \cdot 100\% \quad (37)$$

Данные расчета сводим в таблицу 5.

Таблица 5 – Содержание компонентов в синтез–газе

Соединение в составе газа	Процентное содержание соединения в газе, %
$CO$	28,19
$CO_2$	2,653
$CH_4$	2,321
$H_2$	22,85
$H_2O$	16,195
$N_2$	27,763
$H_2S$	0,0255
Смола	0,0017
Сумма составляющих:	100

Теплота сгорания, кДж/м<sup>3</sup>, и теплоемкость синтез газа, кДж/кг·°С, определяются по формулам:

$$Q_{\text{H.c-г}}^{\text{p}} = 127,7 \cdot C_{CO} + 356 \cdot C_{CH_4} + 108 \cdot C_{H_2} + 234 \cdot C_{H_2S} + 58366,2 \cdot C_{\text{см}} \quad (38)$$

$$Q_{\text{H.c-г}}^{\text{p}} = 127,7 \cdot 28,19 + 356 \cdot 2,321 + 108 \cdot 22,85 + 234 \cdot 0,0255 + 58366,2 \cdot 0,0017 = 7001,973$$

$$C_{\text{c-г}} = C_{CO} \cdot \frac{CO}{100} + C_{CO_2} \cdot \frac{CO_2}{100} + C_{CH_4} \cdot \frac{CH_4}{100} + C_{H_2} \cdot \frac{H_2}{100} + C_{H_2O} \cdot \frac{H_2O}{100} + C_{N_2} \cdot \frac{N_2}{100} + C_{H_2S} \cdot \frac{H_2S}{100} + C_{\text{смла}} \cdot \frac{\text{смола}}{100} \quad (39)$$

$$C_{\text{c-г}} = 1,3 \cdot \frac{28,19}{100} + 1,66 \cdot \frac{2,653}{100} + 1,548 \cdot \frac{2,321}{100} + 1,278 \cdot \frac{22,85}{100} + 1,276 \cdot \frac{16,195}{100} + 1,257 \cdot \frac{27,763}{100} + 1,508 \cdot \frac{0,0255}{100} + 271,3 \cdot \frac{0,0017}{100} = 1,299$$

где  $C_{CO}$  – теплоемкостьmonoоксида углерода принимаем 1,3 кДж/(м<sup>3</sup> °С);  
 $C_{CO_2}$  – теплоемкость диоксида углерода принимаем 1,66 кДж/(м<sup>3</sup> °С);  
 $C_{CH_4}$  – теплоемкость метана принимаем 1,548 кДж/(м<sup>3</sup> °С);  
 $C_{H_2}$  – теплоемкость водорода принимаем 1,278 кДж/(м<sup>3</sup> °С);  
 $C_{H_2O}$  – теплоемкость водяных паров принимаем 1,276 кДж/(м<sup>3</sup> °С);  
 $C_{N_2}$  – теплоемкость азота принимаем 1,257 кДж/(м<sup>3</sup> °С);  
 $C_{H_2S}$  – теплоемкость сероводорода принимаем 1,508 кДж/(м<sup>3</sup> °С).  
 $C_{\text{см}}$  – теплоемкость смолы принимаем 271,3 кДж/(м<sup>3</sup> °С).

Расход сухого воздуха в газогенератор, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{\text{с.в}} = \left( \frac{N_2}{100} \cdot V_{\text{c-г}} + \frac{N_{\text{отс}}}{100} \cdot V_{\text{отс}} - \frac{N^{\text{p}}}{100} \cdot \frac{22,41}{2 \cdot 14,008} \right) \cdot \frac{100}{79} \quad (40)$$

$$V_{\text{с.в}} = \left( \frac{27,763}{100} \cdot 1,9201 + \frac{75}{100} \cdot 0,01624 - \frac{2}{100} \cdot \frac{22,41}{2 \cdot 14,008} \right) \cdot \frac{100}{79} = 0,6841$$

Расход острого пара, кг/кг:

$$G_{\text{o.п}} = G_{H_2O} - 0,0161 \cdot V_{\text{с.в}} \cdot \frac{16+2 \cdot 1,008}{22,41} \quad (41)$$

$$G_{\text{o.п}} = 0,142 - 0,0161 \cdot 0,6841 \cdot \frac{16+2 \cdot 1,008}{22,41} = 0,1331$$

### 3.3 Расчет температуры за газогенератором

Температура синтез–газа за газогенератором, вычисляется из его теплового баланса по формуле, °С:

$$\vartheta''_{\text{ГГ}} = \frac{Q_{\text{h}}^{\text{p}} \cdot (1 - 0,01 \cdot q_{4\text{уH}}) + h_{\text{ТП}} + h_{\text{Д}} - V_{\text{c-г}} \cdot Q_{\text{H.c-г}}^{\text{p}} - Q_{\text{отс}} - h_{\text{Ш}} + 200}{C_{\text{c-г}} \cdot V_{\text{c-г}} + c_{\text{зл}} \cdot \alpha'_{\text{мин}} + c_{\text{гк}} \cdot \alpha_{\text{опр}}} \cdot \eta_{\text{ГГ}} \quad (42)$$

где  $h_{\text{ТП}}$  – энталпия внесенного в газогенератор угля, кДж/ кг ;

$h_D$  – энталпия дутья, кДж/кг ;

$Q_{\text{отс}}$  – химическая и физическая энергия отсасываемых из летки газов, кДж/кг ;

$h_{\text{Ш}}$  – энталпия шлака, кДж/кг ;

$\eta_{\text{гг}}$  – термическое КПД газогенератора принимаем 0,93.

Вычисляем энталпию подаваемого в газогенератор угля, кДж/кг:

$$h_{\text{TP}} = C_{\text{TP}} \cdot t_{\text{TP}} = 1,3 \cdot 20 = 26 \quad (43)$$

где  $C_{\text{TP}}$  – теплоемкость угля, кДж/(м<sup>3</sup> °C);

$t_{\text{TP}}$  – температура подаваемого в газогенератор угля, °C.

Вычисляем энталпию дутья, кДж/кг:

$$h_D = V_{\text{c.v}} \cdot C_{\text{c.v}} \cdot t_{\text{c.v}} + G_{\text{o.p}} \cdot h_{\text{o.p}} \quad (44)$$

где  $C_{\text{c.v}}$  – теплоемкость сухого воздуха принимаем 1,3 кДж/(м<sup>3</sup> °C);

$t_{\text{c.v}}$  – температура сухого воздуха определяется через степень сжатия в компрессоре и начальной температуре воздуха на входе в компрессор;

$$t_{\text{c.v}} = \left( T_{\text{нач}} \cdot \pi_k^{\frac{k-1}{k}} \right) - 273 = \left( 15 \cdot 9^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right) - 273 = 266,55 \quad (45)$$

где  $T_{\text{нач}}$  – начальная температура воздуха на входе в компрессор принимаем 15, °C;

$\pi_k$  – степень сжатия компрессора принимаем равной 9;

$k$  – коэффициент адиабаты для воздуха принимаем 1,4.

$G_{\text{o.p}}$  – расход острого пара на дутье, кг/кг;

$h_{\text{o.p}}$  – энталпия острого пара, 3438,32 кДж/кг.

$$h_D = 0,6841 \cdot 1,3 \cdot 266,55 + 0,1331 \cdot 3438,32 = 694,86$$

Вычисляем химическую и физическую энергию отсасываемых из летки газов, кДж/кг:

$$Q_{\text{отс}} = 127,7 \cdot V_{\text{отс}} \cdot \frac{CO_{\text{отс}}}{100} + V_{\text{отс}} \cdot \left( C_{CO} \cdot \frac{CO_{\text{отс}}}{100} + C_{CO_2} \cdot \frac{CO_{2\text{отс}}}{100} + C_{O_2} \cdot \frac{O_{2\text{отс}}}{100} + C_{N_2} \cdot \frac{N_{2\text{отс}}}{100} \right) \cdot t_c + 200 \quad (46)$$

$$Q_{\text{отс}} = 127,7 \cdot 0,0162 \cdot \frac{0,05}{100} + 0,0162 \cdot \left( 1,3 \cdot \frac{0,05}{100} + 1,66 \cdot \frac{0,14}{100} + 1,21 \cdot \frac{2}{100} + 1,257 \cdot \frac{75}{100} \right) \cdot 1230 + 200 = 225,87$$

Вычисляем энталпию шлака по формуле, кДж/кг:

$$h_{\text{Ш}} = \frac{A^p}{100} \cdot (c_{\text{зл}} \cdot \vartheta) \quad (47)$$

где  $(c_{зл} \cdot \vartheta)$  - энталпия золы при температуре  $t_c + 200$  принимаем 1986,35 кДж/кг;

$t_c$  - температура жидкотекущего состояния шлака принятая 1230, °C.

$$h_{III} = \frac{7,4}{100} \cdot (1986,35) = 146,99$$

Определим теплоемкость золы, кДж/(м<sup>3</sup> °C):

$$c_{зл} = \frac{(c_{зл} \cdot \vartheta)}{t_3 + 200} = \frac{1986,35}{1230 + 200} = 1,389 \quad (48)$$

Определив температуру синтез-газа за реактором, °C:

$$\vartheta''_{ГГ} = \frac{15280 \cdot (1 - 0,01 \cdot 0,38) + 26 + 930,67 - 1,9201 \cdot 7001,97 - 225,87 - 146,99 + 200}{1,299 \cdot 1,9201 + 1,389 \cdot 0,259 + 0,84 \cdot 0,0222} \cdot 0,93 = 848$$

Определив температуру синтез-газа за реактором определим температуру в фурменной зоне газогенератора по экспериментальным данным  $\vartheta_{\phi 1} = 1586,2$  °C.

Так как  $\vartheta_{\phi 1} > t_c + 200 = 1230 + 200 = 1430$  °C следовательно температура в нижней фурменной зоне обеспечивает стабильный выход шлака из газогенератора.

Определим плотность компонентов синтез-газа, кг/ м<sup>3</sup>:

$$\rho_{CO} = 0,01 \cdot (1,25 \cdot CO) = 0,01 \cdot (1,25 \cdot 28,19) = 0,3524 \quad (49)$$

$$\rho_{CO_2} = 0,01 \cdot (1,96 \cdot CO_2) = 0,01 \cdot (1,25 \cdot 2,653) = 0,0524 \quad (50)$$

$$\rho_{CH_4} = 0,01 \cdot (1,25 \cdot CH_4) = 0,01 \cdot (1,25 \cdot 2,321) = 0,0166 \quad (51)$$

$$\rho_{H_2} = 0,01 \cdot (0,0899 \cdot H_2) = 0,01 \cdot (1,25 \cdot 22,85) = 0,0205 \quad (52)$$

$$\rho_{N_2} = 0,01 \cdot (1,25 \cdot N_2) = 0,01 \cdot (1,25 \cdot 27,763) = 0,347 \quad (53)$$

$$\rho_{H_2O} = 0,01 \cdot (1,25 \cdot H_2O) = 0,01 \cdot (1,25 \cdot 16,195) = 0,3477 \quad (54)$$

$$\rho_{H_2S} = 0,01 \cdot (1,25 \cdot H_2S) = 0,01 \cdot (1,25 \cdot 0,0017) = 0,0004 \quad (55)$$

Плотность синтез-газа, кг/м<sup>3</sup>:

$$\rho_{с.г} = \rho_{CO} + \rho_{CO_2} + \rho_{CH_4} + \rho_{H_2} + \rho_{N_2} + \rho_{H_2O} + \rho_{H_2S} \quad (56)$$

$$\rho_{с.г} = 0,3524 + 0,0524 + 0,0166 + 0,0205 + 0,347 + 0,3477 + 0,0004$$

$$= 1,137$$

Определим массу составляющих синтез газа в 1 кг газа, кг:

$$m_{\text{комп}} = \frac{\rho_{\text{комп}} \cdot \frac{C_{\text{комп}}}{100}}{\rho_{\text{с-г}}} \quad (57)$$

Рассчитанные массы компонентов и их энталпии при температуре на входе и на выходе из охладителя газа снесем в таблицу 6.

Таблица 6 – Массы и энталпии компонентов синтез–газа

Элемент в составе синтез–газа	Массы компонентов, кг	Энталпия элементов, кДж/м <sup>3</sup>	
		$\vartheta''_{\text{гр}} = 848^{\circ}\text{C}$	$\vartheta''_{\text{охл}} = 300^{\circ}\text{C}$
$CO$	0,3099	1226,46	599,63
$CO_2$	0,0461	1121,17	477,38
$CH_4$	0,0146	1047,13	266,7
$H_2$	0,0181	16251,88	8177,56
$H_2O$	0,3058	2271,42	1078,33
$N_2$	0,3052	1216,02	597,96
$H_2S$	0,0003448	729,8	195,8

Энталпия синтез–газа перед охладителем газа, кДж/кг:

$$h_{\text{с-г}}^{\text{вых}} = m_{CO} \cdot h_{CO}^{\text{вых}} + m_{CO_2} \cdot h_{CO_2}^{\text{вых}} + m_{CH_4} \cdot h_{CH_4}^{\text{вых}} + m_{H_2} \cdot h_{H_2}^{\text{вых}} + m_{H_2O} \cdot h_{H_2O}^{\text{вых}} + m_{N_2} \cdot h_{N_2}^{\text{вых}} + m_{H_2S} \cdot h_{H_2S}^{\text{вых}} \quad (58)$$

$$h_{\text{с-г}}^{\text{вых}} = 0,3099 \cdot 1226,46 + 0,0461 \cdot 1121,17 + 0,0146 \cdot 1047,13 + 0,0181 \cdot 16251,88 + 0,3058 \cdot 2271,42 + 0,3052 \cdot 1216,02 + 0,0003448 \cdot 729,8 = 1806,609$$

Энталпия синтез–газа после охладителя газа, кДж/кг:

$$h_{\text{с-г}}^{\text{вых}} = m_{CO} \cdot h_{CO}^{\text{вых}} + m_{CO_2} \cdot h_{CO_2}^{\text{вых}} + m_{CH_4} \cdot h_{CH_4}^{\text{вых}} + m_{H_2} \cdot h_{H_2}^{\text{вых}} + m_{H_2O} \cdot h_{H_2O}^{\text{вых}} + m_{N_2} \cdot h_{N_2}^{\text{вых}} + m_{H_2S} \cdot h_{H_2S}^{\text{вых}} \quad (59)$$

$$h_{\text{с-г}}^{\text{вых}} = 0,3099 \cdot 599,63 + 0,0461 \cdot 477,38 + 0,0146 \cdot 266,7 + 0,0181 \cdot 8177,56 + 0,3058 \cdot 1078,33 + 0,3052 \cdot 597,96 + 0,0003448 \cdot 195,8 = 871,76$$

Определение расхода твердого топлива на газогенератор, кг/с:

$$B_{\text{гр}} = \frac{B_{\text{с.г.ГТУ}}}{V_{\text{с-г}} \cdot \rho_{\text{с-г}}} = \frac{66,708}{1,9201 \cdot 1,137} = 30,553 \quad (60)$$

где  $B_{\text{с.г.ГТУ}} = 66,708$  – требуемый расход синтез-газа на камеру сгорания, кг/с.

Определим расход пара на газификацию угля, кг/с:

$$G_{\text{пар.гр}} = B_{\text{гр}} \cdot G_{\text{o.п}} = 30,552 \cdot 0,1331 = 4,068 \quad (61)$$

Определим расход воздуха на газификацию угля, кг/с:

$$G_{\text{возд.гр}} = \frac{B_{\text{гр}}}{V_{\text{с.в}} \cdot \rho_{\text{с.в}}} = \frac{30,552}{0,6841 \cdot 0,922} = 48,437 \quad (62)$$

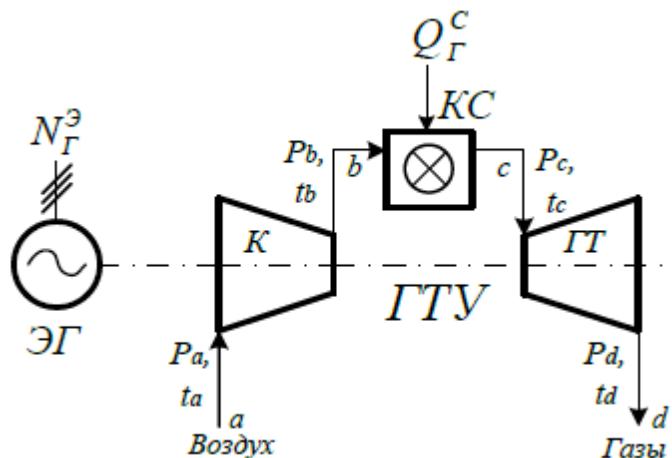
### 3.4 Тепловой расчет ГТУ

При расчете тепловой схемы ГТУ (рисунок 9) и цикла ГТУ (рисунок 10) исходными величинами, заданными или принимаемыми по оценке, являются:

- электрическая мощность турбины LM6000 PD Sprint  $N_3 = 45 \text{ МВт}$ ;
- температура газов перед газовой турбиной  $t_c = 1430^\circ\text{C}$ ;
- температура воздуха на входе в компрессор  $t_a = 15^\circ\text{C}$ ;
- наибольшая допустимая температура металла сопловых и рабочих лопаток, по условиям прочности  $t_w = 850^\circ\text{C}$ ;
- степень сжатия в компрессоре  $\varepsilon = 31,1$ ;
- число ступеней газовой турбины  $z = 7$ ;
- коэффициент потерь давления  $\lambda = 0,95$ ;
- коэффициент использования теплоты топлива в камере сгорания  $\eta_{\text{кс}} = 0,995$ ;
- механический КПД турбины  $\eta_m = 0,99$ ;
- КПД электрогенератора  $\eta_{\text{ЭГ}} = 0,982$ ;
- изоэнтропийный КПД турбины  $\eta_T = 0,84$ ;
- изоэнтропийный КПД компрессора  $\eta_k = 0,86$ ;
- коэффициент утечек  $\alpha_y = 0,005$ ;

В качестве топлива принимаем синтез-газ  $CO = 28,19\%$ ,  $CO_2 = 2,653\%$ ,  $CH_4 = 2,321\%$ ,  $H_2 = 22,85\%$ ,  $N_2 = 27,763\%$ ,  $H_2O = 16,195\%$ ,  $H_2S = 0,0255\%$  имеющий следующие характеристики:

- теплота сгорания  $Q_h^p = 6157,746 \text{ кДж/кг}$ ;
- плотность синтез-газа  $\rho_{\text{с.г}} = 1,137 \text{ кг/м}^3$ .



