

Некоммерческое акционерное общество  
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ»

Кафедра Техники энергетических устройств  
Специальность ЭКОЭНЕРГ. Теплоэнергетика

Допущен к защите  
Зав. кафедрой \_\_\_\_\_  
« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ**  
**пояснительная записка**

Тема Повышение эффективности ГТЧ  
путем борьбы с падением пара в камеру  
сгорания ГТЧ

Магистрант Уралиев Д.Р.  
подпись (Ф.И.О.)

Руководитель диссертации Тютебаева Т.М.  
подпись (Ф.И.О.)

Оппонент \_\_\_\_\_  
подпись (Ф.И.О.)

Алматы, 20\_\_ г.

Некоммерческое акционерное общество  
АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ

Отзыв руководителя

о диссертации магистранта Умошова Давид Давидович  
(Ф.И.О., специальность)

6М07Н50 - Температурная  
Тема магистерской диссертации

Экономическая эффективность ПТУ турбины  
варяжского Восточного района в процессе  
сборки ПТУ.

Некоммерческое акционерное общество  
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ»

Факультет Телекоммуникации (ТТЭ)  
Специальность ЭНЭЭС - Телекоммуникации  
Кафедра ТТЭ - Телевизионные и радиотехнические системы связи

**ЗАДАНИЕ**

на выполнение магистерской диссертации

Магистранту Улиашову Дилану Райтжановичу  
(фамилия, имя, отчество)

Тема диссертации Экономическая эффективность ТТЭ сетей  
Саратовской области при переходе операторов ТТЭ  
утверждена Ученым советом университета № 103 от «16» ноября 2012  
Срок сдачи законченной диссертации «\_\_»

Цель исследования Сравнение влияния перехода  
операторов ТТЭ в регион Саратовской ТТЭ на  
экономическую эффективность ТТЭ и области  
связи связи

Перечень подлежащих разработке в магистерской диссертации вопросов или краткое содержание магистерской диссертации:

В магистерской диссертации должны быть  
представлены вопросы ТТЭ, связанные  
с экономическим анализом работы операторов  
Саратовской области. Вопросы должны быть  
связаны с работой операторов ТТЭ и  
связаны с работой операторов ТТЭ

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей)

В магистерской диссертации должны быть  
представлены вопросы ТТЭ, связанные  
с экономическим анализом работы операторов  
Саратовской области. Вопросы должны быть  
связаны с работой операторов ТТЭ и  
связаны с работой операторов ТТЭ

Рекомендуемая основная литература

Будил С.В., Будил В.В., Будил А.И. Диссертация  
 и материалы к ней, составленные кандидатом технических наук  
 Будил С.В. Частично рассмотрены в журнале. Док. проф. С.В. Будил  
 М. МЭИ 2002 - 5846

ГРАФИК  
 подготовки магистерской диссертации

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления научному руководителю	Примечание
Обзор литературы	29.09.12	Выполнено
Анализ литературы	30.10.12	
раздела ПТУ	7.12.12	Выполнено
Анализ раздела	17.01.13	
Water Steam Pro	14.03.13	
Обзор литературы	18.04.13	Выполнено
ПТУ	12.06.13	
Фиксат ПТУ при	22.08.13	
разделе Water Steam Pro	17.03.13	Выполнено
Сравнение и анализ		
данных с разделом	11.12.13	
по разделу	16.01.14	Выполнено
ПТУ		
Анализ литературы		
раздела Water Steam Pro	7.03.14	Выполнено
Анализ раздела	20.03.14	
Обзор литературы		Выполнено
с разделом		
Сравнение разделов	17.04.14	Выполнено
и раздела		

Дата выдачи задания 5.09.2014

Заведующий кафедрой \_\_\_\_\_ (подпись) (Ф.И.О.)

Руководитель диссертации Т.М. (Тютюбаева Т.М.) (подпись) (Ф.И.О.)

Задание принял к исполнению магистрант Т.М. (Тютюбаева Т.М.) (подпись) (Ф.И.О.)

## **Аннотация**

В магистерской диссертации представлено исследование математической модели ПГУ при помощи программы WaterSteamPro. Определены зависимости параметров составного оборудования и всей ПГУ, а также температуры уходящих газов и содержание оксидов азота от массы впрыскиваемого пара в камеру сгорания ГТ. Теоретически определено количественное значение повышения КПД, мощности, содержание оксида азота в уходящих газах в зависимости от впрыска водяного пара. Построен и проведен анализ графиков зависимостей. Также проведены исследования влияния изменения параметров системы ПГУ на КПД, мощность и температуру уходящих газов ПГУ.

## **Андатпа**

Магистрлік жұмыста бугаз қондырғының математикалық үлгісі WaterSteamPro бағдарламасы арқылы зерттелу жұмысы ұсынылады. БГҚ-ның құрама жабдықтарының параметрлерінің және жалпы БГҚ-ның және де шығардағы газдың ыстықтығы, азот қышқылының мөлшерінің газ турбинаның жану камерасына будың бүрку мөлшеріне тәуелділігі анықталды. Теориялық түрде ПӘК-тің, БГҚ-ның қуаты және азот мөлшерінің сандық мәндері анықталды. Тәуелділік сызбалары тұрғызылып, құрама жабдықтың параметрлерінің өзгерісінің ПӘК-тің, қуаттың және шығар газдар температурасына әсері зерттелді.

## **Annotation**

This master's thesis presents a study of a mathematical model of CCP (combined cycle plant) by using WaterSteamPro program. Defined the dependences of the parameters of the composite equipment and all CCP, as well as the flue gas temperature and nitrogen oxides from weight of steam injected into the combustion chamber of GT. Theoretically defined quantitative values of improvement of the efficiency, capacity, nitrogen oxide in flue gases depending on the injection of steam in combustion chamber. Built and analyzed dependency graphs. Also investigated the effect of changes in system parameters on CCP efficiency, power and temperature of the flue gas of CCP.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	8
1. АНАЛИЗ СХЕМ ПГУ С ВПРЫСКОМ ПАРА.....	12
1.1 Обзор существующих ПГУ.....	14
1.1.1 Цикл Ченга.....	14
1.1.2 Схема ПГУ с паровой турбиной привода компрессора.....	16
1.1.3 DRIASI цикл.....	16
1.1.4 Цикл LOTNECO.....	17
1.1.5 Цикл с влажным сжатием.....	18
1.2 Обзор исследуемой схемы ПГУ.....	19
1.2.1 Принципиальная схема парогазовой установки.....	19
1.2.2 Параметры газовой турбины ПГУ.....	20
1.2.3 Параметры паровой турбины ПГУ.....	21
1.2.4 Параметры котла- утилизатора ПГУ.....	21
2 РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ И СВОЙСТВ РАБОЧИХ ТЕЛ.....	22
2.1 Начальные данные для расчета.....	22
2.2 Расчет свойств наружного воздуха.....	23
2.3 Расчет свойств газообразного топлива и теоретических объемов продуктов сгорания.....	25
2.4 Расчет теоретических масс продуктов сгорания на 1 кг топлива.....	27
2.5 Расчет воздухоочистительной установки и воздушного компрессора.....	28
2.6 Расчет камеры сгорания.....	30
2.7 Расчет газовой турбины.....	33
2.8 Расчет котла-утилизатора.....	35
2.9 Расчет паровой турбины.....	38
2.10 Расчет характеристик ПГУ.....	39
2.11 Сравнение расчетов по используемым алгоритмам с некоторыми данными, имеющимися в литературе.....	40
2.12 Расчет выбросов оксидов азота.....	42
2.13 Заключение.....	42
3. АНАЛИЗ РАСЧЕТОВ.....	43

3.1	Анализ влияния расхода впрыска водяного пара на энергетические показатели ПГУ.....	43
3.2	Анализ влияния коэффициента повышения давления на характеристики ПГУ . .....	48
3.3	Влияние давления в пароводяном контуре на характеристики ПГУ..	53
3.4	Анализ зависимости характеристик ПГУ от давления в контуре КУ (ПН), при различных значениях коэффициента повышения давления. ....	57
3.5	Анализ зависимости выбросов NOx от впрыска водяного пара в КС при различных коэффициентах повышения давления. ....	64
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	73
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ .....	77
	ПРИЛОЖЕНИЕ А. Анализ зависимости параметров ПГУ от впрыска пара и изменения показателей составного оборудования ПГУ. ....	80
	ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Описание ПГУ «Палыча».....	89
	ПРИЛОЖЕНИЕ В. Описание основных формул расчета в пакете WaterSteamPro.....	96

## ВВЕДЕНИЕ

Во всех странах отмечается непрекращающийся рост производства электроэнергии. Энергопотребители всего мира прогнозируют в ближайшие 30 лет удвоение электрогенерирующих мощностей. Добыча природного газа достигнет уровня 4 трлн м<sup>3</sup> в год. Технический прогресс в электроэнергетике развитых стран характеризуется следующими основными направлениями:

- Созданием высокоэкономичных энергоблоков
- Повышением экономичности и совершенствованием структуры топливно-энергетического баланса
- Снижение удельных капитальных затрат при производстве электрической и тепловой энергии
- Высокой надежности защиты окружающей среды от вредного воздействия электростанций. [3]

Остановимся на двух из них: *Создание высокоэкономичных энергоблоков*. В современной энергетике существует много вариантов повышения экономичности энергоблок. С этой целью развиваются основные виды энергооборудования – паровые и газовые турбины. Такое параллельное развитие газовых и паровых циклов позволяет максимально использовать их положительные свойства, создав комбинированную парогазовую установку. [3]. ПГУ стали широко освещаемой темой, по причине того что они считают лучшее от паровых и газовых циклов, это и высокий КПД, мощность, экономичность и экологичность.