К – компрессор, КС – камера сгорания, ГТ – газовая турбина,

ЭГ – электрический генератор

Рисунок 9 – Принципиальная схема газотурбинной установки

### 3.4.1 Определение параметров процесса сжатия воздуха в компрессоре

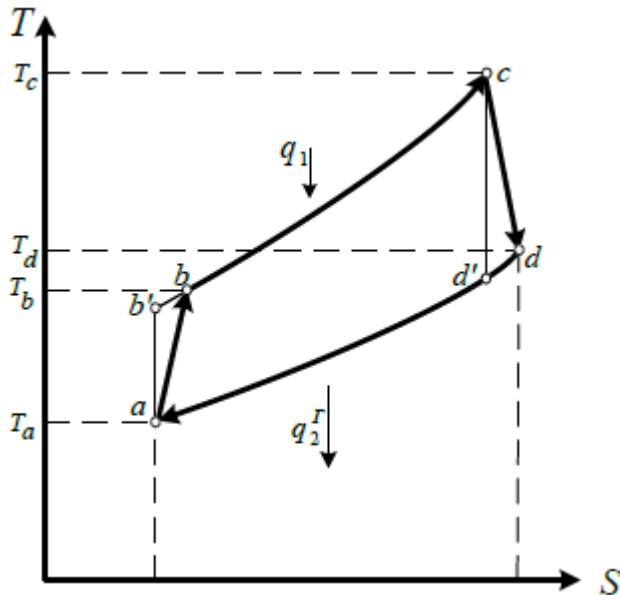


Рисунок 10 – Цикл простой ГТУ

Точка  $a$  соответствует состоянию воздуха перед компрессором (давление  $P_a$ , температура  $t_a$ ). Отрезок  $ab$  – реальный процесс сжатия воздуха в компрессоре с учетом потерь до параметров  $P_b$  и  $t_b$ ;  $ab'$  – изоэнтропный процесс сжатия; отрезок  $b_c$  – процесс подвода тепла в камере сгорания с увеличением температуры до  $t_c$ ; отрезок – реальный процесс расширения газа в турбине с учетом потерь до параметров  $P_d$  и  $t_d$ ;  $cd'$  – изоэнтропный процесс; отрезок – условное замыкание цикла.

Температура воздуха перед компрессором (точка  $a$ )  $T_a$ , К:

$$T_a = t_a + 273 = 15 + 273 = 288 \quad (63)$$

Теплоемкость воздуха при температуре  $t_a$  перед компрессором, кДж/м<sup>3</sup>:

$$c_p^B(t_a) = 1,2866 + 0,0001201 \cdot t_a = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 15 = 1,288 \quad (64)$$

Теплоемкость воздуха при температуре 25°C перед компрессором, кДж/м<sup>3</sup>:

$$c_p^B(25) = 1,2866 + 0,0001201 \cdot t_{\text{станд}} \quad (65)$$

$$c_p^B(25) = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 25 = 1,29$$

Энталпии веществ определяются, как разность их значений при заданной температуре и при температуре 25°C.

Объемная энталпия воздуха перед компрессором, кДж/м<sup>3</sup>:

$$h'_a(t_a) = c_p^B(t_a) \cdot t_a = 1,288 \cdot 15 = 19,326 \quad (66)$$

$$h'_B(25) = c_p^B(25) \cdot t_a = 1,29 \cdot 15 = 32,24 \quad (67)$$

$$h_a = h'_a(t_a) - h'_B(25) = 19,326 - 32,24 = -12,914 \quad (68)$$

В первом приближении принимаем значение показателя степени в процессе сжатия для воздуха  $m_B = 0,28$ . Тогда температура воздуха за компрессором в первом приближении (точка  $b$  рисунка 10)  $t_b, ^\circ\text{C}$ .

$$T_b = T_a \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon^{m_B}}{\eta_K}\right) = T_a \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon^{m_B}}{\eta_K}\right) = 829,848 \quad (69)$$

$$t_b = T_b - 273 = 727,903 - 273 = 556,848 \quad (70)$$

Теплоемкость воздуха при температуре  $t_b$  перед компрессором,  $\text{kДж}/\text{м}^3\cdot\text{град}$ :

$$c_p^B(t_b) = 1,2866 + 0,0001201 \cdot t_b \quad (71)$$

$$c_p^B(t_b) = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 556,848 = 1,353$$

Объемная энталпия воздуха перед компрессором,  $\text{kДж}/\text{м}^3$ :

$$h'_b(t_b) = c_p^B(t_b) \cdot t_b = 1,353 \cdot 556,848 = 753,682 \quad (72)$$

$$h_b = h'_b(t_b) - h'_B(25) = 753,682 - 32,24 = 721,442 \quad (73)$$

Средняя объемная теплоемкость воздуха в процессе сжатия в компрессоре  $c_p^{B'}$ ,  $\text{kДж}/\text{м}^3\cdot\text{град}$ :

$$c_p^{B'} = \frac{h_b - h_a}{t_b - t_a} = \frac{721,442 - (-12,914)}{556,848 - 15} = 1,355 \quad (74)$$

Средняя массовая теплоемкость воздуха в процессе сжатия в компрессоре  $c_p^B$ ,  $\text{kДж}/\text{м}^3\cdot\text{град}$ :

$$c_p^B = \frac{c_p^{B'}}{\rho_B} = \frac{1,355}{1,293} = 1,048 \quad (75)$$

где  $\rho_B = 1,293 \text{ кг}/\text{м}^3$  – плотность воздуха при нормальных условиях.

Уточнение показателя степени  $m_B$ :

$$m_B = \frac{R_B}{c_p^{B'}} = \frac{0,287}{c_p^{B'}} = 0,274 \quad (76)$$

где  $R_B$  – газовая постоянная,  $\text{кДж}/\text{кг}\cdot\text{К}$ , воздуха,  $R_B = 0,287$ ;

Уточнение температуры и энталпии воздуха за компрессором при новом значении  $m_B = 0,274$  (второе приближение). Расчет повторяется:  $t_b = 538,396^\circ\text{C}$ ,  $h_b = 695,274 \text{ кДж}/\text{м}^3$ .

### 3.4.2 Определение параметров газа после камеры сгорания

Теплоемкости компонентов газа за турбиной при температуре  $t_c$ , кДж/(м<sup>3</sup>·град):

$$c_{RO_2} = 1,6990 + 0,0004798 \cdot t_c \quad (77)$$

$$c_{RO_2} = 1,6990 + 0,0004798 \cdot 1430 = 2,385$$

$$c_{H_2O} = 1,4733 + 0,0002498 \cdot t_c \quad (78)$$

$$c_{H_2O} = 1,4733 + 0,0002498 \cdot 1430 = 1,831$$

$$c_{N_2} = 1,2799 + 0,0001107 \cdot t_c \quad (79)$$

$$c_{N_2} = 1,2799 + 0,0001107 \cdot 1430 = 1,438$$

$$c_{V_0} = 1,2866 + 0,0001201 \cdot t_c \quad (80)$$

$$c_{V_0} = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 1430 = 1,458$$

Аналогично определяются теплоемкости компонентов при температуре 25°C :

$$c_{RO_2}(25) = 1,6990 + 0,0004798 \cdot 25 = 1,711$$

$$c_{H_2O}(25) = 1,4733 + 0,0002498 \cdot 25 = 1,48$$

$$c_{N_2}(25) = 1,2799 + 0,0001107 \cdot 25 = 1,283$$

$$c_{V_0}(25) = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 25 = 1,29$$

Находим объемы теоретического количества воздуха и продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha=1$ , м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>:

$$V_0 = 0,0476 \cdot \left[ 0,5 \cdot (CO + H_2) + 1,5 \cdot H_2S + \left( 1 + \frac{4}{4} \right) \cdot CH_4 \right] \quad (81)$$

$$V_0 = 0,0476 \cdot \left[ 0,5 \cdot (28,19 + 22,85) + 1,5 \cdot 0,026 + \left( 1 + \frac{4}{4} \right) \cdot 2,322 \right] = 1,438$$

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot V_0 + \frac{N_2}{100} = 0,79 \cdot 1,438 + \frac{27,763}{100} = 1,413 \quad (82)$$

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot (CO + CO_2 + H_2S + CH_4) \quad (83)$$

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot (28,19 + 2,653 + 0,026 + 2,322) = 0,332$$

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot (H_2 + H_2O) + 0,0161 \cdot V_0 \quad (84)$$

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot (22,85 + 16,195) + 0,0161 \cdot 1,438 = 0,414$$

Теоретический объем дымовых газов , м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>:

$$V_r = V_{N_2} + V_{RO_2} + V_{H_2O} = 1,413 + 0,332 + 0,414 = 2,159 \quad (85)$$

Объемные доли компонентов в чистых продуктах сгорания:

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_r} = \frac{0,332}{2,159} = 0,154 \quad (86)$$

$$r_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_r} = \frac{1,413}{2,159} = 0,655 \quad (87)$$

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_r} = \frac{0,414}{2,159} = 0,192 \quad (88)$$

Энталпия газов при температуре  $t_c$  после камеры сгорания определяется как энталпия смеси компонентов, кДж/м<sup>3</sup>:

$$h'_c(t_c) = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O}) \cdot t_c \quad (89)$$

$$h'_c(t_c) = (0,154 \cdot 1,711 + 0,655 \cdot 1,435 + 0,192 \cdot 1,455) \cdot 1430 = 2372,287$$

Аналогично определяется энталпия газов  $h_r$  при температуре 25°C:

$$h'_b(25) = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2}(25) + r_{N_2} \cdot c_{N_2}(25) + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O}(25)) \cdot 25 \quad (90)$$

$$h'_b(25) = (0,154 \cdot 2,371 + 0,655 \cdot 1,283 + 0,192 \cdot 1,48) \cdot 25 = 34,656$$

В итоге искомая энталпия газов после камеры сгорания, кДж/м<sup>3</sup>:

$$h_c(t_c) = h'_c(t_c) - h_r(25) = 2372,287 - 34,656 = 2337,631 \quad (91)$$

Объемная энталпия воздуха при температуре  $t_c$  после камеры сгорания, кДж/м<sup>3</sup>:

$$h_r^c = c_p^b(t_c) \cdot t_c - h'_b(25) = 1,458 \cdot 1430 - 34,656 = 2053,19 \quad (92)$$

Коэффициент избытка воздуха в газах после камеры сгорания:

$$\alpha = \frac{Q_h^p \cdot \eta_{kc} + V_0 \cdot h_b^c - (1 - V_0) \cdot h_b^c}{V_0 \cdot (h_b^c - h_b)} \quad (93)$$

$$\alpha = \frac{7001,973 \cdot 0,995 + 1,438 \cdot 2053,19 - (1 - 1,438) \cdot 2053,19}{1,438 \cdot (2053,19 - 695,274)} = 2,609$$

Далее находим действительные объемы продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha > 1$ .

Действительный объем водяных паров, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O} + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_0 \quad (94)$$

$$V_{H_2O} = 0,414 + 0,0161 \cdot (2,609 - 1) \cdot 1,438 = 0,451$$

Действительный объем дымовых газов , м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>:

$$V_r = V_{N_2} + V_{RO_2} + V_{H_2O} + (\alpha - 1) \cdot V_0 \quad (95)$$

$$V_r = 1,413 + 0,332 + 0,448 + (2,609 - 1) \cdot 1,438 = 4,508$$

Объемные доли компонентов в чистых продуктах сгорания:

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_r} = \frac{0,332}{4,508} = 0,074 \quad (96)$$

$$r_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_r} = \frac{1,413}{4,508} = 0,313 \quad (97)$$

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_r} = \frac{0,451}{4,508} = 0,1 \quad (98)$$

$$r_{V_0} = \frac{(\alpha - 1) \cdot V_0}{V_r} = \frac{(2,609 - 1) \cdot 1,438}{4,508} = 0,513 \quad (99)$$

Энталпия газов при температуре  $t_c$  после камеры сгорания определяется как энталпия смеси компонентов, кДж/м<sup>3</sup>:

$$h'_c(t_c) = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{V_0} \cdot c_{V_0}) \cdot t_c \quad (100)$$

$$h'_c(t_c) = (0,074 \cdot 1,711 + 0,313 \cdot 1,435 + 0,1 \cdot 1,455 + 0,513 \cdot 1,455) \cdot 1430 = 2227,183$$

Аналогично определяется энталпия газов  $h'_r(25)$  при температуре 25°C:

$$h'_r(25) = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2}(25) + r_{N_2} \cdot c_{N_2}(25) + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O}(25) + r_{V_0} \cdot c_{V_0}(25)) \cdot 25 \quad (101)$$

$$h'_r(25) = (0,074 \cdot 2,371 + 0,313 \cdot 1,283 + 0,1 \cdot 1,48 + 0,513 \cdot 1,29) \cdot 25 = 33,436$$

В итоге искомая энталпия газов после камеры сгорания, кДж/м<sup>3</sup>:

$$h_c = h'_c(t_c) - h'_r(25) = 2227,183 - 33,436 = 2193,747 \quad (102)$$

Теплоемкость газов перед турбиной, кДж/(м<sup>3</sup>·град):

$$c_p^{\Gamma'} = \frac{h_c}{t_c} = \frac{2193,747}{1430} = 1,534 \quad (103)$$

Молекулярная масса газов после камеры сгорания, кг/моль:

$$\mu_r = 28,15 \cdot r_{N_2} + 44,01 \cdot r_{RO_2} + 18,02 \cdot r_{H_2O} + 28,97 \cdot r_{V_0} \quad (104)$$

$$\mu_r = 28,15 \cdot 0,316 + 44,01 \cdot 0,074 + 18,02 \cdot 0,1 + 28,97 \cdot 0,513 = 28,725$$

Объем 1 моля для всех газов при нормальных условиях (давлении 1 бар, температуре 0°C) равен 22,41 м<sup>3</sup>/моль.

Плотность газов после камеры сгорания при нормальных условиях, кг/м<sup>3</sup>:

$$\rho_r = \frac{\mu_r}{22,41} = \frac{28,725}{22,41} = 1,282 \quad (105)$$

Массовая теплоемкость газов перед турбиной, кДж/(кг·град):

$$c_p^{\Gamma} = \frac{c_p^{\Gamma'}}{\rho_r} = \frac{1,534}{1,282} = 1,197 \quad (106)$$

Газовая постоянная, кДж/(кг·град):

$$R_r = \frac{8,314}{\mu_r} = \frac{8,314}{28,725} = 0,289 \quad (107)$$

Показатель степени для газов перед турбиной:

$$m_r = \frac{R_r}{c_p^{\Gamma}} = \frac{0,289}{1,197} = 0,242 \quad (108)$$

### 3.4.3 Определение параметров процесса расширения газа в турбине

Для определения температуры газов за турбиной (точка *d* в реальном процессе) в первом приближении используется найденное в предыдущей формуле значение показателя степени для газов *m<sub>r</sub>*:

$$T_d = T_c \cdot (1 - (1 - \delta^{-m_r})) \quad (109)$$

где  $\delta = \varepsilon \cdot \lambda$  – действительное отношение давлений в турбине;

$$\delta = \varepsilon \cdot \lambda = 31,1 \cdot 0,95 = 29,545 \quad (110)$$

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

$$T_d = 1703 \cdot (1 - (1 - 29,545^{-0,242})) = 903,264$$

$$t_d = T_d - 273 = 903,264 - 273 = 630,264 \quad (111)$$

Теплоемкости компонентов газа за турбиной при температуре  $t_d$  кДж/(м<sup>3</sup>·град):

$$c_{RO_2} = 1,6990 + 0,0004798 \cdot 630,264 = 2,001$$

$$c_{H_2O} = 1,4733 + 0,0002498 \cdot 630,264 = 1,631$$

$$c_{N_2} = 1,2799 + 0,0001107 \cdot 630,264 = 1,35$$

$$c_{V_0} = 1,2866 + 0,0001201 \cdot 630,264 = 1,362$$

Энталпия газов при температуре  $t_d$  определяется как энталпия смеси компонентов, кДж/м<sup>3</sup>:

$$h'_d(t_d) = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{V_0} \cdot c_{V_0}) \cdot t_d \quad (112)$$

$$h'_d(t_d) = (0,074 \cdot 2,001 + 0,313 \cdot 1,631 + 0,1 \cdot 1,35 + 0,513 \cdot 1,362) \cdot 630,264 = 902,683$$

Энталпия газов за турбиной, кДж/м<sup>3</sup>:

$$h_d = h'_d(t_d) - h'_B(25) = 902,683 - 33,478 = 869,246 \quad (113)$$

Массовая энталпия газов за турбиной, кДж/кг:

$$I_d = \frac{h_d}{\rho_r} = \frac{869,246}{1,282} = 678,144 \quad (114)$$

Объемная теплоемкость газов за турбиной (перед котлом-утилизатором), кДж/(м<sup>3</sup>·град):

$$c_p^r' = \frac{h_d}{t_d} = \frac{869,246}{630,264} = 1,379 \quad (115)$$

Массовая теплоемкость газов за турбиной (перед котлом-утилизатором), кДж/(кг·град):

$$c_p^r = \frac{c_p^r'}{\rho_r} = \frac{1,379}{1,282} = 1,076 \quad (116)$$

Средняя объемная теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(м<sup>3</sup>·град):

$$c_{pcr}'^r = \frac{h_c - h_d}{t_c - t_d} = \frac{2193,747 - 869,246}{1430 - 630,264} = 1,656 \quad (117)$$

Средняя массовая теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(кг·град):

$$c_{\text{pcp}}^{\Gamma} = \frac{c_{\text{pcp}}^{\Gamma}}{\rho_{\Gamma}} = \frac{1,656}{1,282} = 1,292 \quad (118)$$

Средний показатель степени процесса расширения турбины:

$$m_{\Gamma} = \frac{R_{\Gamma}}{c_{\text{pcp}}^{\Gamma}} = \frac{0,289}{1,292} = 0,224 \quad (119)$$

Уточнение температуры и энталпии воздуха за компрессором при новом значении  $m_{\Gamma} = 0,224$  (второе приближение). Расчет повторяется от формулы (3.82):  $t_d = 942,51^{\circ}\text{C}$ ,  $h_d = 929,571 \text{ кДж/м}^3$ ,  $I_d = 725,207 \text{ кДж/кг}$ .