Преимущества ПГУ контактного типа достаточно хорошо изучены [11, 17, 10, 13-17] и, кратко, заключаются в следующем: увеличивается эффективность охлаждения лопаток водяным паром (за счет большей теплоемкости), что позволяет повысить температуру газов перед турбиной, снижаются затраты на сжатие охлаждающего воздуха (доли которого могут достигать 15 - 20% от общего расхода [17]) и рабочего тела в компрессоре



, т.к. вода сжимается в жидком состоянии; значительно увеличивается мощность установки, отнесенная к кг воздуха в компрессоре, что позволяет создавать на базе проработанных авиационных ГТ блоки с большой мощностью. Помимо этого, возможен отказ от паровой турбины, конденсатора и т.д., т.е. снижаются капитальные затраты, что особенно значимо в современных условиях энергетики. При этом будут происходить потери воды из цикла, однако, в связи с отсутствием испарения циркуляционной воды в градирне, суммарный унос воды будет меньше [1].

*Надежность защиты окружающей среды.* Экологичность работы КС энергетических ГТУ приобретает все большее значение из-за ужесточения норм выбросов вредных веществ в окружающую среду. При эксплуатации такими вредными веществами являются – оксиды азота, оксид углерода, несгоревшие в результате неполного сгорания углеводороды, оксиды серы. Для решения данных применяются разные методы, так как обеднение топливной смеси, впрыск водяного пара в камеру сгорания, применение микрофакельного многоступенчатого сжигания обедненной топливной смеси в сухих КС т.д. [3] В данной работе проводится анализ метода впрыска пара в КС.

**Актуальность** Актуальность работы заключается в использовании новейших алгоритмов расчета параметров в схеме ПГУ, в расчете и сравнении характеристик оборудования, сравнения с реально существующими объектами. Также в этой работе проведено исследование впрыска водяного пара в камеру сгорания ГТУ и проведено сравнение характеристик оборудования как с впрыском так и без впрыска. Заключительной частью является сравнение выбросов оксидов азота схемы с впрыском и без впрыска, что не было проведено ни в одном материале в свободном доступе.

**Цель и задачи исследования:** Целью исследования является определение характеристик ПГУ в номинальном режиме и сравнение определенных параметров с параметрами реальной существующей ПГУ.

Следующим этапом является определение характеристик ПГУ при впрыске водяного пара в камеру сгорания и анализ изменений характеристик составляющего оборудования с последующим оформлением полученных результатов в графический вид.

**Объект и предмет исследования:** Объектом исследования является ПГУ состоящая из газовой турбины, котла-утилизатора и паровой турбины.

**Методы исследования:** Метод исследования состоит в математическом моделировании объекта в среде Excel при помощи программной оболочки WaterSteamPro.

**Научная новизна :** В работе изучено влияние впрыска пара и параметров составного оборудования на КПД, мощность, температуру уходящих газов ПГУ, выбросов оксидов азота, показаны количественные зависимости изменений вышеуказанных показателей от впрыска водяного пара в камеру сгорания.

**Основные положения работы, выносимые автором на защиту:** Апробированная методика и программа расчетов процессов движения и испарения воды в проточной части компрессора. Получены более точные выражения КПД, мощности, температуры уходящих газов, а также содержание оксидов азота в уходящих газах ПГУ. Приведены результаты расчетов в графическом и табличном видах.

**Практическая значимость работы:** Результаты магистерской диссертации могут быть использованы при составлении методических указаний для работы в программе WaterSteamPro, а также будут полезны при изучении проблем загрязнения окружающей среды и работ по повышению эффективности работы энергооборудования.

**Достоверность результатов работы:** Достоверность работы определялось сравнением определенных параметров составного оборудования с реально существующей ПГУ в Актюбинской области.

**Публикации по теме работы:** Статья по данной работе публиковалась в СПбГУ.

**Структура и объем диссертации** Диссертация состоит из введения, перечня основных сокращений и обозначений, пяти глав, заключения, списка литературы и четырех приложений. Работа изложена на 79 листах машинописного текста, содержит 38 таблиц, 33 рисунка. Общий объем диссертации составляет 98 страниц.

## **ПЕРЕЧЕНЬ ОБОЗНАЧЕНИЙ И СОКРАЩЕНИЙ**

- ПГУ – парогазовая установка;  
ГТУ – газотурбинная установка;  
ПТУ – паротурбинная установка;  
ПСУ – паросиловая установка;  
КУ – котел-утилизатор;  
КПД – коэффициент полезного действия;  
Р - давление, Па;  
Т - температура, К ( $^{\circ}\text{C}$ );  
 $\rho$  - плотность, кг/м<sup>3</sup> ;  
G - массовый расход рабочего тела, кг/с;  
 $\pi_k$ - степень повышения давления в компрессоре;  
 $\eta$ - КПД;  
 $\eta_{oi}$  – внутренний относительный КПД;  
S - энтропия, Дж/кгК;  
R - газовая постоянная, Дж/кгК;  
h - энтальпия, Дж/кг;  
 $G_{\text{газ}}$  - секундный расход топлива, кг/сек;  
 $G_{\text{пар}}$  - секундный расход пара, кг/сек;  
 $Q_{\text{газ}}$  – тепло отданное газами в контур КУ;  
 $Q_{\text{пар}}$  – тепло принятое парами в КУ;  
 $g_{\text{газ}}$ - суммарный расход газа (продуктов сгорания, пара);  
 $X_{\text{св газ}}$  - объемная доля газа (пара, воды).

## 1. АНАЛИЗ СХЕМ ПГУ С ВПРЫСКОМ ПАРА.

Материал по изучению работы парогазовых установок (ПГУ) широко представлен в литературе [1,3,5,7,8,9,12]. Однако данных о работе ПГУ так называемого контактного типа недостаточно. Так в литературе [3] говорится о том, что увеличение расхода газов через турбину в результате впрыска воды на входе в компрессор и увеличение его КПД в целом улучшают работу ГТУ. Полезная мощность установки при впрыске 0,5-2% воды (по отношению к объему воздуха) возрастает примерно на 7,5-14% при увеличении электрического КПД приблизительно на 3,5%. То есть в литературе приводятся данные конструкторских бюро, однако расчеты необходимых величин не приводятся. В литературе [3] говорится, что впрыск пара в компрессор практически не влияет на образование оксидов азота. Однако, в литературе отсутствует методика и расчет выбросов оксидов азота и приводятся таблицы готовых расчетных данных. Исходя из вышеизложенного, есть необходимость в составлении алгоритма расчета и расчета выбросов оксидов азота.

Далее в литературе [3] упоминается об экспериментах с впрыском воды в компрессор ГТУ. Применение впрыска пара в КС для снижения выбросов оксидов азота в российских стационарных энергетических ГТУ впервые было осуществлено на ГТУ типа ГТ-100 на Краснодарской ТЭЦ и на ГРЭС №3 ОАО «Мосэнерго». В первом случае пар при давлении 1 МПа и температуре 250 -300 °С подавался в количестве 3кг/с в КС низкого давления. Это дало повышение мощности ГТУ на 2%. Заметного снижения концентрации оксидов азота в уходящих газах ГТУ зафиксировать не удалось. При впрыске пара в КСВД при нагрузке 50-60 МВт в количестве 9-14,5 т/ч устойчивость горения топлива не снижалась и заметного ухудшения полноты его выгорания не происходило. При расходе пара 9 т/ч концентрация оксидов азота за ТНД снизилась в 1,6 раза, при увеличении

расхода до 14,5 т/ч – в 2,3 раза. Исходя из этих данных, необходимо было просчитать влияние расхода пара, а также температуры парогазовой смеси за КС, что позволяло бы определить выбросы оксидов азота, мощность и КПД ПГУ в целом. Также, стоит отметить, что в литературе не приводятся такие характеристики как изменение КПД ПГУ в зависимости от впрыска воды в КС, что было сделано в магистерской диссертации. В литературе [1] посвященной использованию разработанных алгоритмов для расчета газов и газовых смесей широко рассматриваются схемы ПГУ. В ней приводятся данные о влиянии впрыска на показатели ПГУ. Но при этом расчетам оксидов азота в работе уделено мало внимания. В работе не приводятся количественный анализ зависимости выбросов оксидов азота от впрыска водяного пара в камеру сгорания. Это обстоятельство еще раз наталкивает на необходимость показать на сколько влияет впрыск пара на выбросы вредных газов, в нашем случае – оксидов азота. В работе также не показаны данные по которым можно определить, насколько впрыск пара меняет характеристики ПГУ. К примеру в работе приводятся графические зависимости, но не понятно где график с впрыском пара, где без, и насколько меняется КПД, мощность или температура уходящих газов. Исходя из того, что данные источники являются наиболее современными в области ПГУ контактного типа, необходимо было учесть эти замечания при оформлении магистерской диссертации.

Следует также отметить, что алгоритм расчета ВОУ и ГТУ был заимствован из литературы [1], а алгоритм расчета котла-утилизатора из литературы [9]. Некоторые заключения относительно графиков зависимостей базировались на литературе [1]. А совпадение закономерностей в графиках, являлось доказательством правильно выполненного расчета. Отдельно хочется отметить литературу [9], так как в ней подробно изложен алгоритм расчета ПГУ. Однако в ней не приведен расчет и анализ выбросов оксидов азота и температуры уходящих газов.

Автор также рассматривал работу [15], посвященную исследованию ПГУ с котлом утилизатором. Но в ней так же отсутствует расчет выбросов оксидов азота. В связи с ростом экологических проблем вызванных работой энергооборудования этот аспект является актуальным.

В литературе [11] в разделе 9 приведен приблизительный расчет ПГУ с впрыском пара. В разделе описываются существующие схемы ПГУ, приведены результаты расчетов ПГУ на базе ГТУ АЛ-31 СТЭ. Исходя из расчетов мощность установки возросла в 1,7 раз, а КПД на 9%. Данные о температуре уходящих газов, а также выбросе оксидов азота не приводятся.

Исходя из анализа литературы, можно сделать следующие выводы.

В современной литературе работе ПГУ контактного типа уделяется недостаточно внимания. Информации об эксплуатируемых установках мало, а экспериментальные и расчетные данные практически отсутствуют. Недостаточно информации о выбросах оксидов азота контактных ПГУ. Исходя из этого, в магистерской диссертации обращено внимание на необходимость проведения расчетов, анализ изменения показателей ПГУ и количественные показатели выбросов оксидов азота, в зависимости от изменения технологического режима работы составного оборудования (коэффициента повышения давления, давления в контуре котла-утилизатора, внутреннего относительный КПД ГТУ и паротурбинной установки).

Расчет зависимостей выбросов и концентраций оксидов азота от впрыска пара в КС ГТУ выполнялся в соответствии с [4].

## **1.1 Обзор существующих ПГУ.**

### **1.1.1 Цикл Ченга**

На рис. 1.1 показана схема парогазового цикла с предвключенной паровой турбиной. В этой схеме пар высокого давления перед подачей в КС сначала расширяется в паровой турбине, вырабатывая дополнительную мощность. [1]

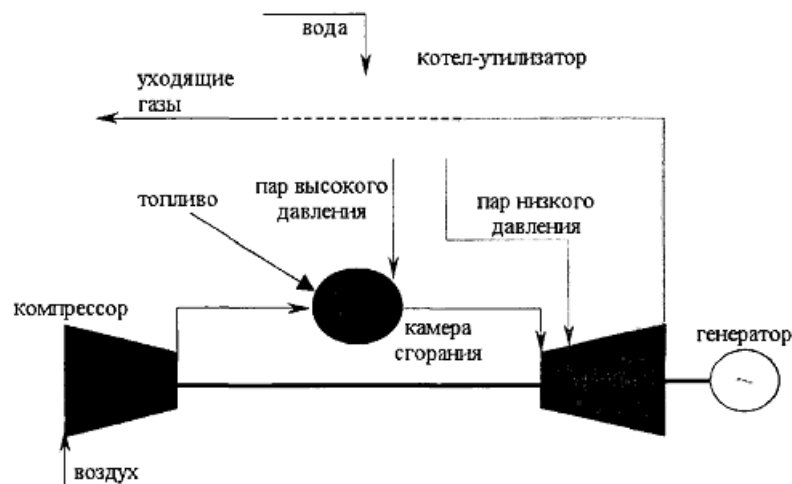


Рисунок 1.1 Тепловая схема цикла Ченга

Особенность схемы в том, что тепло уходящих газов после газовой турбины используется для генерации пара в котле-утилизаторе, который затем подается в камеру сгорания, что приводит к увеличению КПД и мощности установки. Данный цикл за рубежом в основном называется по имени автора, как цикл Ченга (Cheng cycle). Пар высокого давления подается в КС, в то время как пар низкого давления подается в газовую турбину. Расширение пара в газовой турбине происходит до атмосферного давления, в то время как в обычных паровых турбинах расширение происходит до давлений 3- 5 кПа, что приводит к меньшей эффективности расширения впрыскиваемого пара в газовую турбину. Однако при этом система освобождается от конденсатора, системы охлаждения, градирен. При пуске системы не нужно ждать набора вакуума в конденсаторе и т.д. Считается [1], что эффективно использование впрыска пара в небольших установках (до 50 МВт) и в системах с когенерацией, т.е. совместном производстве тепло и электроэнергии. При этом, в период максимума электрической нагрузки можно часть пара, идущего на выработку тепловой энергии, подавать в газовый тракт для увеличения электрической мощности. Именно такой принцип положен в основу схем установок GE. Помимо указанных на рис. 2.1 элементов в цикле Ченга использовалось сжигание топлива в КУ для

увеличения количества генерируемого пара при прохождении максимума электрической нагрузки.[1]

### 1.1.2 Схема ПГУ с паровой турбиной привода компрессора

На рис. 1.2 показана схема с компрессором высокого давления, приводимого предвключенной паровой турбиной.

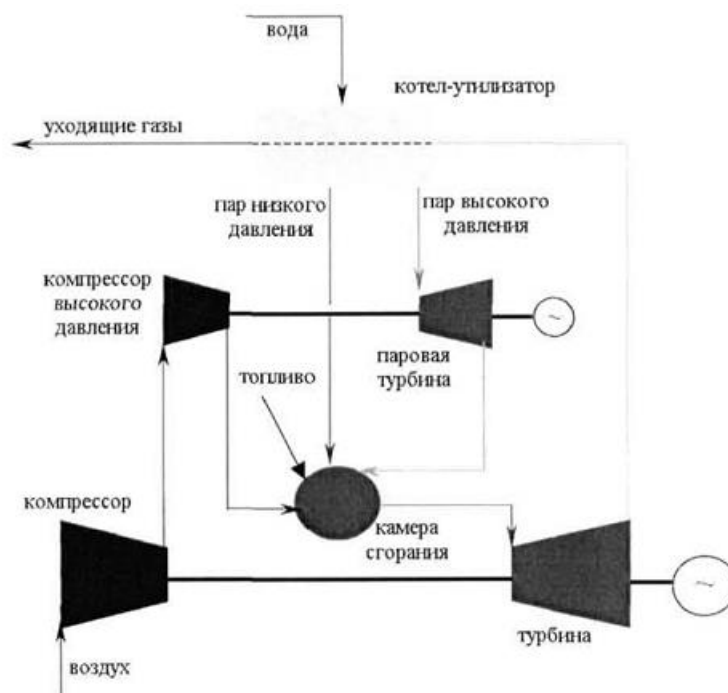


Рисунок 1.2 Схема ПГУ контактного типа с КВД с приводом от ПТ

### 1.1.3 DRIASI цикл

На рис. 1.3 показана схема DRIASI («Dual-Recuperated Inter-cooled - After-cooled Steam-Injected») цикла, сочетающего впрыск пара, рекуперацию и впрыск воды. Считается [1], что установки, использующие данный цикл, более эффективны чем обычные комбинированные циклы в малых системах до 30 МВт.



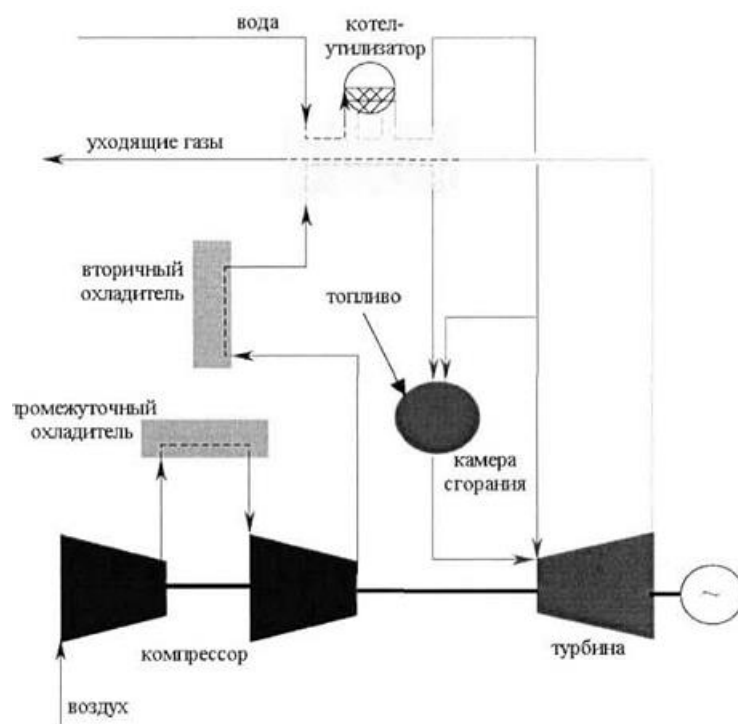


Рисунок 1.3 Схема ПГУ с циклом DRIASI

#### 1.1.4 Цикл LOTNECO

На рис. 1.4 показана схема ПТУ с циклом LOTNECO («LOW Temperature Heat Combined Cycle»), в котором, в отличие от остальных циклов ПТУ контактного типа, нижний цикл Ренкина идентичен обычным ПТУ, а для испарения воды в воздухе используется внешний источник тепла. Т.к. испарение воды в воздухе происходит при парциальном давлении пара, то температура насыщения сравнительно низка (от 100 до 170°C), что позволяет использовать источники тепла низкого потенциала, например, геотермальные, солнечные и т.д. Это приводит к более высокой эффективности по сравнению с обычными ПГУ. В настоящее время проводятся исследования данной схемы ПТУ. Согласно последним данным будет достигнут КПД в 60% [1].