Третье приближение  $m_{\Gamma} = 0,223$ ,  $t_d = 944,392^{\circ}\text{C}$ ,  $h_d = 932,475 \text{ кДж/м}^3$ ,  $I_d = 727,472 \text{ кДж/кг}$ .

Работа расширения газа в турбине (полезно использованный теплоперепад),  $\text{кДж/кг}$ :

$$H_{iT} = \frac{h_c - h_d}{\rho_{\Gamma}} = \frac{2193,747 - 932,475}{1,282} = 983,984 \quad (120)$$

Располагаемый теплоперепад турбины,  $\text{кДж/кг}$ :

$$H_{iT} = \frac{H_{iT}}{\eta_T} = \frac{983,984}{0,84} = 983,984 \quad (121)$$

Работа, затраченная на сжатие воздуха в компрессоре,  $\text{кДж/м}^3$ :

$$H_k = h_b - h_a = 695,274 - (-12,914) = 708,188 \quad (122)$$

Коэффициент, учитывающий утечки воздуха:

$$b = \frac{\alpha \cdot V_0 \cdot (1 + \alpha_y)}{1 + \alpha \cdot V_0} = \frac{2,609 \cdot 1,438 \cdot (1 + 0,005)}{1 + 2,609 \cdot 1,438} = 0,793 \quad (123)$$

где  $\alpha_y$  – коэффициент утечек.

Полезная работа ГТУ на валу агрегата,  $\text{кДж/м}^3$ :

$$H_e = H_{iT} \cdot \eta_M \cdot \rho_{\Gamma} - b \cdot H_k \quad (124)$$

$$H_e = 983,984 \cdot 0,99 \cdot 1,282 - 0,793 \cdot 708,188 = 687,066$$

Объемный расход газов на турбину,  $\text{м}^3/\text{с}$ :

$$G'_T = \frac{N_3}{H_e \cdot \eta_{\text{ЭГ}}} = \frac{45000}{687,066 \cdot 0,99} = 66,158 \quad (125)$$

Массовый расход газов на турбину,  $\text{кг/с}$ :

$$G_T = G'_T \cdot \rho_{\Gamma} = 66,158 \cdot 1,282 = 84,801 \quad (126)$$

Расход воздуха, подаваемого компрессором, с учетом утечек,  $\text{м}^3/\text{с}$ :

$$G_{\kappa} = b \cdot G'_T = 0,793 \cdot 66,158 = 52,463 \quad (127)$$

Расход топлива на ГТУ без охлаждения, м<sup>3</sup>/с:

$$B = \frac{G'_T}{(1+\alpha \cdot V_0)} = \frac{66,158}{(1+2,609 \cdot 1,438)} = 13,928 \quad (128)$$

Мощность, развиваемая газовой турбиной, кВт:

$$N_{iT} = G_T \cdot H_{iT} = 84,801 \cdot 983,984 = 83442,577 \quad (129)$$

Мощность, потребляемая компрессором, кВт:

$$N_{\kappa} = G_{\kappa} \cdot H_{\kappa} = 52,463 \cdot 708,188 = 37153,605 \quad (130)$$

Коэффициент полезной работы ГТУ:

$$\varphi = \frac{N_{iT} - N_{\kappa}}{N_{iT}} = \frac{83442,577 - 37153,605}{83442,577} = 0,555 \quad (130)$$

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

$$\eta_{\vartheta} = \frac{(N_{iT} - N_{\kappa}) \cdot \eta_{\text{ЭГ}}}{B \cdot Q_H^p} = \frac{(83442,577 - 37153,605) \cdot 0,99}{13,928 \cdot 15280} = 0,47 \quad (131)$$

### 3.4.4 Учет охлаждения турбины ГТУ

Относительный расход воздуха, отбираваемый от компрессора на охлаждение турбины, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>:

$$g_B = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (t_c - t_w) \quad (132)$$

$$g_B = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (1430 - 850) = 0,206$$

где  $t_w$  – наибольшая допустимая температура металла лопаток, определяемая по условиям прочности,  $t_w = 850^\circ\text{C}$ .

Ориентировочная температура газов после первой ступени,  $K$ , (если принять число ступеней газовой турбины  $z = 7$  и считать работу всех ступеней одинаковой):

$$T_2^1 = T_c - \frac{1}{z} \cdot \frac{H_{iT}}{c_{pcp}^r} = 1673 - \frac{1}{4} \cdot \frac{983,984}{1,292} = 1594,627 \quad (133)$$

Коэффициент снижения работы охлаждаемой турбины:

$$\gamma = \frac{1}{\varphi} \cdot \left( 1 - \varphi - \frac{z-1}{z} \cdot \frac{T_b}{T_2^1} \right) + \frac{0,6}{4 \cdot \varphi} \quad (134)$$

$$\gamma = \frac{1}{0,555} \cdot \left( 1 - 0,63 - \frac{7-1}{7} \cdot \frac{811,396}{1594,627} \right) + \frac{0,6}{4 \cdot 0,555} = 0,287$$

Располагаемая работа ГТУ без охлаждения, кДж/м<sup>3</sup>:

$$H_{\text{ГТУ}} = H_{i\text{T}} \cdot \rho_{\text{г}} - b \cdot H_{\text{k}} \quad (135)$$

$$H_{\text{ГТУ}} = 983,984 \cdot 1,282 - 0,793 \cdot 708,188 = 699,678$$

Внутренняя работа ГТУ с охлаждением, кДж/м<sup>3</sup>:

$$H_{\text{ГТУ}}^{\text{охл}} = H_{\text{ГТУ}} \cdot (1 - \gamma \cdot g_{\text{в}}) = 699,678 \cdot (1 - 0,287 \cdot 0,206) = 658,416 \quad (136)$$

Механический КПД ГТУ, % :

$$\eta_{\text{ГТУ}}^{\text{M}} = 1 - \frac{1-\eta_{\text{M}}}{\varphi} = 1 - \frac{1-0,99}{0,555} = 0,982 \quad (137)$$

Объемный расход газов на турбину с охлаждением, м<sup>3</sup>/с:

$$G_{\text{T}}^{\text{охл}'} = \frac{N_{\text{э}}}{H_{\text{ГТУ}}^{\text{охл}} \cdot \eta_{\text{ГТУ}}^{\text{M}} \cdot \eta_{\text{ЭГ}}} = \frac{45000}{658,416 \cdot 0,982 \cdot 0,99} = 70,304 \quad (138)$$

Массовый расход газов на турбину с охлаждением, кг/с:

$$G_{\text{T}}^{\text{охл}} = G_{\text{T}}^{\text{охл}'} \cdot \rho_{\text{г}} = 70,304 \cdot 1,282 = 18,972 \quad (139)$$

Расход топлива на ГТУ с охлаждением, м<sup>3</sup>/с:

$$B = \frac{G_{\text{T}}^{\text{охл}}}{(1+\alpha \cdot V_0)} = \frac{18,972}{(1+2,609 \cdot 1,438)} = 14,801 \quad (140)$$

Расход воздуха в камеру сгорания с учетом расхода на охлаждение, м<sup>3</sup>/с:

$$G_{\text{КС}}^{\text{охл}} = \frac{\alpha \cdot V_0}{(1+\alpha \cdot V_0)} \cdot G_{\text{T}}^{\text{охл}'} = \frac{2,609 \cdot 1,438}{(1+2,609 \cdot 1,438)} \cdot 70,304 = 55,503 \quad (141)$$

Необходимая производительность компрессора с учетом расхода воздуха на охлаждение, м<sup>3</sup>/с:

$$G_{\text{КС}}^{\text{охл}'} = (b + g_{\text{в}}) \cdot G_{\text{T}}^{\text{охл}'} = (0,793 + 0,206) \cdot 70,304 = 70,205 \quad (142)$$

Объемный расход газов на выходе из турбины с учетом воздуха, сбрасываемого в проточную часть из системы охлаждения (расход газов в котел-utiлизатор), м<sup>3</sup>/с:

$$G'_{\text{КУ}} = (1 + g_{\text{в}}) \cdot G_{\text{T}}^{\text{охл}'} = (1 + 0,206) \cdot 70,304 = 84,758 \quad (143)$$

Массовый расход газов на выходе из турбины с учетом воздуха, сбрасываемого в проточную часть из системы охлаждения (расход газов в котел-utiлизатор), кг/с:

$$G_{\text{КУ}} = G'_{\text{КУ}} \cdot \rho_{\text{г}} = 84,758 \cdot 1,282 = 108,643 \quad (144)$$

Электрический КПД ГТУ с охлаждением:

$$\eta_{\text{э}}^{\text{охл}} = \eta_{\text{э}} \cdot (1 - \gamma \cdot g_{\text{в}}) = 0,47 \cdot (1 - 0,287 \cdot 0,206) = 0,442 \quad (145)$$

### 3.5 Расчет одноконтурной комбинированной установки

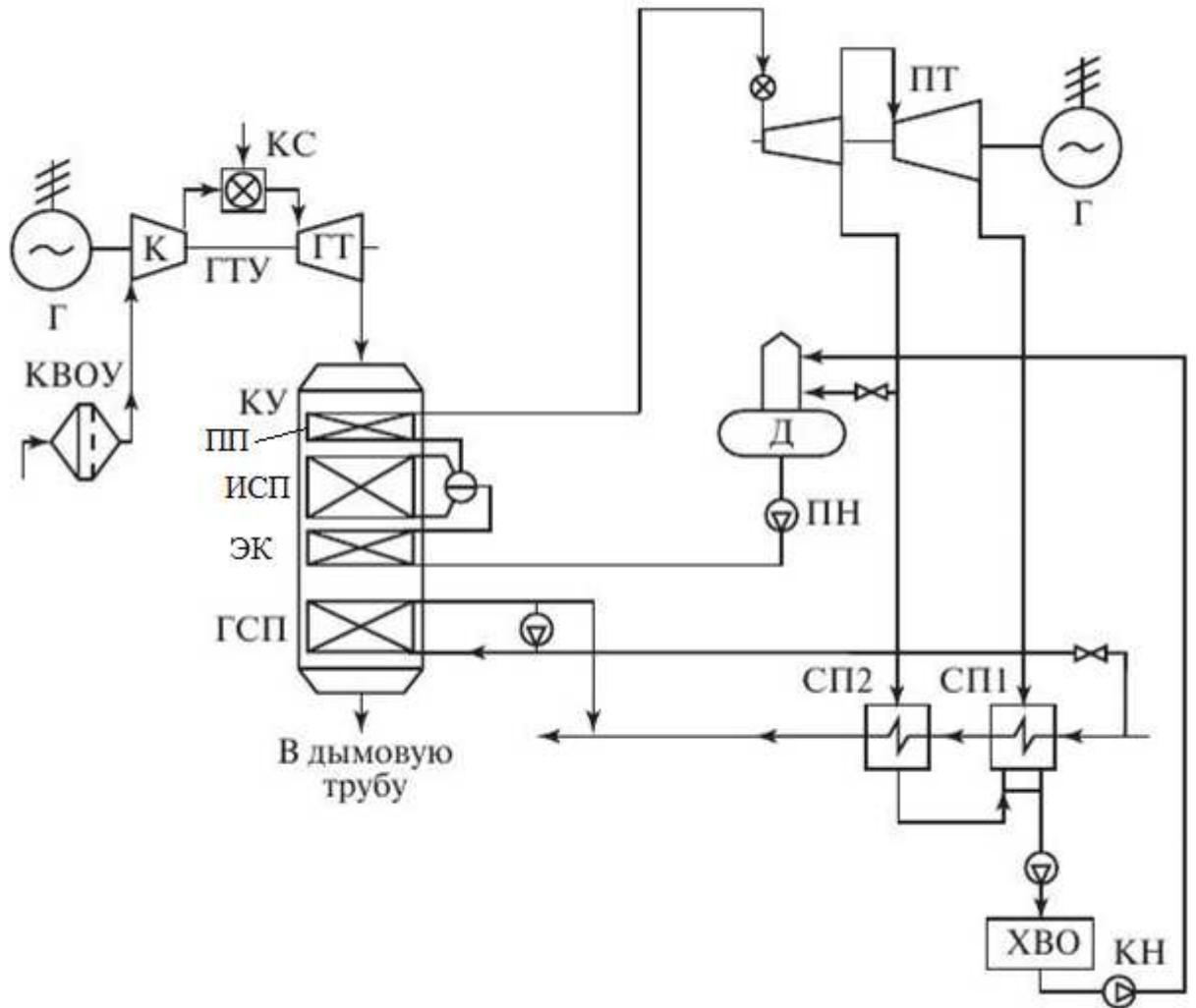


Рисунок 11 – Принципиальная схема одноконтурной ПГУ

При расчете тепловой схемы котла-utiлизатора исходными величинами, задаваемыми или полученными при тепловом расчете ГТУ, являются:

$$P_0 = 4 \text{ МПа}; \quad t_0 = 440^\circ\text{C}; \quad Q_{\text{ГСП}} = 16 \text{ МВт};$$

- расход газов на выходе из турбины ГТУ  $G_{\text{КУ}} = 108,643 \text{ кг/с}$ ;
- температура газов за турбиной ГТУ  $t_d = 725,448^\circ\text{C}$ ;
- температура окружающей среды  $t_a = 15^\circ\text{C}$ ;
- давление острого пара на выходе из пароперегревателя  $p_0 = 4 \text{ МПа}$ ;
- гидравлическое сопротивление пароперегревателя КУ  $\Delta p_{\text{не}} = 0,25 \text{ МПа}$ ;
- давление пара в барабане  $p_b = p_0 + \Delta p_{\text{не}} = 4,25 \text{ МПа}$ ;
- давление в деаэраторе  $p_d = 0,5 \text{ МПа}$ ;
- давление воды за ПН  $p''_{\text{ПН}} = 1,15 p_b = 4,89 \text{ МПа}$ ;

- давление воды за экономайзером  $p''_{\text{ЭК}} = 1,05p_6 = 4,46 \text{ МПа};$
- температура воды за экономайзером  $t''_{\text{ЭК}} = t'_s(p''_{\text{ЭК}}) - 8 = 248,93^\circ\text{C};$
- температура конденсата на входе в котел  $t'_{\text{ЭК}} = 151,836^\circ\text{C};$
- температура конденсата на входе в газовый сетевой подогреватель  $t''_{\text{ГСП}} = 70^\circ\text{C}.$
- температура конденсата на выходе из газового сетевого подогревателя  $t''_{\text{ГСП}} = 150^\circ\text{C}.$

### 3.5.1 Тепловой расчет котла–utiлизатора

Для четырех основных поверхностей нагрева котла (пароперегревателя, испарителя и экономайзера, ГСП) можно записать три уравнения теплового баланса:

$$G_{\Gamma} \cdot (I_d - I_B) = D_0 \cdot (h_0 - h''_s) \quad (146)$$

$$G_{\Gamma} \cdot (I_B - I_S) = D_0 \cdot (h''_s - h'_s) \quad (147)$$

$$G_{\Gamma} \cdot (I_S - I_{\text{ГСП}}) = D_0 \cdot (h'_s - h''_{\text{пн}}) \quad (148)$$

$$G_{\Gamma} \cdot (I_{\text{ГСП}} - I_{yx}) = G_{\text{cb}} \cdot (h''_{\text{ГСП}} - h'_{\text{ГСП}}) \quad (149)$$

где  $G_{\Gamma}$  – расход газов на котел 108,643, кг/с;

Сразу же отметим, что энтальпия газов I определяется химическим составом топлива, коэффициентом избытка воздуха и температурой газов перед газовой турбиной, т.е. тепловым балансом камеры сгорания. При выбранном топливе и известных характеристиках ГТУ энтальпия газов зависит только от температуры.