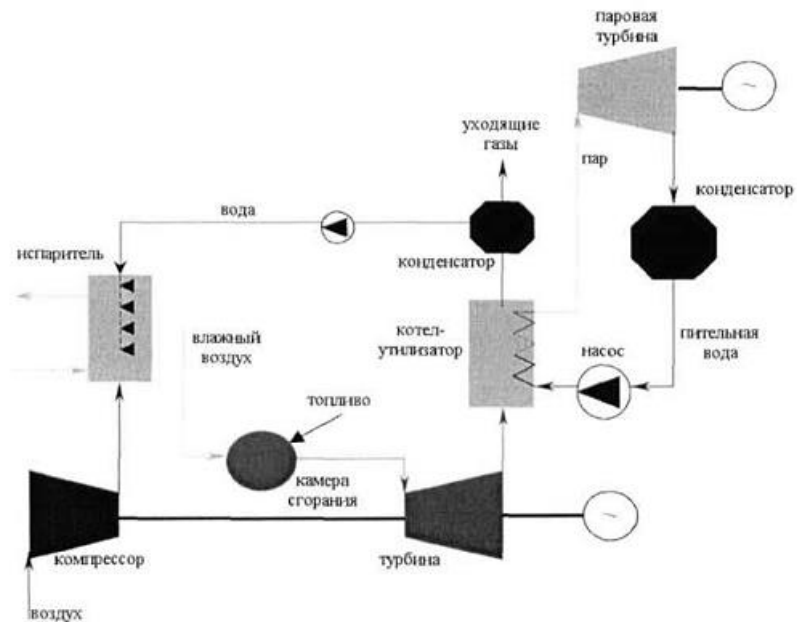


Рисунок 1.4 Схема цикла LOTNECO

### 1.1.5 Цикл с влажным сжатием

На рис. 1.5 представлена схема ПТУ с циклом влажного сжатия. В этом цикле впрыск воды производится на всех ступенях сжатия в компрессоре, что приводит практически к изотермическому сжатию. Водяной пар в уходящих газах конденсируется в сепарационном конденсирующем устройстве [1].

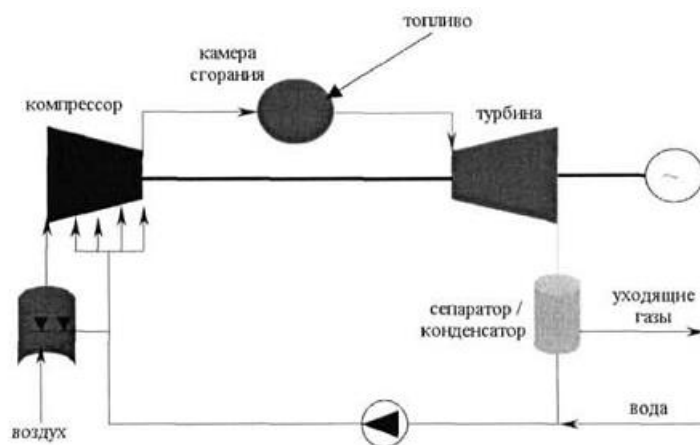


Рисунок 1.5. Схема цикла с влажным сжатием

## 1.2 Обзор исследуемой схемы ПГУ.

### 1.2.1 Принципиальная схема парогазовой установки.

Принципиальная схема парогазовой установки (ГТУ, котел утилизатор и ПТУ) представлена на рис 1.6.

Описание схемы ПГУ. После воздухозаборного устройства, воздух компримируется в компрессоре (2) до давления которое необходимо в камере сгорания. Давление топлива повышается при помощи дожимного устройства (не приведена в схеме). В камере сгорания (3) происходит процесс сгорания топлива с воздухом, после чего продукты сгорания поступают непосредственно в газовую турбину (4) где совершают работу. После чего продукты сгорания поступают в котел утилизатор (6), где вода нагревается до состояния перегретого пара, который поступает в паровую турбину (7). В паровой турбине пар совершает работу и поступает в конденсатор, после чего в систему подготовки воды (не приведена в схеме). Газы отработавшие в котле утилизаторе удаляются через выхлопную трубу.

В схеме в впрыском пара, водяной пар из линии котла, будет подаваться в камеру сгорания ГТУ.

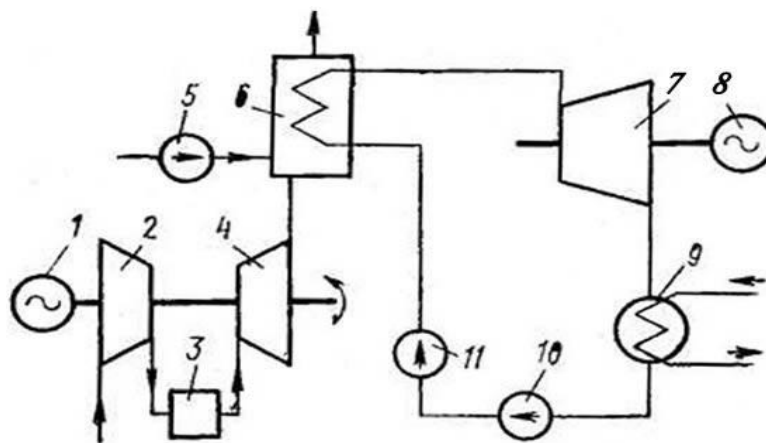


Рисунок. 1.6 Принципиальная схема ПГУ

1-генератор ГТУ, 2-компрессор, 3-камера сгорания,  
4,7-газовая и паровая турбины, 5-топливоподача,  
6-котел, 8-генератор паровой турбины, 9-конденсатор,  
10,11 - конденсатный и питательный насосы

## 1.2.2 Параметры газовой турбины ПГУ.

Газовая турбина ГТ-13ДЗ (EV) предназначена для выработки электрической энергии путем передачи крутящего момента от турбины генератору. Схема работы ГТУ выглядит следующим образом. Всасываемый из атмосферы воздух проходит через фильтр воздухозаборного устройства, очищается, поступает на вход воздушного компрессора ГТУ, сжимается до 11,6-12,1 бара и подается в камеру сгорания.

В камере сгорания происходит сжигание газа, продукты сгорания которого поступают в турбину, где срабатывается теплоперепад в 5-ти ступенях. Отработанные в турбине газы идут на получение пара в котле-утилизаторе для привода паровой турбины.

Таблица 1.1 Основные технические данные ГТУ:

Параметры при стандартных условиях	Значение
Частота вращения	3000 об/мин
Температура газов перед турбиной	990 °С
Мощность на клеммах генератора	96 МВт
К.П.Д.	32 %
Температура воздуха за компрессором	352 °С
Степень сжатия	11,6
Температура выхлопных газов	490 °С
Расход выхлопных газов	394 кг/сек
Расход воздуха	386,9 кг/сек
Ограничение мощности по механической прочности промежуточного вала	118 МВт
Число ступеней компрессора	18
Число ступеней турбины	5

### 1.2.3 Параметры паровой турбины ПГУ.

К-37/40-3,4 – конденсационная, паровая, одноцилиндровая турбина, активного типа. Проточная часть турбины состоит из 17 ступеней, из которых 1-ая ступень является регулирующей, а остальные 16 – ступени давления. Ротор турбины - гибкий, комбинированный, соединен с генератором жесткой муфтой, с насадными полумуфтами. Оба ротора опираются на 4 подшипника. Вращение ротора со стороны передка турбины: по часовой стрелке. Номинальная частота вращения –  $50 \text{ с}^{-1}$  (3000 об/мин.).

Таблица 1.2 Основные технические данные ПТ.

Параметры при стандартных условиях	Значение
Номинальная мощность, $N_n$	37 МВт
Максимальная мощность, $N_{max}$	37,3 МВт
Расход пара через турбину	160 т/ч
Давление пара за турбиной	57 кПа
Давление свежего пара	3,4 МПа
Температура свежего пара	435 °С
Давление	
Удельный расход пара	4,327 кг/кВт*час
Удельный расход теплоты	13270,4 кДж/кВт*час

### 1.2.4 Параметры котла- утилизатора ПГУ.

Котел –утилизатор предназначен для производства пара, для которого используется отходящее тепло, содержащееся в продуктах сгорания на выходе с ГТУ фирмы «АВВ», типа ГТ 13 Д. Отходящее тепло из продуктов сгорания используется в котле ещё и для нагрева декарбон воды в НН нагревателе питательной воды. Для достижения производительности котла 250 т/ч предусмотрено дополнительное сгорание природного газа в сеточной газовой горелке.

Паровой котел состоит из парового контура и нагревателя питательной воды. Котел спроектирован в качестве с принудительной циркуляции воды в системе испарителя. Размещение поверхностей нагрева по потоку продуктов сгорания: пароперегреватель, испаритель, экономайзер, газовый подогреватель конденсата.

Таблица 1.3 Основные технические данные КУ.