$I_d$  – энтальпия газов на входе в котел 869,246, кДж/кг;

$I_B$  – энтальпия газов на входе в испаритель, кДж/кг;

$I_S$  – энтальпия газов на входе в экономайзер, кДж/кг;

$I_{\text{ГСП}}$  – энтальпия газов на входе в газовый сетевой подогреватель, кДж/кг;

$I_{yx}$  – энтальпия газов на выходе из котла, кДж/кг;

$h_0$  – энтальпия пара на выходе из пароперегревателя котла при  $p_0$ , 3307,868 кДж/кг;

$h'_s(p_6)$  – энтальпия воды на выходе из экономайзера (в состоянии насыщения при давлении  $p_6$ , 1105,111 кДж/кг);

$h''_s(p_6)$  – энтальпия пара на выходе из барабана (в состоянии насыщения при давлении  $p_6$ , 2799,566 кДж/кг);

Температура газов перед экономайзером,  $^\circ\text{C}$ :

$$\theta_{\text{ЭК}} = t'_s(p''_{\text{ЭК}}) + \delta t''_{\text{ЭК}} \quad (150)$$

где  $t'_s(p''_{\text{ЭК}}) = 256,896^\circ\text{C}$  – температура насыщения воды при давлении на выходе из экономайзера;

$\delta t''_{\text{ЭК}} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$  – температурный напор.

$$\theta_{\text{ЭК}} = 256,896 + 60 = 266,93$$

Энталпия газов перед экономайзером при температуре  $\theta_{\text{ЭК}}$ , кДж/кг, определяется, как энталпия смеси компонентов.

$$I_S = \frac{\theta_{\text{ЭК}}}{\rho_r} = 564,43 \quad (151)$$

Расход пара, генерируемый одним КУ, кг/с:

$$D_0 = \frac{G_r \cdot (I_d - I_S)}{h_0 - h'_S} = \frac{108,643 \cdot (869,246 - 564,43)}{3307,868 - 1105,111} = 15,6 \quad (152)$$

Энталпия газов за перегревателем (на входе в испаритель), кДж/кг:

$$I_B = I_d - \frac{D_0 \cdot (h_0 - h''_S)}{G_r} \quad (153)$$

$$I_B = 869,246 - \frac{15,6 \cdot (3307,868 - 2799,566)}{108,643} = 655,976$$

Температура газов за перегревателем (на входе в испаритель),  $^{\circ}\text{C}$ :

$$\theta_B = \frac{I_B}{c_{PB}} = \frac{I_{\text{yx}}^{\text{ВД}}}{r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{V_0} \cdot c_{V_0}} \quad (154)$$

где  $c_{PB}$  – теплоемкость

$$\theta_B = 423,6 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Энталпия газов за экономайзером (на входе в ГСП), кДж/кг:

$$I_{\text{ГСП}} = I_S - \frac{D_0 \cdot (h'_S - h''_{\text{ПН}})}{G_r} \quad (155)$$

где  $h''_{\text{ПН}}$  – энталпия воды на выходе из ПН,  $h''_{\text{ПН}} = h'_S(p_d) = 642,614$ .

$$I_{\text{ГСП}} = 564,43 - \frac{15,6 \cdot (1105,111 - 642,614)}{108,643} = 498,02$$

Находим температуру газов экономайзером (на входе в ГСП)  $\theta_{\text{ГСП}}$ ,  $^{\circ}\text{C}$ :

$$\theta_{\text{ГСП}} = \frac{I_{\text{ГСП}}}{c_{P,\text{ГСП}}} = 216,97 \quad (156)$$

Принимаем температуру питательной воды на входе в ГСП  $t'_{\text{ГСП}} = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Тогда ей соответствует энталпия  $h'_{\text{ГСП}} = 293,018 \text{ кДж/кг}$ .

Температура питательной воды на выходе из ГСП  $t'_{\text{ГСП}} = 150^{\circ}\text{C}$ . Ей соответствует энталпия  $h''_{\text{ГСП}} = 632,252 \text{ кДж/кг}$ .  $I_{yx} = 110,996 \text{ кДж/кг}$ ,  $t_{yx} = 155^{\circ}\text{C}$ .

Тогда расход сетевой воды находится по следующей формуле, кг/с:

$$G_{\text{cb}} = \frac{G_{\Gamma} \cdot (I_{\text{ГСП}} - I_{yx})}{(h''_{\text{ГСП}} - h'_{\text{ГСП}})} \quad (157)$$

$$G_{\text{cb}} = \frac{108,643 \cdot (498,02 - 110,996)}{(632,252 - 293,018)} = 79,434$$

Энталпия воды в деаэраторе, кДж/кг:

$$h_d = h_s(p_d) = 640,185$$

Расход пара на деаэратор, кг/с:

$$D_d = \frac{(D_0) \cdot (h_d - h''_{\text{ГСП}})}{h_0 - h''_{\text{ГСП}}} = \frac{(15,6) \cdot (640,185 - 632,252)}{3307,868 - 632,252} = 3,044 \quad (158)$$

КПД котла–utiлизатора:

$$\eta_{\text{КУ}} = \frac{I_d - I_{yx}}{I_d - I_a} = \frac{869,246 - 249,99}{869,246 - (-12,914)} = 0,79 \quad (159)$$

Тепло, отданное газами ГТУ в паротурбинный цикл, кВт:

$$Q_{\text{ГАЗ}} = G_{\Gamma} \cdot (I_d - I_{yx}) = 164,757 \quad (160)$$

Тепло, полученное пароводяным рабочим телом в КУ, кВт:

$$Q_{\text{ПАР}} = 2 \cdot D_0 \cdot h_0 - (2 \cdot D_0 - D_d) \cdot h_k \quad (161)$$

$$Q_{\text{ПАР}} = 164,291$$

Погрешность расчета, %:

$$\delta = \left| \frac{Q_{\text{ГАЗ}} - Q_{\text{ПАР}}}{Q_{\text{ГАЗ}}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{164,757 - 164,291}{164,757} \right| \cdot 100\% = 0,03 \quad (162)$$

Погрешность расчета меньше 1%, что свидетельствует о правильности расчетов.

Далее определяем тепло, подводимое к воде (пару) в отдельных элементах одного КУ.

Тепло, подводимое в испарителе, кВт:

$$Q_{\text{ИСП}} = 2 \cdot D_0 \cdot h'_s = 2 \cdot 15,6 \cdot 1105,111 = 34479,432 \quad (163)$$

Тепло, подводимое в пароперегревателе, кВт:

$$Q_{\text{ПП}} = 2 \cdot D_0 \cdot (h_0 - h''_s) \quad (164)$$

$$Q_{\text{пп}} = 2 \cdot 15,6 \cdot (3307,868 - 2799,566) = 15859,022$$

Тепло, подведенное к экономайзеру, кВт:

$$Q_{\text{ЭК}} = 2 \cdot D_0 \cdot (h'_s - h_d) \quad (165)$$

$$Q_{\text{ЭК}} = 2 \cdot 15,62 \cdot (1105,111 - 640,185) = 14505,691$$

Тепло, подведенное к котлу-utiлизатору, кВт:

$$Q_{\text{ку}} = Q_{\text{пп}} + Q_{\text{исп}} + Q_{\text{ЭК}} + Q_{\text{гсп}} = 80844,123 \quad (166)$$

По полученным данным можно построить тепловую диаграмму (рисунок 12)



Рисунок 12 – Термовая диаграмма котла–utiлизатора

### 3.6 Конструкторский расчет котла–утилизатора

Для выполнения конструкторского расчета котла–утилизатора необходимо первоначально провести конструктивную проработку стандартной секции КУ, то есть выбрать все конструктивные характеристики секции, а также тип и характеристики оребрения труб. Поверхности нагрева имеют шахматное расположение труб единственного сортамента (сталь 20, кроме пароперегревателя ПП, для которого использована сталь 12Х1МФ).

Параметры оребрения следующие:

- диаметр труб  $d = 32 \times 4$  мм;
- шаг ребра  $b_{\text{реб}} = 5$  мм;
- высота ребра  $h_{\text{реб}} = 9$  мм;
- толщина ребра  $\delta_{\text{реб}} = 1$  мм;
- поперечный шаг труб  $s_1 = 72$  мм;
- продольный шаг труб  $s_2 = 85$  мм;

Типовая секция (рисунок 13), используемая во всех поверхностях котлов завода, состоит из двух рядов оребренных труб с шахматным расположением, объединенных коллекторами диаметром 168 мм, толщиной 15 мм. Ширина типовой секции  $b_{\text{сек}} = 2,2$  м (по осям крайних труб). В данном дипломном проекте размеры котла-утилизатора и размеры секции могут отличаться от стандартных конструктивных показателей.

В одном ряду по ходу газов число секций  $m_{\text{сек}} = 4$ .

Температуры теплоносителей и тепловые нагрузки поверхностей нагрева берутся из теплового расчета котла-утилизатора.

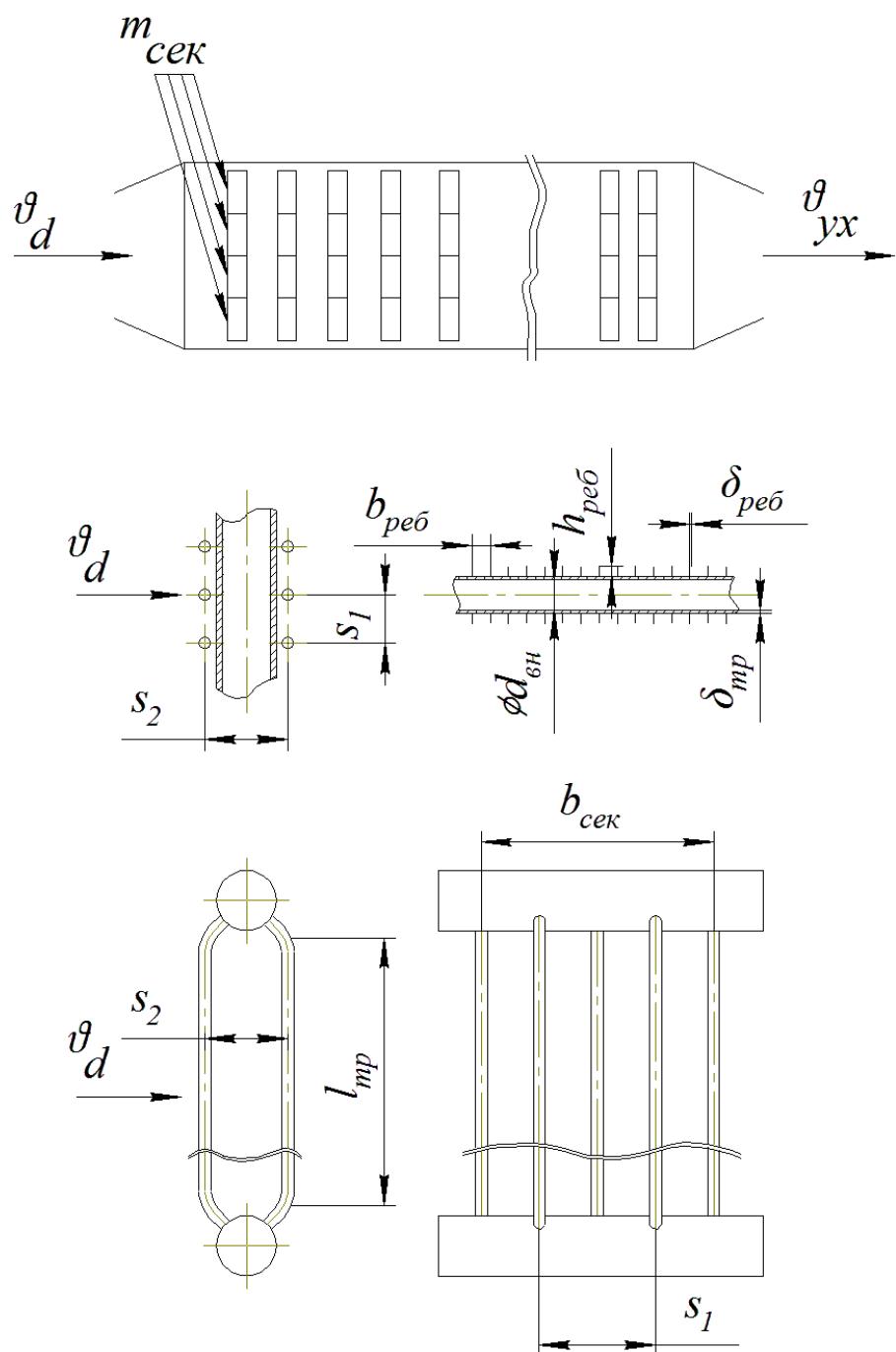


Рисунок 13 – Конструктивные параметры типовой секции поверхностей нагрева КУ

### 3.6.1 Методика расчета поверхностей нагрева КУ

#### 3.6.1.1 Определение габаритных размеров котла

Задавшись в первом приближении скоростью газов на входе в газоход КУ (перед пароперегревателем)  $\omega_0 = 10 \text{ м/с}$ , можно оценить площадь поперечного сечения газохода,  $\text{м}^2$ :

$$f = \frac{G_T \cdot V_r \cdot (t_d + 273)}{\omega_0 \cdot 273} = \frac{108,643 \cdot 0,78 \cdot (725,448 + 273)}{10 \cdot 273} = 103,329 \quad (167)$$

где  $V_{\Gamma}$  – объем газов, м<sup>3</sup>/кг;

$$V_{\Gamma} = \frac{1}{\rho_{\Gamma}} = \frac{1}{1,282} = 0,78 \quad (168)$$

$\rho_{\Gamma}$  - плотность газов при нормальных условиях, кг/м<sup>3</sup>;

$G_{\Gamma}$  - массовый расход газов, кг/с, определен в тепловом расчете ГТУ;

$t_d$  – температура газов перед КУ, °С.

Определяем ширину, а затем высоту котла, м:

$$b_{\text{котла}} = b_{\text{сек}} \cdot m_{\text{сек}} = 2,2 \cdot 4 = 8,8 \quad (169)$$

$$l_{\text{тр}} = \frac{f}{b_{\text{котла}}} = \frac{103,329}{8,8} = 11,74 \quad (170)$$

Число труб в одном ряду каждой секции, шт:

$$m_{1\text{тр}} = \frac{b_{\text{сек}}}{s_1} - 1 = \frac{2,2}{0,072} - 1 = 30 \quad (171)$$

Полное число труб в каждой секции, шт:

$$m_{\text{тр}} = 2 \cdot m_{1\text{тр}} = 2 \cdot 30 = 60 \quad (172)$$

Площадь проходного сечения котла для газов в зоне ПП определяется, как разность площади поперечного сечения газохода и суммарной площади труб первого ряда ПП, м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{пп}} = f - m_{1\text{тр}} \cdot m_{\text{сек}} \cdot \left( d_{\text{нап}} \cdot l_{\text{тр}} + 2 \cdot \frac{l_{\text{тр}}}{b_{\text{пеб}}} \cdot h_{\text{пеб}} \cdot \delta_{\text{пеб}} \right) \quad (173)$$

$$F_{\text{пп}} = 103,329 - 30 \cdot 4 \cdot \left( 0,04 \cdot 11,742 + 2 \cdot \frac{11,742}{0,005} \cdot 0,009 \cdot 0,001 \right) = 53,18$$

Скорость газов в межтрубном пространстве ПП, м/с:

$$\omega_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma} \cdot V_{\Gamma} \cdot (\theta_{\text{ПП.ср}} + 273)}{F_{\text{пп}} \cdot 273} = \frac{108,643 \cdot 0,78 \cdot (574,524 + 273)}{53,18 \cdot 273} = 12,32 \quad (174)$$

где  $\theta_{\text{ПП.ср}}$  – средняя температура газов после ПП, °С:

$$\theta_{\text{ПП.ср}} = \frac{t_d + \theta_{\text{пп}}}{2} = \frac{725,448 + 423,6}{2} = 574,524 \quad (175)$$

Скорость пара в трубках ПП, м/с:

$$\omega_{\Pi} = \frac{4 \cdot D_0 \cdot v_{\text{cp}}^{\text{ПП}}}{2 \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot m_{\text{тр}} \cdot m_{\text{сек}}} \quad (176)$$

где  $v_{\text{ср}}^{\text{ПП}}$  – удельный объем пара в ПП, определяется по давлению  $p_0$ , и средней температуре в пароперегревателе  $t_{\text{ср}}^{\text{ПП}}$ .

$d_{\text{вн}}$  – внешний диаметр трубы, м:

$$d_{\text{вн}} = d_{\text{н}} - 2 \cdot \delta_{\text{тр}} = 0,032 - 2 \cdot 0,004 = 0,024 \quad (177)$$

Средняя температура в пароперегревателе, °C:

$$t_{\text{ср}}^{\text{ПП}} = \frac{t_0 + t_{\text{ПП}}}{2} = \frac{440 + 253,978}{2} = 346,989 \quad (178)$$

Средний удельный объем в пароперегревателе, м<sup>3</sup>/кг:

$$v_{\text{ср}}^{\text{ПП}} = f(P_0, t_{\text{ср}}^{\text{ПП}}) = 0,066 \quad (179)$$

$$\omega_{\text{п}} = \frac{4 \cdot 15,6 \cdot 0,066}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,024^2 \cdot 30 \cdot 4} = 11,483$$

### 3.6.1.2 Определение поверхности теплообмена одной секции

Площадь поверхности гладкой трубы, м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{гл.тр}} = \pi \cdot d_{\text{нап}} \cdot l_{\text{тр}} = 3,14 \cdot 0,032 \cdot 11,742 = 1,18 \text{ м}^2 \quad (180)$$

Площадь боковых поверхностей ребра, м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{реб}} = 2 \cdot \frac{\pi}{2} \cdot (d_{\text{нап}} - 2 \cdot h_{\text{реб}})^2 + d_{\text{нап}}^2 \quad (181)$$

$$F_{\text{реб}} = 2 \cdot \frac{3,14}{2} \cdot (0,032 - 2 \cdot 0,009)^2 + 0,032^2 = 0,0023$$

Площадь внутренней торцевой поверхности ребра, м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{вн.реб}} = \pi \cdot d_{\text{н}} \cdot \delta_{\text{реб}} = 3,14 \cdot 0,03 \cdot 0,001 = 0,000101 \text{ м}^2 \quad (182)$$

Площадь наружной торцевой поверхности ребра, м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{н.реб}} = \pi \cdot (d_{\text{нап}} - 2 \cdot h_{\text{реб}}) \cdot \delta_{\text{реб}} \quad (183)$$

$$F_{\text{н.реб}} = 3,14 \cdot (0,032 - 2 \cdot 0,009) \cdot 0,001 = 0,000157$$

Площадь поверхности теплообмена одной оребренной трубы, м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{гл.тр}} + (F_{\text{реб}} + F_{\text{вн.реб}} + F_{\text{н.реб}}) \cdot \frac{l_{\text{тр}}}{b_{\text{реб}}} \quad (184)$$

$$F_{\text{тр}} = 1,18 + (0,0023 + 0,000101 + 0,000157) \cdot \frac{11,742}{0,005} = 6,492$$

Площадь поверхности теплообмена одной секции (двух рядов труб), м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{сек}} = F_{\text{тр}} \cdot m_{\text{тр}} = 6,492 \cdot 60 = 389,541 \quad (185)$$

### 3.6.1.3 Определение поверхности теплообмена ПП

Среднелогарифмический температурный напор, °C:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} \quad (186)$$

где  $\Delta t_6$  – большая разность температур между теплоносителями;  
 $\Delta t_M$  – меньшая разность температур между теплоносителями;

Для пароперегревателя, °C:

$$\Delta t_6 = t_d - t_0 = 725,448 - 440 = 285,448 \quad (187)$$

$$\Delta t_M = \theta_{\text{ПП}} - t_{\text{ПП}} = 423,6 - 253,978 = 169,622 \quad (188)$$

$$\Delta t_{\text{ПП}} = \frac{285,448 - 169,622}{\ln \left( \frac{285,448}{169,622} \right)} = 232,534 \text{°C}$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке трубы при поперечном обтекании и шахматном расположении труб  $\alpha_1$ , Вт/(м<sup>2</sup> · К):

$$\alpha_1 = 0,2 \frac{\lambda_r}{d_h} \left( \frac{\omega_r \cdot d_h}{v_r} \right) \cdot Pr_r^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s \quad (189)$$

где  $\lambda_r = 0,062$ ,  $v_r = 68,4 \cdot 10^{-6}$ ,  $Pr_r = 0,63$  – теплопроводность, Вт/(м·К), кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с и число Прандтля для газов;

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

$C_s$  – поправка на компоновку пучка, определяется в зависимости от относительных шагов  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$ :

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d_{\text{hp}}} = \frac{0,072}{0,032} = 2,25 \quad (190)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d_{\text{hp}}} = \frac{0,085}{0,032} = 2,66 \quad (191)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_1^2 - 1}} = \frac{2,66 - 1}{\sqrt{0,25 \cdot 2,66^2 + 2,66^2 - 1}} = 0,462 \quad (192)$$

Так как  $\varphi_\sigma$  попадает в диапазон  $0,1 < \varphi_\sigma \leq 1,7$ , то поправка на компоновку пучка труб:

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,34 \cdot 0,462^{0,1} = 0,315 \quad (193)$$

Число рядов труб по ходу газов в первом приближении  $z_2 = 4$ . Отсюда поправка на число рядов труб по ходу газов:

$$C_z = 3,12 \cdot z_2^{0,1} - 2,5 = 3,12 \cdot 4^{0,1} - 2,5 = 0,844 \quad (194)$$

$$\alpha_1 = 0,2 \frac{0,062}{0,032} \left( \frac{14,32 \cdot 0,032}{68,4 \cdot 10^{-6}} \right) \cdot 0,63^{0,33} \cdot 0,844 \cdot 0,315 = 79,74$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от стенки к пару, Вт/(м<sup>2</sup> · К):

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{\text{п}}}{d_{\text{вн}}} \left( \frac{\omega_{\text{п}} \cdot d_{\text{вн}}}{v_{\text{п}}} \right) \cdot Pr_{\text{п}}^{0,33} \quad (195)$$

где  $\lambda_{\text{п}} = 0,065$ ,  $v_{\text{п}} = 87,97 \cdot 10^{-6}$ ,  $Pr_{\text{п}} = 1,046$  – теплопроводность, Вт/(м·К), кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с и число Прандтля для пара.

$$\alpha_2 = 0,2 \frac{0,065}{0,032} \left( \frac{11,483 \cdot 0,032}{87,97 \cdot 10^{-6}} \right) \cdot 1,046^{0,33} = 32,12$$

Коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup> · К):

$$k_{\text{ПП}} = \frac{\alpha_1}{1 - \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{79,74}{1 - \frac{79,74}{32,12}} = 22,94 \quad (196)$$

Площадь поверхности теплообмена ПП, м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{ПП}} = \frac{Q_{\text{ПП}} \cdot 10^3}{k_{\text{ПП}} \cdot \Delta t_{\text{ПП}}} = \frac{15859,022 \cdot 10^3}{22,94 \cdot 232,534} = 4908,627 \quad (197)$$

где  $Q_{\text{ПП}}$  – тепловая нагрузка ПП высокого давления, определена в тепловом расчете, кДж/кг.

Общее число труб ПП, шт.:

$$z_2 = \frac{F_{\text{ПП}}}{F_{\text{тр}}} = \frac{4908,627}{6,492} \approx 479 \quad (198)$$

Число рядов секций ПП по ходу газов, шт.:

$$z_2^{\text{сек}} = \frac{F_{\text{ПП}}}{F_{\text{сек}} \cdot m_{\text{сек}}} = \frac{4908,627}{389,541 \cdot 4} \approx 2 \quad (199)$$

Число рядов труб ПП по ходу газов, шт.:

$$z_2 = z_2^{\text{сек}} \cdot 2 = 2 \cdot 2 = 4 \quad (200)$$

### 3.6.1.4 Определение площади поверхности теплообмена ИСП

Среднелогарифмический температурный напор ИСП, °С,

$$\Delta t_6 = \theta_{\text{ПП}} - t''_{\text{исп}},$$

$$\Delta t_m = \theta_{исп} - t'_{исп}.$$

$$\Delta t_{исп} = \frac{170.6 - 18.93}{\ln\left(\frac{170.6}{18.93}\right)} = 68,986^{\circ}\text{C}.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке ИСП  $\alpha_1, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Значения параметров  $\lambda_r, v_2, Pr_2$  принимаются при средней температуре газов в ИСП  $\theta_{исп.ср}$ . Скорость газов также определяется при средней температуре по формуле (174).

Коэффициентом теплоотдачи конвекцией от стенки к пароводяному рабочему телу  $\alpha_2$  можно пренебречь, т.к. в испарителе происходит процесс кипения воды, при котором коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$  очень велик и значение термического сопротивления стремится к нулю.

Коэффициент теплопередачи ИСП,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$k_{исп} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} - \frac{\delta_{тр}}{\lambda_m}} \quad (201)$$

где  $\delta_{тр}$  – толщина стенки трубы, м;

$\lambda_m$  - коэффициент теплопроводности стенки,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ , для стали 20:

$$\lambda_m = 50,6 - 0,0263 \cdot (t_{cp}^{ct} - 100) \quad (202)$$

где  $t_{cp}^{ct}$  – средняя температура стенки,  $^{\circ}\text{C}$ :

$$t_{cp}^{ct} = \frac{\theta_{исп.ср} + t''_{ЭК}}{2} \quad (203)$$

Площадь поверхности теплообмена ИСП,  $\text{м}^2$ , число рядов труб и число рядов секций по ходу газов определяются соответственно.

### 3.6.1.5 Определение площади поверхности теплообмена экономайзера

Среднелогарифмический температурный напор экономайзера,  $^{\circ}\text{C}$ , определяется по формуле (186), в которой  $\Delta t_b = \theta_{исп} - t''_{ЭК}$ ,  $\Delta t_m = \theta_{ЭК} - t'_{ЭК}$ .

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке для экономайзера  $\alpha_1, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , определяется по формуле (189). Значения параметров  $\lambda_r, v_2, Pr_2$  принимаются при средней температуре газов в экономайзере  $\theta_{ЭК.ср}$ . Скорость газов также определяется при средней температуре по формуле (174).

Коэффициент теплопередачи экономайзера,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ :

$$k_{ЭК} = \alpha_1 \quad (204)$$

Площадь поверхности теплообмена экономайзера,  $\text{м}^2$ , число рядов труб и число рядов секций по ходу газов определяются соответственно.

### 3.6.1.6 Определение площадей поверхностей теплообмена ГПСВ

Среднелогарифмический температурный напор ГПСВ, °С, определяется по формуле (186), в которой  $\Delta t_6 = \theta_{yx} - t'_{ГПСВ}$ ,  $\Delta t_m = \theta_{ЭК} - t''_{ГПСВ}$ .

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке для газового подогревателя сетевой воды  $\alpha_1$ , Вт/(м<sup>2</sup> · К) определяется по формуле (189). Значения параметров  $\lambda_r$ ,  $v_2$ ,  $Pr_2$  принимаются при средней температуре газов в ГПСВ  $\theta_{ГПСВ,ср}$ . Скорость газов также определяется при средней температуре по формуле (174).

Коэффициент теплопередачи экономайзера, Вт/(м<sup>2</sup> · К)

$$k_{ГПСВ} = \alpha_1 \quad (205)$$

Площадь поверхности теплообмена ГПСВ, м<sup>2</sup>, число рядов труб и число рядов секций по ходу газов определяются, соответственно.

Результаты конструкторского расчета котла-utiлизатора сводятся в таблицу 7

Таблица 7 – Результаты конструкторского расчета КУ

Наименование величины	Обозначение	Значение
<b>Пароперегреватель (ПП )</b>		
Температурный напор ПП, °С	$\Delta t_{ПП}$	232,534
Средняя температура газов ПП, °С	$\theta_{ср}^{ПП}$	574,524
Средняя температура пара ПП, °С	$t_{ср}^{ПП}$	346,989
Скорость газа в трубках ПП, м/с	$\omega_r$	12,32
Скорость пара в трубках ПП, м/с	$\omega_p$	11,483
Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке трубы ПП, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\alpha_1$	79,74
Коэффициент теплоотдачи конвекцией от стенки к пару ПП, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\alpha_2$	32,12
Коэффициент теплопередачи ПП, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$k_{ПП}$	22,94
Площадь поверхности теплообмена ПП, м <sup>2</sup> :	$F_{ПП}$	4908,627
Общее число труб ПП, шт.	$z_2$	479
Число рядов секций по ходу газов ПП, шт.	$z_2^{сек}$	2
Число рядов труб по ходу газов ПП, шт.	$z_2$	4
<b>Испаритель (ИСП)</b>		
Температурный напор ИСП, °С	$\Delta t_{ИСП}$	68,986
Средняя температура газов ИСП, °С	$\theta_{ср}^{ИСП}$	344,965
Скорость газа в трубках ИСП, м/с	$\omega_r$	5,6
Средняя температура стенки ИСП, °С	$t_{ср}^{ст}$	298,983
Коэффициент теплопроводности стенки ИСП, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\lambda_m$	45,85

Окончание таблицы 7

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке трубы ИСП, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\alpha_1$	37,52
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$k_{\text{ИСП}}$	37,4
Площадь поверхности теплообмена ИСП, м <sup>2</sup> :	$F_{\text{ИСП}}$	13352
Общее число труб ИСП, шт.	$z_2$	2056
Число рядов секций по ходу газов ИСП, шт.	$z_2^{\text{сек}}$	4
Число рядов труб по ходу газов ИСП, шт.	$z_2$	8
<b>Экономайзер (ЭК)</b>		
Температурный напор ЭК, °С	$\Delta t_{\text{ЭК}}$	35,892
Средняя температура газов ЭК, °С	$\theta_{\text{ср}}^{\text{ЭК}}$	241,485
Скорость газа в трубках ЭК, м/с	$\omega_{\Gamma}$	7
Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке трубы ЭК ВД, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\alpha_1$	34,35
Коэффициент теплопередачи ЭК, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$k_{\text{ЭК}}$	34,35
Площадь поверхности теплообмена ЭК, м <sup>2</sup> :	$F_{\text{ЭК}}$	4266,9
Общее число труб ЭК, шт.	$z_2$	657
Число рядов секций по ходу газов ЭК, шт.	$z_2^{\text{сек}}$	2
Число рядов труб по ходу газов ЭК, шт.	$z_2$	4
<b>Газового подогревателя сетевой воды (ГПСВ)</b>		
Температурный напор ГПСВ, °С	$\Delta t_{\text{ГПСВ}}$	23,426
Средняя температура газов ГПСВ, °С	$\theta_{\text{ср}}^{\text{ГПСВ}}$	285,024
Скорость газа в трубках ГПСВ, м/с	$\omega_{\Gamma}$	6,9
Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке трубы ГПСВ, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\alpha_1$	35,59
Коэффициент теплопередачи ГПСВ, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$k_{\text{ГПСВ}}$	35,59
Площадь поверхности теплообмена ГПСВ, м <sup>2</sup> :	$F_{\text{ГПСВ}}$	5009,1
Общее число труб ГПСВ, шт.	$z_2$	771
Число рядов секций по ходу газов ГПСВ, шт.	$z_2^{\text{сек}}$	3
Число рядов труб по ходу газов ГПСВ, шт.	$z_2$	8

### 3.7 Укрупненный расчет паровой турбины

Турбина паровая Т-25/34-3,4/0,12 теплофикационная, с регулируемым отопительным отбором пара, предназначенная для привода турбогенератора Т-32-2В3, монтируемого на общем фундаменте с турбиной.

Турбина – одноцилиндровая; проточная часть состоит из 18 ступеней давления. Турбина имеет регулируемый отопительный отбор пара за 14 ступенем. Камерой регулируемого отопительного отбора турбина делится на часть высокого давления (ЧВД) и часть низкого давления (ЧНД). ЧВД состоит из 14 ступеней, ЧНД – из 4 ступеней.

Мощность номинальная – 25 МВт. Максимальная мощность – 34 МВт при конденсационном режиме. Номинальная частота вращения ротора – 50 Гц (3000 об/мин). Регулировочный диапазон автоматического изменения мощности – 30...100 % от номинальной.

Принципиальная тепловая схема паровой турбины Т-25/34-3,4/0,12 представлена на рисунке 14.

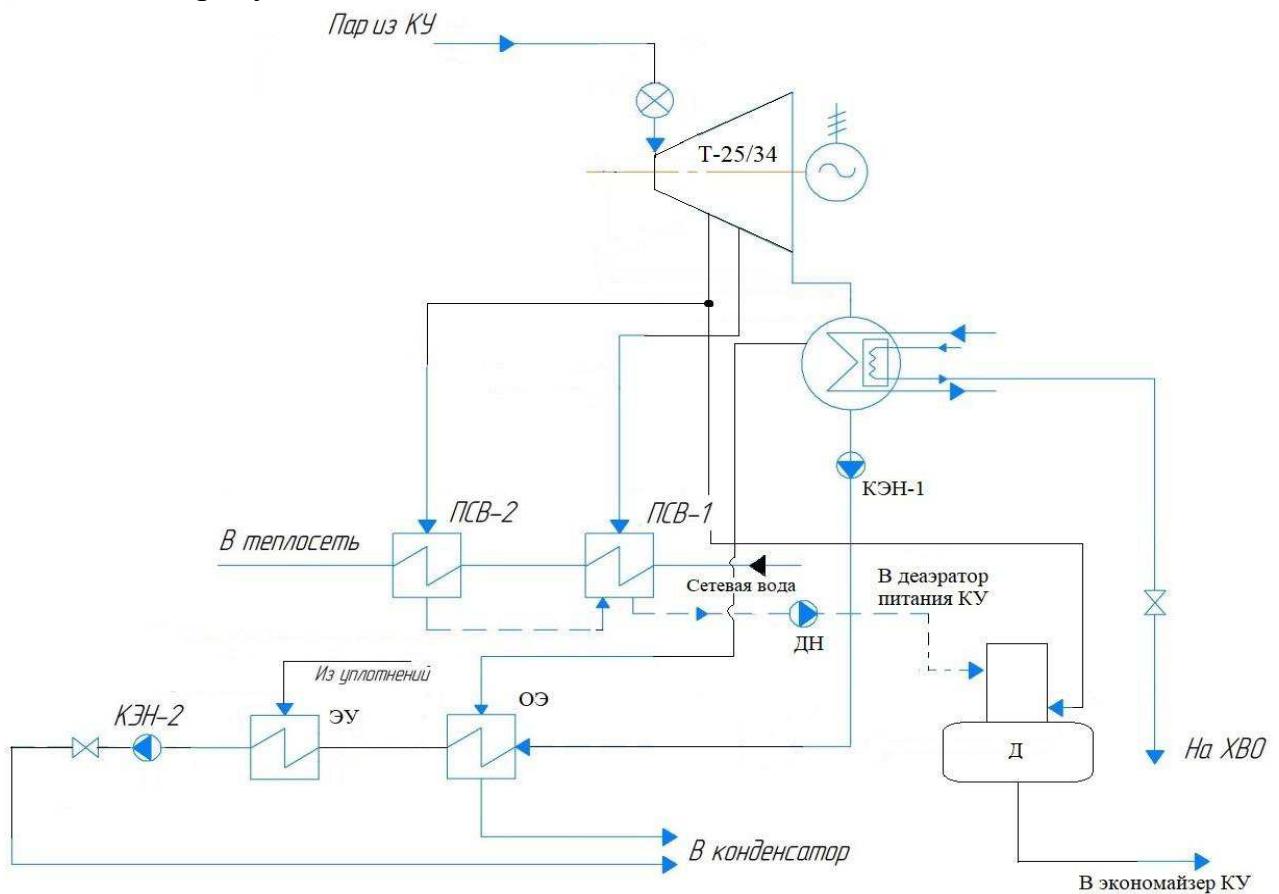


Рисунок 14 – Принципиальная тепловая схема турбины Т-25/34-3,4/0,12

### 3.7.1 Расчет установки по подогреву сетевой воды

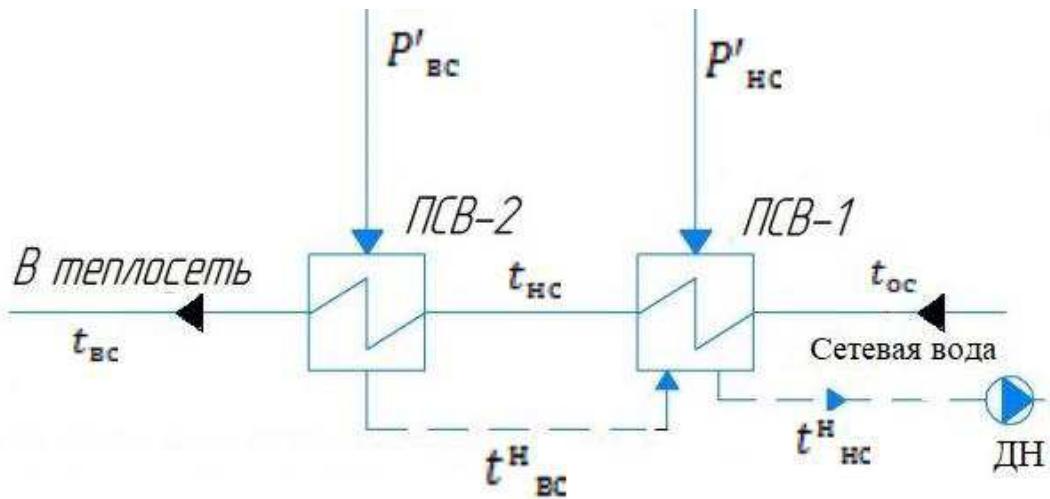


Рисунок 15 - Схема подогрева сетевой воды

Принципиальная схема подогрева сетевой воды представлена на рисунке 15. Сетевая вода нагревается в ПСГ-1, затем в ПСГ-2.