Параметры при стандартных условиях	Значение
Массовый расход пара	160 т/ч
Температура пара	440 °С
Температура уходящих газов	153 °С

## 2 РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ И СВОЙСТВ РАБОЧИХ ТЕЛ.

### 2.1 Начальные данные для расчета

Начальные данные для расчетов брались с технических данных установки и параметров для проведения расчетов ГТУ.

Таблица 2.1 Начальные данные для расчетов

Параметр	Значение
Атмосферное давление	101325 кПа
Температура наружного воздуха	15 °С
$Q_H^P$ – Низшая теплота сгорания газа	43 МДж
Газовая турбина	
Мощность газовой турбины	99 МВт
Коэффициент повышения давления в компрессоре	11,6
Расход воздуха через компрессор	386 кг/сек
Внутренний относительный КПД	88%

ГТУ	
Внутренний относительный КПД компрессора	86%
КПД камеры сгорания	98% согласно [3]
Потери давления в КС	1%
Потери давления в ВОУ	1,95 кПа
Давление за турбиной	15 кПа
Температура подаваемого пара	440 °С
Объем впрыскиваемого пара	1 кг/кг топлива
Котел-утилизатор	
Давление в контуре КУ	3,5 МПа
Недогрев в трубопроводах КУ	15 °С
Температура пара на выходе КУ	440 °С
Температура питательной воды	60 °С
Паровая турбина	
Давление в деаэраторе	0,5 МПа
Давление в конденсаторе	5 кПа
Давление за турбиной	15 кПа
$\eta_m$	99%
$\eta_{эг}$	98%

## 2.2 Расчет свойств наружного воздуха

Для упрощения расчетов было принято производить расчет свойств наружного воздуха только в ограниченном диапазоне возможных сочетаний смеси водяного пара и сухого воздуха. Состав сухого воздуха был принят по [1]. Однако WaterSteamPro позволяет легко изменять его состав в случае необходимости. Для расчета свойств влажного воздуха используется алгоритм расчета смеси сухого воздуха и водяного пара как смеси идеальных газов в ненасыщенном состоянии. В качестве задаваемых параметров

используется давление, температура и относительная влажность воздуха. Для расчета массового влагосодержания используется соотношение, справедливое при рассматривании воздуха и водяного пара, как идеальных газов:

$$d = \frac{wspgMMID(wspgH2O) * \frac{\varphi * P_{пред}}{P_{нв} - \varphi * P_{пред}}}{wspgMMID(wspgAIR)} = \frac{wspgMMID(4) \cdot 0,8 \cdot 1689 \text{кПа}}{(wspgMMID(13) \cdot (101,325 \text{кПа} - 0,8 \cdot 1689 \text{кПа}))}$$

Где  $wspgMMID(id)$  – функция для расчета молярной массы заданного идентификатором  $id$  газа, кг/моль;  $\varphi$  – относительное влагосодержание;  $P_{нв}$  – давление воздуха, кПа;  $P_{пред}$  – предельное давление при заданной температуре воздуха, 1689 кПа.

1. Выбираем стандартный состав воздуха (по умолчанию цифра 13):

- объемная доля азота  $x_{св N2} = 78\%$
- объемная доля кислорода  $x_{св O2} = 21\%$
- объемная доля аргона  $x_{св Air} = 1\%$
- объемная доля водорода  $x_{св H2} = 0,01\%$
- объемная доля диоксида углерода  $x_{св CO2} = 0,01\%$

2. Создадим смесь вышеперечисленных газов

- получение идентификатора новой смеси:

$id_{смеси} = wspgNEWID(81259648)$  (задается случайным рядом чисел)

- добавление в новый газ:

$wspgADDGASM(13;81259648);$

- добавление в новый газ, влаги:

$wspgADDGASM(d;81259648);$



3. Определяем молярную массу влажного воздуха:

- молярная масса сухого воздуха:

$$wspgMMID(81259648) = 28,818 \text{ г/моль}$$

4. Расчет термодинамических свойств полученного газа

$$h_{св}(id, T_{нв}) = (81259648; 288) = 290,4 \text{ кДж/кг};$$

$$S_{св}(id, P_{нв}, T_{нв}) = (81259648; 101325; 288\text{К}) = 6,87 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}};$$

### **2.3 Расчет свойств газообразного топлива и теоретических объемов продуктов сгорания.**

В расчете тепловой схемы ПГУ требуется знание всех составляющих рабочих смесей, что позволяет упростить часть расчетов и избавиться в них от итераций по определению различных параметров, а также позволяет производить расчет для разного состава топлива. Суть алгоритма – в рассмотрении всех составляющих воздуха и топлива при расчете состава продуктов сгорания при полном (теоретическом) сгорании.

1. Рассчитывается объемный состав влажного воздуха при нормальных условиях и заданном влагосодержании.
2. Рассчитывается требуемое теоретическое количество воздуха при нормальных условиях.
3. Рассчитываются объемы веществ, образовавшихся при сгорании топлива заданного состава.
4. Рассчитывается теоретическая масса требуемого воздуха при сгорании 1 кг топлива и теоретические массы образовавшихся продуктов сгорания и тех веществ, которые были в воздухе и не участвовали в реакциях сгорания топлива.
5. Составляется смесь для расчета продуктов сгорания, используемая при дальнейших расчетах.

1. Плотность водяных паров при нормальных условиях:

$$\rho_{H_2O} = \frac{wspgMMID(id)}{R_m \cdot T_0} = \frac{wspgMMID(id)}{8,31 \cdot 300} = 0,732 \text{ кг/м}^3;$$

2. Теоретическое количество сухого воздуха, необходимого для полного сгорания топлива при нормальных условиях:

- объемная доля кислорода в воздухе:

$$x_{O_2\_в} = wspgVFIDID(id_{смеси}, id_{газа}) = wspgVFIDID(81259648; 1) = 20,71\%$$

;

- Объемная доля водорода в воздухе

$$x_{H_2\_в} = wspgVFIDID(id_{смеси}, id_{газа}) = wspgVFIDID(81259648; 12) = 0,009\%$$

;

- Для определения значения учитывалось что топливный газ на 100% состоит из метана:

$$x_{CH_4} = 1 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}$$

- Объем воздуха необходимого для полного сгорания топлива.

$$V_{O\_н} = \frac{1 \cdot 2 \cdot x_{CH_4}}{(x_{O_2\_в} - x_{H_2\_в})} = \frac{1 \cdot 2}{20,71 - 0,009} = 9,65 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3};$$

3. Теоретический объем азота образовавшегося при сгорании  $\text{м}^3$  топлива:

$$V_{O\_N_2\_н} = wspgMFIDID(id_{смеси}; id_{газа}) = wspgMFIDID(81259648; 0) \\ = 7,22 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3};$$

4. Теоретический объем  $\text{CO}_2$ , образовавшегося при сгорании  $\text{м}^3$  топлива:

$$V_{O\_CO_2\_н} = x_{CH_4} + V_{O\_н} \cdot wspgMFIDID(id_{смеси}; id_{газа}) \\ = 1 + 9,65 \cdot wspgMFIDID(81259648; 2) = 1 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3};$$

5. Теоретический объем водяных паров, образовавшегося при сгорании  $\text{м}^3$  топлива:

$$V_{0_{H_2O_H}} = 2 \cdot x_{CH_4} + V_{0_H} \cdot \text{wspgMFIDID}(\text{id}_{\text{смеси}}; \text{id}_{\text{газа}})$$

$$= 2 \cdot 1 + 9,65 \cdot \text{wspgMFIDID}(81259648; 4) = 2,08 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3};$$

6. Теоретический объем аргона, образовавшегося при сгорании м<sup>3</sup> топлива:

$$V_{0_{Ar_H}} = \text{wspgMFIDID}(\text{id}_{\text{смеси}}; \text{id}_{\text{газа}}) \cdot V_{0_H}$$

$$= \text{wspgMFIDID}(81259648; 10) \cdot 9,65 = 0,12 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}.$$

#### 2.4 Расчет теоретических масс продуктов сгорания на 1 кг топлива.

1. Теоретическая масса требуемого воздуха на сгорания 1 кг топлива:

$$L_0 = V_{0_H} \frac{\text{wspgMMID}(\text{id}_{\text{смеси}})}{MM_{\text{топлива}}} = 9,65 \cdot \frac{\text{wspgMMID}(81259648)}{16,043}$$

$$= 17,35 \frac{\text{кг}}{\text{кг}};$$

2. Теоретическая масса N<sub>2</sub> образовавшегося при сгорании 1 кг топлива:

$$g_{0_{N_2}} = V_{0_{N_2_H}} \frac{\text{wspgMMID}(\text{id}_{\text{газа}})}{MM_{\text{топлива}}} = 7,22 \cdot \frac{\text{wspgMMID}(0)}{16,043} = 12,62 \frac{\text{кг}}{\text{кг}};$$

3. Теоретическая масса CO<sub>2</sub> образовавшегося при сгорании 1 кг топлива:

$$g_{0_{CO_2}} = V_{0_{CO_2_H}} \frac{\text{wspgMMID}(\text{id}_{\text{газа}})}{MM_{\text{топлива}}} = 1 \cdot \frac{\text{wspgMMID}(3)}{16,043} = 2,74 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

4. Теоретическая масса водяных паров образовавшихся при сгорании 1 кг топлива:

$$g_{0_{H_2O}} = V_{0_{H_2O_H}} \frac{\text{wspgMMID}(\text{id}_{\text{газа}})}{MM_{\text{топлива}}} = 2,08 \cdot \frac{\text{wspgMMID}(4)}{16,043} = 2,33 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