Расход сетевой воды, кг/с:

$$G_{c.b.} = \frac{Q_{ot}^{max}}{c_b \cdot \Delta t \cdot 0,98} = \frac{127,93}{4,186 \cdot (150-70) \cdot 0,98} = 108,83 \quad (206)$$

где  $Q_{ot}^{max}$  – тепловая нагрузка турбины, МВт;

$c_b$  – теплоемкость воды, кДж/кг·град;

$\Delta t$  – разница температур сетевой воды на входе и выходе.

Энталпию обратной сетевой воды, кДж/кг:

$$\bar{t}_{oc}^h = t_{oc} \cdot c_b = 70 \cdot 4,186 = 293,23 \quad (207)$$

Энталпию сетевой воды после верхнего сетевого подогревателя (ПСГ-2), кДж/кг:

$$\bar{t}_{bc} = t_{oc} + \frac{Q_{ot}^{max}}{G_{c.b.}} = 551,07 \quad (208)$$

Температуру сетевой воды после верхнего сетевого подогревателя  $t_{bc}$  (ПСГ-2), °C:

$$t_{bc} = \frac{\bar{t}_{bc}}{c_b} = \frac{551,07}{4,186} = 131 \quad (209)$$

Принимая недогрев сетевой воды в верхнем сетевом подогревателе  $v = 5$  °C, температура насыщения конденсирующего пара верхнего сетевого подогревателя составляет 136°C.

Давление пара в корпусе верхнего сетевого подогревателя составляет, МПа:

$$P'_{\text{BC}} = 0,32$$

Давление пара в отборе турбины  $P_{\text{BC}}^{\text{отб}}$  с учетом потери давления в трубопроводе 5%, МПа:

$$P_{\text{BC}}^{\text{отб}} = 1,05 \cdot P'_{\text{BC}} = 1,05 \cdot 0,32 = 0,336 \quad (210)$$

Температуру сетевой воды после нижнего сетевого подогревателя,  $^{\circ}\text{C}$ :

$$t_{\text{nc}} = t_{\text{oc}} + \frac{t_{\text{bc}} - t_{\text{oc}}}{2} = 70 + \frac{131 - 70}{2} = 103 \quad (211)$$

Принимая недогрев сетевой воды в нижнем сетевом подогревателе  $\nu = 5$   $^{\circ}\text{C}$ , температура насыщения конденсирующего пара нижнего сетевого подогревателя составляет  $108^{\circ}\text{C}$ .

Давление пара в корпусе нижнего сетевого подогревателя составляет, МПа:

$$P'_{\text{nc}} = 0,13$$

Давление пара в отборе турбины  $P_{\text{HC}}^{\text{отб}}$  с учетом потери давления в трубопроводе 5%, МПа:

$$P_{\text{HC}}^{\text{отб}} = 1,05 \cdot P'_{\text{nc}} = 1,05 \cdot 0,13 = 0,1365 \quad (212)$$

### 3.7.2 Построение процесса расширения пара на $h-s$ диаграмме

Поступив в ЦВД, пар расширяется далее в ЧНД.

Примем давление в конденсаторе  $p_{\text{K}} = 4$  кПа.

$\eta_{oi}=0,85$

Энталпия в точке А находится по  $p_0$  и  $t_0$ , кДж/кг:

$$h_0 = f(p_0, t_0) = 3307,9 \quad (213)$$

С учётом дросселирования пара в регулирующих органах ЧВД, давление пара на входе в проточную часть, МПа, определяем по формуле:

$$p_{\text{вх}} = p_0 \cdot 0,95 = 4 \cdot 0,95 = 3,8 \quad (214)$$

Процесс дросселирования изоэнталпийный (точка А'), найдем  $t_{\text{вх}} = 438,7457^{\circ}\text{C}$ ,  $v_{\text{вх}} = 0,0829 \text{ м}^3/\text{кг}$

Энталпия в конце теоретического процесса расширения пара от входа в проточную часть до отбора на ПСВ-2 определяется по формуле:

$$h^{\text{ПСВ-2}} = 3307,9 - (3307,9 - 2711) * 0,85 = 2800 \quad (215)$$

Найдем удельный объем в отборе на ПСВ-2  $v_0^{\text{ПСВ-2}} = 0,62 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

Энталпия в точке С находится по формуле, кДж/кг:

$$h^{\text{ПСВ-1}} = 2800 - (2800 - 2637) * 0,85 = 2661,7$$

$$h_{\text{к}} = 2661,7 - (2661,7 - 2170) * 0,85 = 2244,2$$

Внутренний относительный КПД ЧВД:

$$\eta_{oi} = \left(0,92 - \frac{0,5}{D_0 \cdot V^{\text{ЧВД}}_{\text{ср}}}\right) \cdot \left(1 + \frac{H^{\text{ЧВД}}_0 - 700}{20000}\right) \cdot k_{\text{вл}} \quad (216)$$

где  $D_0$  – расход пара на турбину, кг/с;

$H_0$  – располагаемый теплоперепад турбины, кДж/кг;

$k_{\text{вл}}$  – коэффициент потерь от влажности,  $k_{\text{вл}} = 1$ .

Для нахождения внутреннего относительного КПД проточной части находим средний удельный объем  $V_{\text{ср}}$ , м<sup>3</sup>/кг:

$$V^{\text{ЧВД}}_{\text{ср}} = \frac{v_{\text{вх}}^{\text{ЧВД}} + v_0^{\text{ПСВ-2}}}{2} = \frac{0,083 + 0,6233}{2} = 0,3532 \quad (217)$$

Располагаемый теплоперепад ЧВД, кДж/кг:

$$H^{\text{ЧВД}}_0 = h_0 - h_0^{\text{ПСВ-2}} = 3307,9 - 2711 = 596,9 \quad (218)$$

$$\eta^{\text{ЧВД}}_{oi} = \left(0,92 - \frac{0,5}{2 \cdot 15,6 \cdot 0,3532}\right) \cdot \left(1 + \frac{596,9 - 700}{20000}\right) \cdot 1 = 0,896$$

Полезно использованный теплоперепад ЧВД, кДж/кг:

$$H_i^{\text{ЧВД}} = H_0^{\text{ЧВД}} \cdot \eta^{\text{ЧВД}}_{oi} = 596,9 \cdot 0,896 = 509,824 \quad (219)$$

Внутренняя мощность ЧВД, кВт:

$$N_i = D_0 \cdot H_i^{\text{ЧВД}} = 2 \cdot 15,6 \cdot 509,824 = 15906,509 \quad (220)$$

Действительная энталпия в отборе на ПСВ-2, кДж/кг:

$$h^{\text{ПСВ-2}}_i = h_0 - H_i^{\text{ЧВД}} = 3307,9 - 509,824 = 2798,076 \quad (221)$$

Определяют все параметры пара в отборе на ПСВ-2

$$t_i = 167,9492^\circ\text{C}, \quad v_i^{\text{ПСВ-2}} = 0,621 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Определим расходы пара из регулируемых отборов турбины на сетевые подогреватели.

Расход пара из турбины на верхний сетевой подогреватель  $D_{\text{вс}}$ , кг/с:

$$D_{\text{вс}} = \frac{G_{\text{с.в.}} \cdot (t_{\text{вс}} - t_{\text{нс}}) \cdot c_{\text{в}}}{(h^{\text{ПСВ-2}}_i - \bar{t}_{\text{вс}}^{\text{н}}) \cdot \eta_{\text{п}}} = \frac{108,83 \cdot (131 - 103) \cdot 4,186}{(2798,076 - 570,935) \cdot 0,98} = 5,848 \quad (222)$$

где  $h^{\text{ПСВ-2}}_i$  – энталпия пара на отбор ПСВ-2, кДж/кг.

Расход пара из турбины на нижний сетевой подогреватель  $D_{\text{HC}}$ , кг/с:

$$D_{\text{HC}} = \frac{G_{\text{CB}} \cdot (t_{\text{HC}} - t_{\text{OC}}) \cdot c_{\text{B}} - D_{\text{BC}} \cdot (\bar{t}_{\text{BC}} - \bar{t}_{\text{HC}}) \cdot \eta_{\text{P}}}{(h^{\text{PCB-1}} - \bar{t}_{\text{HC}}) \cdot \eta_{\text{P}}} \quad (223)$$

где  $h^{\text{PCB-1}}$  – энталпия пара на отбор ПСВ-1, кДж/кг.

$$D_{\text{HC}} = \frac{108,83 \cdot (131 - 103) \cdot 4,186 - 5,848 \cdot (551,07 - 431,763) \cdot 0,98}{(2498,15 - 431,763) \cdot 0,98} = 5,204$$

$$D_{\text{ЧНД}} = D_0 - D_{\text{BC}} - D_{\text{HC}} = 15,6 - 5,848 - 5,204 = 4,548$$

Внутренний относительный КПД ЧНД:

$$\eta_{oi}^{\text{ЧНД}} = \left(0,92 - \frac{0,5}{D_{\text{ЧНД}} \cdot V_{\text{cp}}^{\text{ЧНД}}} \right) \cdot \left(1 + \frac{H_0^{\text{ЧНД}} - 400}{10000} \right) \cdot k_{\text{вл}} - \xi_{\text{вс}} \quad (224)$$

где  $D_{\text{ЧНД}}$  – расход пара в ЧНД, кг/с;

$$D_{\text{ЧНД}} = D_0 - D_{\text{BC}} - D_{\text{HC}} = 15,6 - 5,848 - 5,204 = 4,548 \quad (225)$$

$H_0^{\text{ЧНД}}$  – располагаемый теплоперепад ЧНД, кДж/кг;

$k_{\text{вл}}$  – коэффициент потерь от влажности.

$\xi_{\text{вс}}$  – относительная потеря с выходной скоростью ЧНД, кДж/кг.

Для нахождения внутреннего относительного КПД, находим средний удельный объем  $V_{\text{cp}}^{\text{ЧНД}}$ , м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{\text{cp}}^{\text{ЧНД}} = \frac{v_0^{\text{PCB-2}} + v_{\kappa}}{2} = \frac{0,6233 + 30,365}{2} = 15,4942 \quad (226)$$

Располагаемый теплоперепад ЧНД, кДж/кг:

$$H_0^{\text{ЧНД}} = h_0^{\text{PCB-2}} - h'_{\kappa} = 2711 - 2087,039 = 623,961 \quad (227)$$

Коэффициент потерь от влажности:

$$k_{\text{вл}} = 1 - 0,4 \cdot (1 - \beta_{\text{вл}}) \cdot (y_1 + y_2) \cdot \frac{H_0^{\text{вл}}}{H_0^{\text{ЧНД}}}, \quad (228)$$

где  $y_1$  – степень влажности в начале процесса расширения ЧНД,  $y_1 = 0,07$ ;

$y_2$  – степень влажности в конце процесса расширения ЧНД,  $y_2 = 0,179$ ;

$\beta_{\text{вл}}$  – коэффициент, учитывающий влияние средней влажности на внутренний относительный КПД;

$H_0^{\text{вл}}$  – часть располагаемого теплоперепада ЧНД, расположенная в области влажного пара, кДж/кг:  $H_0^{\text{вл}} = H_0^{\text{ЧНД}} = 623,961$ :

$$k_{\text{вл}} = 1 - 0,4 \cdot (1 - 0,1) \cdot (0,07 + 0,179) \cdot \frac{623,961}{623,961} = 0,91$$

Относительная потеря с выходной скоростью ЧНД:

$$\xi_{\text{вс}} = \frac{\Delta H_{\text{вс}}}{H_0^{\text{ЧНД}}} \quad (229)$$

где  $\Delta H_{\text{вс}}$  – для турбин малой и средней мощности принимается 16–20 кДж/кг, в данном случае принимает значение:  $\Delta H_{\text{вс}} = 18$ ;

$$\xi_{\text{вс}} = \frac{16}{623,961} = 0,026$$

$$\eta_{oi}^{\text{ЧНД}} = \left(0,92 - \frac{0,5}{2 \cdot 4,548 \cdot 15,49}\right) \cdot \left(1 + \frac{623,961 - 400}{10000}\right) \cdot 0,91 - 0,0397 = 0,798$$

Полезно использованный теплоперепад ЧНД, кДж/кг:

$$H_i^{\text{ЧНД}} = H_0^{\text{ЧНД}} \cdot \eta_{oi}^{\text{ЧНД}} = 623,961 \cdot 0,798 = 491,681 \quad (230)$$

Внутренняя мощность ЧНД, кВт:

$$N_i = D_0^{\text{ЧНД}} \cdot H_i^{\text{ЧНД}} = 2 \cdot 4,548 \cdot 491,681 = 4511,665 \quad (231)$$

Действительная энталпия пара, поступающего в конденсатор, кДж/кг:

$$h_{i,\text{k}} = h_0^{\text{ПСВ-2}} - H_i^{\text{ЧВД}} = 2800 - 491,681 = 2308,319 \quad (232)$$

Определяют все параметры пара в конденсаторе  
 $t_{i,\text{k}} = 28,96^\circ\text{C}$ ,  $v_{i,\text{k}} = 30,14 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

Уточняем степень влажности в конце процесса  $x_2 = 0,899$ . Найдем коэффициент потерь от влажности  $k_{\text{вл}} = 0,932$  и КПД ЧНД по формуле  $\eta_{oi}^{\text{ЧНД}} = 0,808$  и полезно использованный теплоперепад ЧНД  $H_i^{\text{ЧНД}} = 504,16 \text{ кДж/кг}$ , действительная энталпия пара на выходе ЧНД  $h_i^k = 2295,84 \text{ кДж/кг}$ , мощность ЧНД  $N_i = 4626,172 \text{ кВт}$ .

Внутренняя мощность паровой турбины, кВт:

$$N_{\text{ПТ}} = N_{i,\text{ЧВД}} + N_{i,\text{ЧНД}} \quad (233)$$

$$N_{\text{ПТ}} = 15906,509 + 4626,172 = 20532,681$$

Электрическая мощность ПТУ, кВт:

$$N_{\text{э}}^{\text{ПТУ}} = N_{\text{ПТ}} \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{эгр}} = 20532,68 \cdot 0,987 \cdot 0,98 = 19860,441 \quad (234)$$

Абсолютный электрический КПД ПТУ:

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ПТУ}} = \frac{N_{\text{э}}^{\text{ПТУ}}}{2 \cdot Q_{\text{КУ}}} = \frac{19860,441}{2 \cdot 80844,123} = 0,31 \quad (235)$$

Абсолютный электрический КПД ПСУ:

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ПСУ}} = \eta_{\text{э}}^{\text{ПТУ}} \cdot \eta_{\text{КУ}} = 0,31 \cdot 0,79 = 0,245 \quad (236)$$

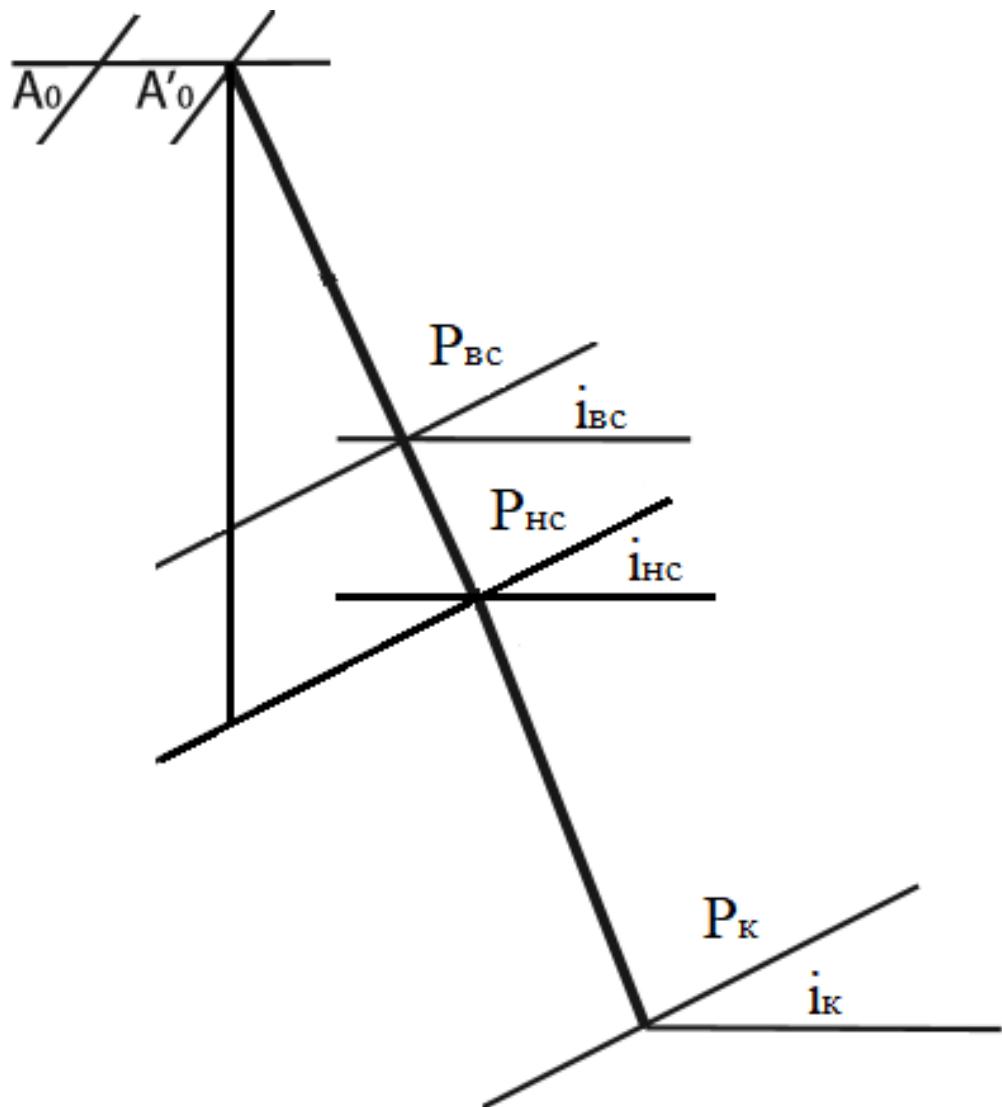


Рисунок 16 – Процесс расширения в паровой турбине

### 3.8 Определение мощности и коэффициента полезного действия ПГУ

Мощности и расходы определим для одного блока ПГУ.

Мощность ПГУ брутто, кВт:

$$N_{\text{бр.э}}^{\text{ПГУ}} = 2 \cdot N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ПТ}} = 2 \cdot 44053,96 + 19860,441 = 107968 \quad (237)$$

Мощность ПГУ нетто, кВт:

$$N_{\text{нетто.э}}^{\text{ПГУ}} = N_{\text{бр.э}}^{\text{ПГУ}} \cdot \left(1 - \frac{\vartheta_{\text{сн}}}{100}\right) \quad (238)$$

где  $\vartheta_{\text{сн}}$  - затраты электроэнергии на собственные нужды,  $\vartheta_{\text{сн}} = 3\%$ .

$$N_{\text{нетто.э}}^{\text{ПГУ}} = 107968 \cdot \left(1 - \frac{3}{100}\right) = 104729,31$$

КПД производства электроэнергии:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\vartheta} = \frac{N_{\text{бр.э}}^{\text{ПГУ}}}{Q_{\text{КС}}} \quad (239)$$

где  $Q_{\text{КС}}$  – тепло, подведенное в камере сгорания, кВт:

$$Q_{\text{КС}} = \frac{2 \cdot N_{\text{ГТУ}}}{\eta_{\text{ГТУ}}^{\vartheta}} = \frac{2 \cdot 44053,96}{0,442} = 199339,186 \quad (240)$$

$$\eta_{\text{ПГУ}}^{\vartheta} = \frac{N_{\text{бр.э}}^{\text{ПГУ}}}{Q_{\text{КС}}} = \frac{107968}{199339,186} = 0,542$$

КПД производства тепловой энергии:

$$\eta_{\text{ПГУ}}^T = \frac{\eta_{\text{ПГУ}}^{\vartheta}}{\eta} = \frac{0,542}{0,5} = 1,084 \quad (241)$$

где  $\eta$  – коэффициент пропорциональности.

Количество топлива, расходуемого на производство электроэнергии, м<sup>3</sup>/с:

$$B_{\text{ПГУ}}^{\vartheta} = \frac{2 \cdot B_{\text{ПГУ}} \cdot N_{\text{бр.э}}^{\text{ПГУ}}}{N_{\text{бр.э}}^{\text{ПГУ}} + \eta \cdot Q_{\text{T}}} = \frac{2 \cdot 14,801 \cdot 107968}{107968 + 0,5 \cdot 156400} = 18,168 \quad (242)$$

где  $Q_{\text{T}} = 156400$  – тепловая нагрузка ПГУ, кДж/с.

Количество топлива, расходуемого на производство тепловой энергии, м<sup>3</sup>/с:

$$B_{\text{ПГУ}}^T = 2 \cdot B_{\text{ПГУ}} - B_{\text{ПГУ}}^{\vartheta} = 2 \cdot 14,801 - 18,168 = 11,434 \quad (243)$$

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

$$b_3^{\text{ПГУ}} = \frac{122,8}{\eta_3^{\text{ПГУ}}} = \frac{122,8}{0,542} = 226,568 \quad (244)$$

Удельный расход топлива на единицу производимой теплоты, кг/ГДж:

$$b_{\text{ПГУ}}^{\text{T}} = \frac{34,121}{\eta_{\text{ПГУ}}^{\text{T}}} = \frac{34,121}{1,084} = 31,477 \quad (245)$$

При установки такого блока электрическая мощность составит 104,729 МВт, тепловая 100,91 Гкал/ч, удельные расходы топлива

$$b_3^{\text{ПГУ}} = 226,568, b_{\text{ПГУ}}^{\text{T}} = 31,477.$$

## **4 Общая часть**

### **4.1 Генеральный план**

Генеральный план (генплан) электростанции представляет собой план размещения на основной производственной площадке электростанции ее основных и вспомогательных сооружений.

Генплан — важнейшая составная часть ситуационного плана электростанции включающего кроме производственной площадки источник и систему водоснабжения, примыкающие автодороги, выводы линий электропередачи, электрических кабелей и теплопроводов.

Генплан электростанции включает следующие производственные и подсобные здания сооружения и устройства: главный корпус; дымовую трубу; повышающими трансформаторами; электрический щит управления; электрические распределительные устройства закрытые и открытые; устройства водоснабжения, химическую очистку добавочной воды; масляное хозяйство; лаборатории и мастерские; склады оборудования и материалов; служебные помещения и др.

Между зданиями, сооружениями и установками в генплане предусматриваются необходимые пожарные разрывы и проезды.

К помещениям машинного зала, к открытому распределительному устройству и повышающим трансформаторам, к складам масла и других материалов и оборудования обеспечен подвод автомобильных дорог.

Важными факторами правильного размещения сооружений электростанции на генплане является господствующее направление и сила ветра, характеризуемые «розой ветров». Под розой ветров в метеорологии понимают графическое изображение относительного распределения повторяемости или значений средних (или максимальных) скоростей ветра за многолетний период наблюдений по восьми направлениям. Роза ветров изображена в виде восьми вектор-радиусов, направленных к одной общей центральной точке по странам света: с севера на юг, с запада на восток, с юга на север, с востока на запад, с северо-востока на юго-запад и т. д.

Совокупность зданий и сооружений ТЭЦ на ее территории представляет собой сложный производственный и архитектурный комплекс. К которому предъявлены требования не только технологической целесообразности и экономичности, но и санитарно-технические, а также эстетические.

Генеральный план Красноярской ТЭЦ-2 с парогазовыми блоками представлен на втором листе графической части.

### **4.2 Компоновка главного корпуса**

Для расширения Красноярской ТЭЦ-2 устанавливается парогазовый блок с ВЦГ, состоящий из двух газовых турбин LM 6000 PD SPRINT, двух вертикальных котлов-utiлизаторов Пр-75-4,0-440 Д, одной паровой турбины Т-25/34-3,4 и двух газогенераторов.

Главный корпус разделен на: турбинный цех, котельный цех, объединенный вспомогательный корпус.

В ОВК располагается оборудование ВПУ, электротехнические помещения, вспомогательные помещения, главный щит управления, служебные и бытовые помещения.

В турбинном цеху устанавливаются две газотурбинные и одна паротурбинная установка ориентированные перпендикулярно продольной оси помещения. Турбинный цех одно пролетный, пролет составляет 39 метров, а максимальная высота – 23,830 метра.

В котельном цеху установлены два вертикальных котла–утилизатора, а также деаэратор, питательный насосы, насосы принудительной циркуляции и рециркуляции. КУ ориентированы также, перпендикулярно продольной оси цеха, симметрично ГТУ, между КУ делается пролет 8 метров. Котельный цех так же одно пролетный, пролет – 30 метров, высота здания 28,00 метра.

Котлы–утилизаторы подключены к дымовым трубам 50 м каждая.

Для механизации ремонтных работ в отделениях ГТУ, КУ и ПТУ предусматривается установка грузоподъемных механизмов. В отделениях предусмотрены места для ремонтных площадок, площадки выема оборудования, площадки обслуживания на всех необходимых уровнях.

Компоновка главного корпуса блока ПГУ представлена на шестом листе графической части.

## 5 Экологическая часть

### 5.1 Расчет выбросов вредных веществ

При сжигании углеводородных топлив в топливоожигающих устройствах ГТУ в продуктах сгорания образуются токсичные соединения, все многообразие которых можно разделить на следующие группы:

1. Продукты полного сгорания горючих компонентов топлива - углекислый газ  $CO_2$ , водяные пары  $H_2O$ , оксиды серы  $S_2O$  и  $SO_3$ ;

2. Компоненты неполного сгорания топлива - свободный углерод  $C$ , оксид углерода  $CO$ , различные углеводороды  $C_xH_y$ ;

К наиболее токсичным относятся компоненты второй и особенно третьей групп.

При сжигании синтез-газа ПГУ не возникает проблем с отчуждением винищительной земной поверхности под складирование золы в силу ее небольшого количества (в сравнении с прямым сжиганием угля в топка котлов).

Сырой синтез-газ содержит вещества, способные загрязнять окружающую среду и нарушать нормальную работу газовой турбины, поэтому его необходимо тщательно очищать от пыли, соединений серы ( $H_2S$ ,  $COS$ ,  $CS_2$ ), азота, щелочных металлов. Технология очистки оказывает значительное влияние на стоимость и тепловую эффективность электростанции.

Чистый синтез-газ, сжигаемый в камере сгорания ГТУ, создает благоприятные условия для работы проточной части газовой турбины: выбросы оксидов серы в атмосферу практически отсутствуют.

Массовый выброс оксидов азота в пересчете на диоксид азота, г/с:

$$M_{NO_2} = I_{NO_2} \cdot B_{\text{ГТУ}} \quad (246)$$

где  $B_{\text{ГТУ}}$  – расход топлива в камере сгорания ГТУ, кг/с;

$I_{NO_2}$  – удельный выброс  $NO_x$ , г/кг, определяется по формуле:

$$I_{NO_2} = C_{NO_2} \cdot V_r = 0,15 \cdot 4,345 = 0,652 \quad (247)$$

где  $C_{NO_2}$  – концентрация оксидов азота в отработавших газах в пересчете на  $NO_x$ , г/м<sup>3</sup>, принимаем  $C_{NO_2} = 0,15$  г/м<sup>3</sup>.

$V_r$  – объем дымовых газов на м<sup>3</sup> топлива за ГТУ при нормальных условиях, м<sup>3</sup>/кг.

$$M_{NO_2} = 0,652 \cdot 18,972 = 12,37$$

Массовый выброс оксидов серы, г/с:

$$M_{SO_2} = I_{SO_2} \cdot B_{\text{ГТУ}} \quad (248)$$

где  $I_{SO_2}$  – удельный выброс  $SO_2$ , г/кг, определяется по формуле:

$$I_{SO_2} = C_{SO_2} \cdot V_r = 0,05 \cdot 4,345 = 0,13 \quad (250)$$

где  $C_{SO_2}$  – концентрация оксидов серы, г/м<sup>3</sup>, принимаем  $C_{SO_2} = 0,03$  г/м<sup>3</sup>.

$$M_{SO_2} = 0,13 \cdot 18,972 = 2,466$$

Массовый выброс оксидов углерода аналитически невозможно посчитать.  
Массовый выброс золы отсутствует, так как все уносимые из газогенератора частицы улавливаются в фильтре и возвращаются газогенератор, г/с:

$$M_{зол} = 0 \quad (251)$$

Массовый выход шлака из газогенератора, г/с:

$$M_{шл} = 0,01 \cdot B_{гг} \cdot \frac{A^p + q_4 \cdot \frac{Q_p^H}{36800}}{100} \cdot (1 - \eta_{ул}) \quad (252)$$

где  $B_{гг}$  – расход угля на газогенератор, кг/с, 13,928.

$Q_{н.с-г}^p$  – теплотворная способность синтез–газа, кДж/кг, 6157,733.

$\eta_{ул}$  – КПД уловителя (возврат частиц в газогенератор).

$$M_{шл} = 0,01 \cdot 13,928 \cdot \frac{7,4 + 3,5 \cdot \frac{6157,733}{36800}}{100} \cdot (1 - 0,93) = 95,61$$

От двух газогенераторов  $M_{шл} = 191,22$  г/с.

## 6 Экономическая часть

Исходя из значений, полученных в пункте 2 можно далее определить себестоимости единицы тепловой и электрической энергии, а также произвести оценку экономической эффективности капитальных вложений.

### 6.1 Исходные данные для расчета

Таблица 8 – Исходные данные для расчета экономической части

Наименование показателя	Значения показателя
Место проектирования ТЭЦ	г. Красноярск
Вид топлива	Бородинский уголь, марки 2БР
Количество блоков, шт:	3
Тепловые нагрузки потребителей, Гкал/час:	
а) в пару	0
б) в горячей воде	$306,277 \times 3$
Часовой коэффициент теплофикации по пару	0
Часовой коэффициент теплофикации по гор. воде	1
Число часов использования максимума тепловой нагрузки, час/год:	
а) в пару	0
б) в горячей воде	6000
Электрическая нагрузка, МВт	$449,83 \times 3$
Число часов использования максимума электрической нагрузки, час/год	7100
Число часов максимума тепловой нагрузки, час/год	6000
Коэффициент удорожания капитальных вложений	1,18
Среднегодовой фонд оплаты труда одного работающего, руб./год	525206
Районный коэффициент	1,2
Страховые взносы, %	30,4

Таблица 9 – Технико-экономические показатели

Технико-экономические показатели	Т-25/34-3,4/0,12
Электрическая мощность max, МВт	115
Тепловая мощность, Гкал/ч	100
Уд. расход условного топлива на эл. энергию кг/(кВтч)	0,1796
Уд. расход топлива на тепловую энергию, кг/Гкал	138,6
Капитальные вложения, млн. руб	15571,511
Условно-постоянные расходы, млн руб./год	2623,151
Затраты на топливо, млн руб./год	301
Выработка электроэнергии, млн. кВт·ч	828
Выработка тепла, тыс. Гкал	600
Приведенные затраты, Млн руб	3509,69

## 6.2 Расчёт себестоимости единицы тепловой и электрической энергии

Для расчёта себестоимости единицы тепловой и электрической энергии распределим эксплуатационные расходы по цехам проектируемой станции из расчёта, что:

- затраты на топливо полностью забирает ТТЦ и КЦ;
- амортизационные отчисления распределились следующим образом: ТТЦ и КЦ – 65%; ТЦ и ЭЦ – 30%; общестанционные расходы – 5%;
- расходы на оплату труда распределились следующим образом: ТТЦ и КЦ – 40%; ТЦ и ЭЦ – 30%; общестанционные расходы – 30%;
- расходы по ремонту обслуживанию распределились следующим образом: ТТЦ и КЦ – 65%; ТЦ и ЭЦ – 30%; общестанционные расходы – 5%;
- затраты на прочие расходы полностью уходят на общестанционные расходы.

Результаты расчётов таблица 2.2.