5. Теоретическая масса водяных паров образовавшихся при сгорании 1 кг топлива:

$$g_{0_{Ar}} = V_{0_{Ar_H}} \frac{\text{wspgMMID}(\text{id}_{\text{газа}})}{MM_{\text{топлива}}} = 2,08 \cdot \frac{\text{wspgMMID}(10)}{16,043} = 0,30 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

6. Суммарная масса продуктов образовавшихся при сгорании 1 кг топлива:

$$g_{\text{пс}} = g_{0_{N_2}} + g_{0_{CO_2}} + g_{0_{H_2O}} + g_{0_{Ar}} = 18,01 \frac{\text{кг}}{\text{кг топлива}}$$

7. Проверка:

$$g_{\text{пс}} - L_0 - 1 = 18,01 - 17,35 - 1 = -0,3$$

8. Создание нового газа:

$$\text{id}_{\text{пс}} = \text{wspgNEWID}(8216032)$$

9. Добавление в новый газ:

- Азота

$$\text{wspgADDGASM}(g_{0_{N_2}}; 8216032)=1;$$

- Двуокиси углерода

$$\text{wspgADDGASM}(g_{0_{CO_2}}; 8216032)=3;$$

- Водяных паров

$$\text{wspgADDGASM}(g_{0_{H_2O}}; 8216032)=4;$$

- Аргона

$$\text{wspgADDGASM}(g_{0_{Ar}}; 8216032)=2;$$

## 2.5 Расчет воздухоочистительной установки и воздушного компрессора.

Цель расчета ВОУ – определение потерь давления на входе в компрессор.

Цель расчета компрессора – определение параметров воздуха после компрессора перед камерой сгорания. Исходными данными расчета являются параметры воздуха перед ВОУ, потеря давления в ВОУ и степень повышения давления в компрессоре.

1. Потери давления в воздухоочистительной установке, согласно [1]:

$$P_{\text{пот\_ВУ}} = 1,95 \text{ кПа}$$

2. Давление воздуха перед компрессором, с учетом потерь давления:

$$P_{\text{НВ\_К\_ВХ}} = P_{\text{НВ}} - P_{\text{ПОТБУ}} = 99,375 \text{ кПа.}$$

### Расчет компрессора

1. Давление воздуха за компрессором

$$P_{\text{НВ\_К\_ВЫХ}} = \pi_{\text{К}} \cdot P_{\text{НВ\_К\_ВХ}} = 1114 \text{ кПа} = 1,11 \text{ МПа.}$$

2. Температура воздуха за компрессором при изоэнтропном сжатии

$$\begin{aligned} T_{\text{НВ\_К\_ВЫХО}} &= \text{wspgTIDPS}(\text{id}_{\text{СМЕСИ}}; P_{\text{НВ\_К\_ВЫХ}}; S_{\text{СВ}}) \\ &= \text{wspgTIDPS}(81259648; 1,11 \text{ МПа}; 6,87 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}) = 565 \text{ К.} \end{aligned}$$

3. Энтальпия воздуха за компрессором при изоэнтропном сжатии

$$\begin{aligned} h_{\text{НВ\_К\_ВЫХО}} &= \text{wspgHIDT}(\text{id}_{\text{СМЕСИ}}; T_{\text{НВ\_К\_ВЫХО}}) \\ &= \text{wspgHIDT}(81259648; 565 \text{ К}) = 575 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \end{aligned}$$

4. Теплоперепад в компрессоре при изоэнтропном сжатии

$$\Delta h_{\text{НВ\_КО}} = h_{\text{НВ\_К\_ВЫХО}} - h_{\text{СВ}} = 575 - 290,4 = 285 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

5. Теплоперепад в компрессоре при реальном сжатии

$$\Delta h_{\text{НВ\_К}} = \frac{\Delta h_{\text{НВ\_КО}}}{\eta_{\text{К}}} = \frac{285}{0,87} = 327 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

6. Удельная энтальпия воздуха за компрессором при реальном сжатии

$$h_{\text{НВ\_К\_ВЫХ}} = h_{\text{СВ}} + \Delta h_{\text{НВ\_К}} = 290,4 + 327 = 618 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

7. Температура воздуха за компрессором при реальном сжатии

$$\begin{aligned} T_{\text{НВ\_К\_ВЫХ}} &= \text{wspgTIDH}(\text{id}_{\text{СМЕСИ}}; h_{\text{НВ\_К\_ВЫХ}}) = \text{wspgTIDH}(81259648; 618) \\ &= 606 \text{ К.} \end{aligned}$$

8. Удельная энтропия воздуха за компрессором при реальном сжатии

$$\begin{aligned} h_{\text{НВ\_К\_ВЫХО}} &= \text{wspgSIDPT}(\text{id}_{\text{СМЕСИ}}; h_{\text{НВ\_К\_ВЫХ}}; T_{\text{НВ\_К\_ВЫХ}}) \\ &= \text{wspgSIDPT}(81259648; 618; 606 \text{ К}) = 6,94 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \end{aligned}$$

9. Давление в КС рассчитывалось с учетом потерь в размере 1% от давления в компрессоре:

$$p_{\text{КС}} = P_{\text{НВ\_К\_ВЫХ}} \cdot (1 - 0,01) = 1114 \cdot (0,99) = 1103 \text{ кПа.}$$

## 2.6 Расчет камеры сгорания.

Цель расчета камеры сгорания – определение количества избыточного воздуха, поступаемого в камеру сгорания вместе с воздухом, требуемым для сгорания топлива при заданной температуре за КС.

1. Энтальпия водяного пара при температуре на выходе из КС

$$\begin{aligned} h_{\text{В\_КС\_ВЫХ}} &= \text{wspgHIDT}(\text{id}_{\text{ВОДЫ}}; T_{\text{КС\_ВЫХ}}) = \text{wspgHIDT}(4; 990990 \text{ } ^\circ\text{C}) \\ &= 2620 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

2. Энтальпия водяного пара перед входом в КС

$$\begin{aligned} h_{\text{В\_КС\_ВХ}} &= \text{wspgHIDT}(\text{id}_{\text{ВОДЫ}}; T_{\text{В\_КС\_ВХ}}) = \text{wspgHIDT}(4; 440990 \text{ } ^\circ\text{C}) \\ &= 1364 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

3. Энтальпия воздуха при температуре на выходе из КС

$$\begin{aligned} h_{\text{НВ\_КС\_ВЫХ}} &= \text{wspgHIDT}(\text{id}_{\text{СМЕСИ}}; T_{\text{КС\_ВЫХ}}) = \text{wspgHIDT}(81259648; 990990 \text{ } ^\circ\text{C}) \\ &= 1363 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

4. Удельная энтальпия продуктов сгорания при температуре на выходе из КС

$$\begin{aligned} h_{\text{ПС\_КС\_ВЫХ}} &= \text{wspgHIDT}(\text{id}_{\text{СМЕСИ}}; T_{\text{КС\_ВЫХ}}) = \text{wspgHIDT}(8216032; 990990 \text{ } ^\circ\text{C}) \\ &= 1532 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

5. Приведем все удельные энтальпии к температуре определения  $Q_{HP}$

- Энтальпия воздуха на выходе из компрессора:

$$\begin{aligned} h_{HB\_K\_ВЫХ\_qhp} &= h_{HB\_K\_ВЫХ} - \text{wspgHIDT}(id_{\text{смеси}}; T_{Q_{HP}}) \\ &= 618 - \text{wspgHIDT}(8216032; 990 \text{ }^\circ\text{C}) = 331 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

- Энтальпия продуктов сгорания на выходе из КС

$$\begin{aligned} h_{ПС\_КС\_ВЫХ\_qhp} &= h_{ПС\_КС\_ВЫХ} - \text{wspgHIDT}(id_{\text{ПС}}; T_{Q_{HP}}) = 1532 - \\ &414 = 1207 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

- Энтальпия воздуха на выходе из КС

$$\begin{aligned} h_{HB\_КС\_ВЫХ\_qhp} &= h_{HB\_КС\_ВЫХ} - \text{wspgHIDT}(id_{\text{смеси}}; T_{Q_{HP}}) \\ &= 1363 - \text{wspgHIDT}(8216032; 298) = 1062 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

- Энтальпия водяного пара на выходе в КС:

$$\begin{aligned} h_{В\_КС\_ВЫХ\_qhp} &= h_{В\_КС\_ВЫХ} - \text{wspgHIDT}(id_{\text{воды}}; T_{Q_{HP}}) \\ &= 2620 - \text{wspgHIDT}(4; 298 \text{ К}) = 2070 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

- Энтальпия водяного пара на выходе в КС:

$$\begin{aligned} h_{В\_КС\_ВХ\_qhp} &= h_{В\_КС\_ВХ} - \text{wspgHIDT}(4; 298 \text{ К}) \\ &= 1364 - \text{wspgHIDT}(4; 298 \text{ К}) = 815 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

- Влажность пара, поступающего в КС:

$$\begin{aligned} \omega_{\text{КС}} &= 1 - \text{wspgXSTH}(\text{wspTSP}(p_{\text{КС}}); h_{\text{В\_ПТ\_ВЫХ}}) \\ &= 1 - \text{wspgXSTH}(\text{wspTSP}(1,1 \text{ МПа}); 1364) \\ &= 0,71\% \end{aligned}$$