Таблица 10 – Калькуляция себестоимости электрической и тепловой энергии

Стадии производ- ства	Элементы затрат, млн руб					Всего затрат, млн руб	В том числе, млн руб	
	U <sub>т</sub>	U <sub>ам</sub>	U <sub>рем</sub>	U <sub>зп</sub>	U <sub>пр</sub>		на э/э	на т/э
ТЦ и КЦ	301	677,95	506,074	36.239		1520,313	975,05	545,26
Машинный зал, ЭЦ		312,9	233,573	27,179		573,652	573,652	
Общестанцион- ные расходы		52,15	38,929	27,179	409,977	528,235	390,68	137,55

## Окончание таблицы 10

Всего по ТЭЦ	301	1043	778,576	90,598	409,977	2623,151	1939,382	682,81
Себестоимость единицы электроэнергии, коп./кВт·ч								<b>0,996</b>
Себестоимость единицы теплоэнергии, руб./Гкал								<b>162,633</b>

Затраты по каждой стадии распределяются на два вида энергии по физическому методу, т.е. пропорционально расходу топлива, млн руб.:

$$U_{\text{КТЦ}}^{\text{э/э}} = U_{\text{КТЦ}} \cdot \frac{B_{\text{э}}}{B} \quad (253)$$

$$U_{\text{КТЦ}}^{\text{э/э}} = 1520,313 \cdot \frac{148,709}{231,869} = 975,05$$

$$U_{\text{КТЦ}}^{\text{т/э}} = U_{\text{КТЦ}} - U_{\text{КТЦ}}^{\text{э/э}} \quad (254)$$

$$U_{\text{КТЦ}}^{\text{т/э}} = 1520,313 - 975,05 = 545,26$$

Затраты машинного зала и электроцеха полностью относятся на затраты на производство электрической энергии

$$U_{\text{маш.з}}^{\text{э/э}} = U_{\text{маш.з}} = 573,652 \quad (255)$$

Общестанционные расходы на два вида энергии распределяются пропорционально затратам по двум предыдущим стадиям, млн руб.:

$$U_{\text{общ}}^{\text{э/э}} = U_{\text{общ}} \cdot \frac{U_{\text{КТЦ}}^{\text{э/э}} + U_{\text{маш.з}}^{\text{э/э}}}{U_{\text{КТЦ}} + U_{\text{маш.з}}} \quad (256)$$

$$U_{\text{общ}}^{\text{э/э}} = 528,235 \cdot \frac{975,05 + 573,652}{1520,313 + 573,652} = 390,68$$

$$U_{\text{общ}}^{\text{т/э}} = U_{\text{общ}} - U_{\text{общ}}^{\text{э/э}} \quad (257)$$

$$U_{\text{общ}}^{\text{т/э}} = 528,235 - 390,68 = 137,55$$

Расчет себестоимости единицы отпущенной с шин станции электрической энергии, руб/кВт·ч:

$$U_{\text{выр}}^{\text{э/э}} = \frac{U_{\Sigma}^{\text{э/э}}}{W_{\text{г.отп}}} \quad (258)$$

где  $U_{\Sigma}^{\text{э/э}}$  – суммарные затраты на выработку электроэнергии, млн руб.:

$$U_{\Sigma}^{\text{э/э}} = U_{\text{КТЦ}}^{\text{э/э}} + U_{\text{маш.зал}}^{\text{э/э}} + U_{\text{общ}}^{\text{э/э}} \quad (259)$$

$$U_{\Sigma}^{\vartheta/\vartheta} = 975,05 + 573,652 + 390,68 = 1939,388$$

$W_{\text{г.отп}}$  – годовой отпуск электроэнергии, МВт·ч:

$$W_{\text{г.отп}} = W \cdot (1 - a_{\text{сн}}) \cdot T_{\text{уст}} \cdot 10^{-3} \quad (260)$$

$$W_{\text{г.отп}} = 104,729 \cdot (1 - 0,03) \cdot 7100 \cdot 10^{-3} = 721,269$$

где  $a_{\text{сн}}$  – коэффициент расхода на собственные нужды станции, %, примем 3%.

$$U_{\text{выр}}^{\vartheta/\vartheta} = \frac{1939,388}{721,269} = 0,996$$

Расчет себестоимости единицы тепловой энергии, руб/Гкал:

$$U_{\text{отп}}^{\text{T}/\vartheta} = \frac{U_{\Sigma}^{\text{T}/\vartheta}}{Q_{\text{г.отп}}} \quad (261)$$

где  $U_{\Sigma}^{\text{T}/\vartheta}$  – суммарные затраты на выработку электроэнергии, млн руб.:

$$U_{\Sigma}^{\text{T}/\vartheta} = U_{\text{КТЦ}}^{\text{T}/\vartheta} + U_{\text{маш.зал}}^{\text{T}/\vartheta} + U_{\text{общ}}^{\text{T}/\vartheta} \quad (262)$$

$$U_{\Sigma}^{\text{T}/\vartheta} = 545,26 + 0 + 137,55 = 682,81$$

$Q_{\text{г.отп}}$  – годовой отпуск тепловой энергии, Гкал:

$$Q_{\text{г.отп}} = Q_{\text{тэ}} \cdot (1 - a_{\text{сн}}) \cdot T_{\text{тэ}} \cdot 10^{-3} \quad (263)$$

где  $a_{\text{сн}} = 0,03$  – коэффициент расхода теплоэнергии на собственные нужды станции.

$$Q_{\text{отп}} = 100,91 \cdot (1 - 0,03) \cdot 6000 \cdot 10^{-3} = 587,3$$

$$U_{\text{отп}}^{\text{T}/\vartheta} = \frac{682,81 \cdot 10^3}{587,3} = 162,633$$

### 6.3 Оценка экономической эффективности капитальных вложений

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

Чистый дисконтированный доход с нарастающим итогом находится по формуле:

$$\text{ЧДДНИ}_t = \sum_{n=0}^n \left\{ \left[ (T_{\text{т}} - U_{\text{отп}}^{\vartheta/\vartheta}) \cdot W_{\text{отп}} + (T_{\text{т}} - U_{\text{отп}}^{\text{T}/\vartheta}) \cdot Q_{\text{отп}} + U_a \right] \cdot \frac{1}{(1+0,1)^t} \right\} - K \quad (264)$$

где  $K$  - стоимость строительства станции, млн руб.;  
 $U_{\text{отп}}^{\text{Э/Э}}$  – себестоимость отпущенной электроэнергии, руб./кВт ч.;  
 $U_{\text{отп}}^{\text{T/Э}}$  – себестоимость отпущенной тепловой энергии, руб./Гкал.;  
 $U_a$  – амортизация основных производственных фондов, млн руб.;  
 $W_{\text{отп}}$  – годовой отпуск электроэнергии с шин станции, МВт;  
 $Q_{\text{отп}}$  – годовой отпуск тепловой энергии, Гкал;  
 $t$  – текущий год;  
 $T_{\text{Э}}$  – тариф на отпущенный МВт·ч с учетом планируемой рентабельности (40%), руб./МВт·ч:

$$T_{\text{Э}} = (1 + R) \cdot U_{\text{отп}}^{\text{Э/Э}} = (1 + 0,4) \cdot 0,996 = 1,394 \quad (265)$$

$T_{\text{Т}}$  – тариф тариф на отпущенную Гкал с учётом планируемой рентабельности ( $R$ ), руб./Гкал. (принимаем в расчете 75%):

$$T_{\text{Т}} = (1 + R) \cdot U_{\text{отп}}^{\text{T/Э}} = (1 + 0,75) \cdot 162,633 = 284,6 \quad (266)$$

В нулевой год ЧДД принимается равным капитальным затратам со знаком минус.

Доход от основной деятельности, млн. руб.:

$$\Delta_{\text{осн}} = \Delta_{\text{ЭЭ}} + \Delta_{\text{ТЭ}} \quad (267)$$

где  $\Delta_{\text{ЭЭ}}$  – прибыль от отпущенной электрической энергии, млн руб/год.:

$$\Delta_{\text{ЭЭ}} = (T_{\text{Э}} - U_{\text{отп}}^{\text{Э/Э}}) \cdot W_{\text{отп}} = (1,394 - 0,996) \cdot 721,269 = 308,703 \quad (268)$$

$\Delta_{\text{ТЭ}}$  – прибыль от отпущенной тепловой энергии, млн руб/год.

$$\Delta_{\text{ТЭ}} = (T_{\text{Т}} - U_{\text{отп}}^{\text{T/Э}}) \cdot Q_{\text{отп}} = (284,6 - 162,633) \cdot 587,3 = 71631,22$$

$$\Delta_{\text{осн}} = \Delta_{\text{ЭЭ}} + \Delta_{\text{ТЭ}} = 308,703 + 71631,219 = 71939,92$$

Налог на прибыль по ставке 20% составит, млн. руб.:

$$H_{\text{пр}} = \Delta_{\text{осн}} \cdot 0,2 = 71939,92 \cdot 0,2 = 12553 \quad (269)$$

Чистая прибыль, млн. руб.:

$$\text{ЧП}_t = \Delta_{\text{осн}} - H_{\text{пр}} = 71939,92 - 12553 = 59386,92 \quad (270)$$

Чистый денежный поток, млн. руб.:

$$\text{ЧДП}_t = \text{ЧП}_t + U_a = 59386,92 + 1043 = 60429,22 \quad (271)$$

Результаты расчетов срока окупаемости капитальных вложений в проект расширение Красноярской ТЭЦ-2 сведены в таблицу 11.

Капитальные вложения в проект расширения Красноярской ТЭЦ-2 за счет строительства блока ПГУ с ВЦГ окупаются на 9-ый год эксплуатации.

Таблица 11 – Оценка экономической эффективности капитальных вложений

Наименование величины/год	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Денежный поток от инвестиционной деятельности компании $K_{\text{вл}}$ , млн руб.										-15571,5		
Доход от основной деятельности $D_{\text{осн}}$ , млн руб.										-		
Доход от по отпущененной электроэнергии $D_{\text{э/э}}$ , млн руб.										-		
Доход от по отпущенной теплоэнергии $D_{\text{т/э}}$ , млн руб.										-		
Амортизационные отчисления $U_a$ , млн руб.										-		
Налог на прибыль $H_{\text{пр}}$ , млн руб.										-		
Чистая прибыль $\text{ЧП}_t$ , млн руб.										-		
Чистый денежный поток $\text{ЧДП}_t$ , млн руб.										-		
Чистый денежный поток нарастающим итогом $\text{ЧДПНИI}_t$ , млн руб.										-		
Коэффициент дисконтирования $n$										-		
1	-15571,5	-15571,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0,909	-37184,74	60429,22	59386,92	12553	1043	71631,22	308,7	71939,9	71939,9	71939,9	71939,9	71939,9
0,826	-30258,40	60429,22	59386,92	12553	1043	71631,22	308,7	71939,9	71939,9	71939,9	71939,9	71939,9
0,751	-23332,06	60429,22	59386,92	12553	1043	71631,22	308,7	71939,9	71939,9	71939,9	71939,9	71939,9
0,683	-16405,72	60429,22	59386,92	12553	1043	71631,22	308,7	71939,9	71939,9	71939,9	71939,9	71939,9
0,621	-9479,38	60429,22	59386,92	12553	1043	71631,22	308,7	71939,9	71939,9	71939,9	71939,9	71939,9
0,564	-2553,04	60429,22	59386,92	12553	1043	71631,22	308,7	71939,9	71939,9	71939,9	71939,9	71939,9
0,513	4373,30	60429,22	59386,92	12553	1043	71631,22	308,7	71939,9	71939,9	71939,9	71939,9	71939,9
0,467	11299,64	60429,22	59386,92	12553	1043	71631,22	308,7	71939,9	71939,9	71939,9	71939,9	71939,9
0,424	18225,98	60429,22	59386,92	12553	1043	71631,22	308,7	71939,9	71939,9	71939,9	71939,9	71939,9
0,386	25152,32	60429,22	59386,92	12553	1043	71631,22	308,7	71939,9	71939,9	71939,9	71939,9	71939,9
0,350	32078,66	60429,22	59386,92	12553	1043	71631,22	308,7	71939,9	71939,9	71939,9	71939,9	71939,9

Окончание таблицы 11

Чистый дисконтированный доход $\text{ЧДД}_t$ , млн руб.	-15571,5	-15571,5
Чистый дисконтированный доход с нарастающим итогом $\text{ЧДДНИ}_t$ , млн руб.	<b>-37814,41</b>	<b>6296,67</b>
	<b>-32090,16</b>	<b>5724,25</b>
	<b>-26886,30</b>	<b>5203,86</b>
	<b>-22155,52</b>	<b>4730,78</b>
	<b>-17854,80</b>	<b>4300,71</b>
	<b>-13945,07</b>	<b>3909,74</b>
	<b>-10390,76</b>	<b>3554,31</b>
	<b>-7159,57</b>	<b>3231,19</b>
	<b>-4222,12</b>	<b>2937,44</b>
	<b>-1551,72</b>	<b>2670,40</b>
	<b><b>875,92</b></b>	<b><b>2427,64</b></b>

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Целью бакалаврской работы являлось разработать эффективную энергетическую установку для получения дешевой электрической и тепловой энергии, с низкими выбросами вредных веществ в окружающую среду и высокой экономичностью, которые будут установлены на Красноярской ТЭЦ-2 для покрытия возрастающих нагрузок станции.

Для этого было выбрано строительство блока ПГУ-ТЭЦ с ВЦГ, установлен энергоблок мощность до 115 МВт, один энергоблок состоит из следующего оборудования: турбина Т-25/34-3,4/0,12, два котла-утилизатора Пр-75-4,0-440Д и две газовые турбины LM6000 PD Sprint и два газогенератора.

В качестве топлива используется синтез-газ, получаемый в газогенераторе из угля Бородинского месторождения.

Данный проект включает в себя следующие расчеты:

- расчет газификации угля Бородинского месторождения, определения компонентного состава синтез-газа и его теплотворную способность;
- тепловой расчет газотурбинной установки, где были определена температура уходящих газов из ГТУ и их расход, мощность компрессора и газовой турбины, КПД ГТУ;
- тепловой и конструкторский расчеты котла-утилизатора, в результате которого был найден расход пара, температуры газов и пара по тракту котла, а также площади поверхностей теплообмена;
- укрупненный расчет паровой турбины, в результате которого были определены параметры пара отбора паровой турбины, а также его расход на подогрев сетевой воды;
- расчет технико-экономических показателей работы станции, в результате которого были определены удельный расход условного топлива на выработку тепла и удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии.

В данном дипломном проекте также был рассмотрен вопрос о природоохранных мероприятиях на проектируемой станции. Были рассчитаны выбросы вредных веществ в атмосферу.

Экономическая часть проекта содержит расчет себестоимости единиц энергии проектируемой ТЭЦ. Исходя из экономических расчетов по народно-хозяйственному методу и метода хозяйственного расчета сделано обоснование техническим решениям проекта.

Произведён расчет срока окупаемости предлагаемого проекта, который составляет 9 лет.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Энергетическая стратегия России на период до 2035 (Редакция от 01.02.2017).
2. Деешалит, Г.И. Расчет процессов газификации топлива / Г.И. Деешалит – Харьков, 1959 – 167 с.
3. Integrated gasification combined cycle (IGCC) technologies / Ed. by T. Wang and G. Stiegel. - Woodhead Publ., 2017 - 929 р.
4. Справочник коксохимика. В 6-и томах. Том 3. Улавливание и переработка химических продуктов коксования / Под общ. ред. д-ра техн. наук Е. Т. Ковалева. – Харьков : Издательский Дом «ИНЖЭК», 2009. – 432 с.
5. Анализ технологических решений для ПГУ с внутрицикловой газификацией угля / Н. А. Абаймов, И. Б. Амарская, В. С. Белоусов [и др.] – Екатеринбург : Изд-во Уральского ун-та, 2016. – 563 с.
6. Березинец, П.А. Разработка и исследование циклов, схем и режимов работы парогазовых установок : дис. ... д-ра техн. наук : 05.14.14 / Березинец Павел Андреевич – Москва, 2012. – 238 с. : ил.
7. Мракин, А.Н. Эффективность энергетических комплексов на основе поточных газификаторов твердого топлива с парокислородным дутьем : дис. ... кандидата технических наук : 05.14.01 / Мракин Антон Николаевич; - Саратов, 2012. – 152 с. : ил.
8. Сучков, С. И. Разработка отечественной технологии газификации твердого топлива для парогазовых установок. / С. И Сучков – М.: НТФ «Энергопресс», 2013. – 120 с.
9. Использование твёрдых топлив для эффективного и экологически чистого производства электроэнергии и тепла : сб. докл. III Международной научно-технической конференции / под общ. ред. канд. техн. наук Г.А. Рябова. – Москва : ОАО «ВТИ», 2016. – 332 с.
10. Ольховский, Г. Г. Разработка отечественной ПГУ с газификацией угля / Г. Г. Ольховский, С. И. Сучков, П. А. Березинец, А. Н. Епихин // Тепло-энергетика. – 2010. – №2. – с. 19-26.
11. Алешина, А.С. Газификация твердого топлива / А.С. Алешина, В.В. Сергеев : учебное пособие. – Санкт-Петербург. : Политехнический университет, 2010. – 202 с.
12. Ривкин, С. Л. Термодинамические свойства газов: Справочник. – 4 – е изд., перераб. / С. Л. Ривкин – Москва : Энергоатомиздат, 1987. – 288 с.: ил
13. Костюк, А.Г. Турбины тепловых и атомных электрических станций: учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин и др.; Ред. А.Г. Костюк. – Москва : Издательство МЭИ, 2001. -488 с.: ил.
14. Цанев, С.В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций : учеб. пособие / С. В. Цанев, В. Д. Буров, А. Н. Ремезов. – Москва : МЭИ, 2002. – 584 с. ил.
15. Подборский, Л. Н. Газотурбинные и парогазовые установки электростанций : метод. пособие / Л. Н. Подборский. – Красноярск : СФУ, 2015. – 53 с.

16. Трухний, А.Д. Расчет тепловых схем парогазовых установок утилизационного типа / А.Д . Трухний, С.В. Петрунин – Москва : МЭИ. – 2001. – 21 с.
17. Основы современной энергетики : учебник для вузов: в 2 т./ под общей редакцией чл.-корр. РАН Е.В. Аметистова. – 5-е изд., стер. – Москва : Издательский дом МЭИ, 2010. – 581 с.
18. Цыганок, А. П. Проектирование тепловых электрических станций: учеб. пособие / А.П. Цыганок, С.А. Михайленко; КрПИ – Красноярск, 1991. –119 с.
19. Тепловые электрические станции: учебник для вузов / Буров, В.Д., Дорохов, Е.В., Елизаров, Д.П. [и др.]; Под ред. В.М. Лавыгина, А.С. Седлова, С.В. Цанева. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Издательский дом МЭИ, 2007. – 466 с.: ил.
20. Теплотехнический справочник. Изд. 2-е, перераб. / Под ред. В.Н. Юрнева и П.Д. Лебедева. Т. 1. М., «Энергия», 1975.– 378 с.: ил.
21. Расчет содержания вредных веществ в дымовых газах при проектировании котлов и энергетических установок : Методические указания по дипломному проектированию для студентов специальности 1005, 1007 / Сост. С.М. Куликов, Е.А. Бойко; КГТУ. Красноярск, 1995. – 32 с.
22. Зубова, М. В. Оценка экономической эффективности инвестиций в энергетические объекты: учебно-методическое пособие / М. В. Зубова , И. А. Астраханцева, В.А. Финоченко. – Красноярск : СФУ, 2017 – 55 с.

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

Политехнический институт

---

институт

Тепловые электрические станции

---

кафедра

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующий кафедрой

  
подпись

Е.А. Бойко  
инициалы, фамилия

« 07 » июля 2020 г.

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

---

код – наименование направления

Проект расширения Красноярской ТЭЦ-2

---

тема

Руководитель

06.07.2020

дата, подпись

доцент, к.т.н

должность, ученая степень

С.В. Пачковский

инициалы, фамилия

Выпускник

06.07.2020

дата, подпись

Е.С. Мазаев

инициалы, фамилия

Технический контроль

07.07.2020

дата, подпись

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

 06.07.2020

дата, подпись

П.В. Шишмарев

инициалы, фамилия