6. Расход избыточного воздуха

$$g_{в\_изб} = \frac{(d_{п}) \cdot (h_{в\_кв\_кв\_qhp} - h_{в\_кв\_вык\_qhp} - \omega_{кв} \cdot wspRST(wspTSP(p_{кв}))) + h_{нв\_к\_вык\_qhp} \cdot (g_{пс} - 1) + Q_{н}^p \cdot \eta_{т\_тк\_вык\_qhp} - h_{нв\_кв\_кв\_qhp} - h_{нв\_к\_вык\_qhp}}{1062 - 331} = 34,45 \frac{\text{кг}}{\text{кг топлива}}$$

7. Коэффициент избытка воздуха в КС

$$\alpha_{кв} = \frac{g_{в\_изб} + L_0}{L_0} = \frac{34,45 + 17,35}{17,35} = 2,98$$

8. Баланс камеры сгорания

$$\begin{aligned} Q_{вх} &= [(g_{пс} - 1 + g_{в\_изб}) \cdot h_{нв\_кв\_вык\_qhp} + (d_{в\_эн} + d_{в\_эк}) \cdot h_{в\_кв\_кв\_qhp} + h_{т\_тк\_вык\_qhp} + Q_{нр} \cdot \eta_{кв}] \\ &= [(18,01 - 1 + 34,45) \cdot 331 + (1) \cdot 1062 + 43000 \cdot 0,99] \\ &= 60439 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{вх} &= (d_{пр}) \cdot \left( h_{нв\_кв\_вык\_qhp} + \omega_{кв} \cdot wspRST(wspTSP(p_{кв})) \right) + g_{пс} \cdot h_{пс\_кв\_вык\_qhp} + g_{в\_изб} \cdot h_{нв\_кв\_вык\_qhp} \\ &= 1(331 + 0,71wspRST(wspTSP(p_{кв}))) + 18,01 \cdot 1207 \\ &+ 34,45 \cdot 1062 = 61884 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \end{aligned}$$

$$\frac{Q_{вк} - Q_{вык}}{Q_{вх}} = 2,32 \%$$

9. Суммарный расход воздуха:

$$g_{в} = g_{в\_изб} + g_{пс} - 1 = 34,45 + 18,01 - 1 = 51,47 \frac{\text{кг}}{\text{кг топлива}}$$

Создание смеси газов после камеры:

$$mix\_id_{г\_кв} = wspgNEWMIX(g_{в}) = 115516464$$



10. Добавление в новый газ:

- Воздушной смеси

$$wspgADDGASM(8216032; 115516464)=1;$$

- Продуктов сгорания

$$wspgADDGASM(81259648; 8216032)=3;$$

- Водяных паров

$$wspgADDGASM(\text{масса впрыскиваемого водяного пара (по расчету } 1 \frac{\text{кг}}{\text{с}}); )=4;$$

11. Энтальпия парогазовой смеси:

$$\begin{aligned} h_{г\_кС\_вЫИХ} &= wspgHIDT(id_{г\_кС}; T_{кС\_вЫИХ}) \\ &= wspgHIDT(115516464, 990 \text{ } ^\circ\text{C}) = 1443 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

12. Расход парогазовой смеси после КС

$$g_{г\_кС} = g_{в\_изб} + g_{пс} + d_{п} = 34.45 + 18.01 + 1 = 53.47 \frac{\text{кг}}{\text{кг топлива}}$$

## 2.7 Расчет газовой турбины.

Цель расчета газовой турбины – определение температуры парогазовой смеси, которая поступает в КУ.

1. Давление газов после камеры сгорания, с учетом потерь (1%):

$$P_{нт} = P_{кС} \cdot (1 - 0,01) = 1163 \cdot (0,99) = 1151 \text{ кПа.}$$

2. Удельная энтропия рабочего тела (парогазовой смеси) перед ГТ:

$$\begin{aligned} S_{нт} &= wspgSIDPT(id_{г\_кС}; P_{ГТУ}; T_{кС\_вЫИХ}) = \\ &wspgSIDPT(115516464; 1,151 \text{ МПа}; 990 \text{ } ^\circ\text{C}) = 8,08 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \\ &; \end{aligned}$$

3. Степень расширения газов в проточной газовой турбине:

$$\pi_{ГТ} = \frac{P_{ГТУ}}{P_{нв}} = \frac{1151}{101} = 11,3;$$

4. Температура продуктов сгорания за турбиной при изоэнтропном расширении:

$$T_{\text{кТ0}} = \text{wspgTIDPS}(id_{\text{Г_КС}}; P_{\text{НВ}}; P_{\text{НТ}}) = \\ \text{spgTIDPS}(115516464; 101,3\text{кПа}; 1151\text{ кПа}) = 698\text{ К}$$

;

5. Удельная энтальпия рабочего тела (парогазовой смеси) за турбиной при изоэнтропном расширении ГТ:

$$h_{\text{кТ0}} = \text{wspgHIDT}(id_{\text{Г_КС}}; T_{\text{кТ0}}) = \\ \text{wspgHIDT}(115516464; 698\text{К}) = 753 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

;

6. Теплоперепад в турбине при изоэнтропном расширении:

$$\Delta h_{\text{Т0}} = h_{\text{Г_КС_ВЫХ}} - h_{\text{кТ0}} = 1443 - 753 = 689 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

7. Теплоперепад в турбине при реальном расширении:

$$\Delta h_{\text{Т}} = \Delta h_{\text{Т0}} \cdot \eta_{\text{Т}} = 689 \cdot 0,88 = 606 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

8. Удельная энтальпия продуктов сгорания за турбиной при реальном расширении:

$$h_{\text{кТ}} = h_{\text{Г_КС_ВЫХ}} - \Delta h_{\text{Т}} = 1443 - 606 = 836 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

9. Температура продуктов сгорания за турбиной при изоэнтропном расширении:

$$T_{\text{кТ}} = \text{wspgTIDH}(id_{\text{Г_КС}}; h_{\text{кТ}}) = \\ \text{spgTIDH}(115516464; 836 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}) = 769\text{К}$$

;

10. Удельная энтропия рабочего тела (парогазовой смеси) за турбиной при реальном расширении:

$$S_{\text{кТ}} = \text{wspgSIDPT}(id_{\text{Г_КС}}; P_{\text{НВ}}; T_{\text{кТ}}) = \\ \text{wspgSIDPT}(115516464; 101,3\text{кПа}; 769\text{ К}) = 8,08 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

;

11. Работа ГТУ на валу агрегата:

$$b = \frac{\alpha_{\text{КС}} \cdot L_0}{1 + \alpha_{\text{КС}} \cdot L_0} = \frac{2,98 \cdot 17,35}{1 + 2,98 \cdot 17,35} = 0,99$$

$$\Delta h_e = \Delta h_T \cdot \eta_M - b \cdot \Delta h_{\text{НВ}_K} = 606 \cdot 0,99 - 0,99 \cdot 341 = 261 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

12. Расход газов через турбину:

$$B_T = \frac{G_T}{1 + \alpha_{\text{КС}} \cdot L_0} = \frac{394}{1 + 2,98 \cdot 17,35} = 7,19.$$

13. Мощность турбины:

$$N_T = G_T \cdot \Delta h_T = 394 \cdot 606 = 239,148 \text{ МВт}.$$

14. Мощность потребляемая компрессором:

$$N_K = G_K \cdot \Delta h_{\text{НВ}_K} = 386 \cdot 341 = 131,924 \text{ МВт}.$$

15. Мощность турбины (с учетом механических и потерь в электрогенераторе):

$$N_T = N_T - N_K = 239,148 - 131,924 = 107 \text{ МВт}.$$

## 2.8 Расчет котла-утилизатора.

Цель расчета КУ – определение параметров пара поступающего в паровую турбину, а также определить температуру и состав уходящих газов.

1. Энтальпия пара высокого давления с учетом недогрева в 15<sup>0</sup>С:

$$h_{\text{Воды}_0} = \text{wspHPT}(P_{\text{ВД}}; T_{\text{КТ}}) = \text{wspHPT}(3,5 \text{ МПа}; (769 - 15) \text{ К}) = 3409 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

;

2. Температуры насыщения воды в экономайзере:

$$T_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}} = \text{wspTSP}(P_{\text{ВД}}) = \text{wspTSP}(3,5 \text{ МПа}) = 515 \text{ К};$$

3. Температуры газов перед экономайзером:

$$T_{\text{ГАЗ}}^{\text{ВД}} = T_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}} + \delta_{\text{Напор}} = 515 + 30 = 545 \text{ К};$$

4. Энтальпия газов за экономайзером:

$$h_{\text{ГАЗ}_\text{ЭК}} = \text{wspgHIDT}(id_{\text{ГКС}}; T_{\text{ГАЗ}}^{\text{ВД}}) = \text{wspgHIDT}(115516464; 545) = 581 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

;

5. Энтальпия воды в экономайзере:

$$h_{\text{вода\_эк}} = \text{wspHSWT}(T_{\text{эк}}^{\text{ВД}}) = \text{wspHSWT}(515) = 1049 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

6. Производительность КУ:

$$G_{\text{пар}} = G_{\text{газ}} \frac{(h_{\text{кт}} - h_{\text{газ\_эк}})}{(h_{\text{воды}_0} - h_{\text{вода\_эк}})} = 394 \frac{(836 - 581)}{(3409 - 1049)} = 42,5 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

7. Энтальпия питательной воды, для исключения коррозии выходных поверхностей КУ диктует иметь температуру питательной воды на уровне 60 °С :

$$h_{\text{пв}} = \text{wspHPT}(3,5 \text{ МПа}; 60^\circ\text{C}) = 253 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

8. Энтальпия воды в состоянии насыщения при давлении в деаэраторе:

$$h_{\text{вода\_д}} = \text{wspHSWT}(\text{wspTSP}(P_{\text{д}})) = \text{wspHSWT}(\text{wspTSP}(0,5 \text{ МПа})) = 640 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

9. Энтальпия уходящих газов за экономайзером:

$$h_{\text{уг\_эк}} = h_{\text{газ\_эк}} - G_{\text{пар}} \frac{(h_{\text{водаэк}} - h_{\text{водад}})}{(G_{\text{газ}})} = 581 - 42,5 \frac{(1049 - 640)}{(394)} = 495 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

10. Температура уходящих газов за экономайзером

$$T_{\text{уг\_эк}} = \text{wspgTIDH}(id_{\text{гк}}; h_{\text{уг\_эк}}) = \text{wspgTIDH}(115516464; 495 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}) = 467 \text{ К } (194 \text{ } ^\circ\text{C})$$

11. Температура воды за ГПК (задается):

$$T_{\text{вода\_ГПК}} = 373 \text{ К } (110 \text{ } ^\circ\text{C});$$

12. Энтальпия воды за ГПК :

$$h_{\text{ГПК}} = \text{wspHSWT}(T_{\text{вода\_ГПК}}) = \text{wspHSWT}(373) = 460 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

13. Расход воды на деаэратор :

$$G_{\text{деаэр}} = G_{\text{пар}} \frac{(h_{\text{вода\_д}} - h_{\text{вода\_ГПК}})}{(h_{\text{вода\_эк}} - h_{\text{вода\_ГПК}})} = 42,5 \frac{(640 - 460)}{(1049 - 460)} = 12,9 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

14. Энтальпия конденсата :

$$h_{\text{конд}} = \text{wspHSWT}(\text{wspTSP}(P_{\text{конд}})) = \text{wspHSWT}(\text{wspTSP}(5\text{кПа})) \\ = 137 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

15. Расход пара на рециркуляцию :

$$G_{\text{рецирк}} = (G_{\text{пар}} - G_{\text{деазр}}) \frac{(h_{\text{пв}} - h_{\text{конд}})}{(h_{\text{ГПК}} - h_{\text{пв}})} = (42,5 - 12,9) \frac{(253 - 137)}{(460 - 253)} \\ = 51 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

16. Энтальпия уходящих газов за КУ:

$$h_{\text{УГ\_КУ}} = h_{\text{ух\_экон}} - G_{\text{пар}} \frac{(h_{\text{ГПК}} - h_{\text{пв}})}{(G_{\text{газ}})} = 495 - 42,5 \frac{(460 - 253)}{(394)} \\ = 472 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

17. Температура уходящих газов за КУ:

$$T_{\text{УГ\_КУ}} = \text{wspgTIDH}(id_{\text{ГКС}}; h_{\text{УГ\_КУ}}) = \\ \text{wspgTIDH}(115516464; 472 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}) = 446 \text{ К } (173 \text{ } ^\circ\text{C})$$

;

18. Энтальпия уходящих газов за КУ:

$$h_{\text{а}} = \text{wspgHIDT}(id_{\text{ГКС}}; T_{\text{атм}}) = \text{wspgHIDT}(115516464; 288\text{К}) \\ = 302 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

19. КПД КУ:

$$\eta_{\text{КУ}} = \frac{h_{\text{КТ}} - h_{\text{УГ\_КУ}}}{h_{\text{КТ}} - h_{\text{а}}} = \frac{836 - 472}{836 - 302} \cdot 100\% = 68,1\%$$

20. Тепло отданное газами ГТУ в паротурбинный цикл:

$$Q_{\text{газ}} = G_{\text{газ}}(h_{\text{КТ}} - h_{\text{УГ\_КУ}}) = 394(836 - 472) = 143,24 \text{ МВт.}$$

21. Тепло полученное пара в КУ:

$$Q_{\text{пар}} = G_{\text{пар}} \cdot h_{\text{воды}_0} - (G_{\text{пар}} - G_{\text{деазр}}) \cdot h_{\text{конд}} \\ = 42,5 \cdot 3409 - (42,5 - 12,9) \cdot 137 = 141,11 \text{ МВт.}$$

22. Разница в расчетах:

$$\Delta Q_{\text{газ}} = \frac{Q_{\text{газ}} - Q_{\text{пар}}}{Q_{\text{газ}}} \cdot 100\% = \frac{143,24 - 141,11}{143,24} \cdot 100\% = 1\%$$

Разница величин не превышает 1%, что можно принять за правильный расчет.

$$Q_{\text{ку}} = \frac{143,24 + 141,11}{2} = 142,1 \text{ МВт}$$

## 2.9 Расчет паровой турбины.

Цель расчета – определение параметров водяного пара после турбины. Исходными данными для расчета являются заданные параметры пара перед турбиной, давление пара перед камерой сгорания, относительно которого рассчитывается давление пара после паровой турбины с учетом потерь в элементах схемы. Также задается внутренний относительный КПД паровой турбины.

1. Удельный объем пара на входе в турбину:

$$\begin{aligned} v_0 &= \text{wspVPH}(P_0; h_{\text{воды}_0}) = \text{wspVPH}\left(3,5 \text{ МПа}; 3409 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right) \\ &= 0,0965 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

2. Энтальпия воды за турбиной (при температуре насыщения):

$$\begin{aligned} h_{\text{в}_z} &= \text{wspHSWT}(\text{wspTSP}(P_z)) = \text{wspHSWT}(\text{wspTSP}(15 \text{кПа})) \\ &= 225 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \end{aligned}$$

3. Энтальпия воды за турбиной (при температуре насыщения):

$$\begin{aligned} h_{\text{в}_z} &= \text{wspHSWT}(\text{wspTSP}(P_z)) = \text{wspHSWT}(\text{wspTSP}(15 \text{кПа})) \\ &= 225 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \end{aligned}$$

4. Удельный объем пара на выходе из турбины:

$$v_z = \text{wspVPH}(P_z; h_{\text{в}_z}) = \text{wspVPH}\left(15 \text{ кПа}; 225 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right) = 0,001 \text{ м}^3.$$

5. Средний удельный объем пара на выходе из турбины:

$$v_{\text{ср}} = \sqrt{v_0 \cdot v_z} = \sqrt{0,0965 \cdot 0,001} = 0,0098 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

6. Расширение пара в турбины:

$$\begin{aligned} h_{\text{расш}} &= \text{wsprHEXPANSIONPTPEFF}(P_0; T_{\text{пара}}; P_z; 1) \\ &= \text{wsprHEXPANSIONPTPEFF}(3,5 \text{ МПа}; 769 \text{ К}; 15 \text{ кПа}; 1) \\ &= 2302 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \end{aligned}$$

7. Располагаемый перепад в турбине:

$$H_0 = h_{\text{воды}_0} - h_{\text{расш}} = 3409 - 2302 = 1106 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

8. Использованный теплоперепад:

$$H_i = H_0 \cdot \eta_{oi} = 1106 \cdot 0,75 = 830 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

9. Энтальпия пара на выходе из турбины:

$$h_{\text{в}_в} = h_{\text{воды}_0} - H_i = 3409 - 830 = 2302 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

10. Внутренняя мощность турбины:

$$N_i^{\text{пт}} = G_{\text{пар}} \cdot H_i \cdot \eta_{oi} = 42,5 \cdot 830 \cdot 0,75 = 35349 \text{ кВт} = 35,349 \text{ МВт};$$

11. Располагаемая мощность турбины:

$$N_0^{\text{пт}} = G_{\text{пар}} \cdot H_i = 42,5 \cdot 830 = 47132 \text{ кВт} = 47,132 \text{ МВт};$$

## 2.10 Расчет характеристик ПГУ.

1. Абсолютный внутренний КПД ПГУ:

$$\eta_i^{\text{пгу}} = \frac{N_i^{\text{пт}}}{Q_{\text{ку}}} = \frac{35,349}{142,175} \cdot 100\% = 24\%.$$

2. Абсолютный электрический КПД ПСУ:

$$\eta_{\text{э}}^{\text{псу}} = \eta_i^{\text{пгу}} \cdot \eta_{\text{ку}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{эг}} = 0,24 \cdot 0,68 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 100\% = 16,3\%.$$

3. Электрическая мощность ПГУ:

$$N_3^{\text{ПГУ}} = N_3^{\text{ГТУ}} + N_i^{\text{ПТ}} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{эГ}} = 99 + 35,349 = 134,349 \text{ МВт.}$$

4. Тепло подведенное в камеру сгорания ГТУ:

$$Q_{\text{КС}} = \frac{N_3^{\text{ГТУ}}}{\eta_3^{\text{ГТУ}}} = \frac{99}{0,32} = 309375 \text{ кВт} = 309,375 \text{ МВт.}$$

3 Абсолютный электрический КПД ПГУ:

$$\eta_3^{\text{ПГУ}} = \frac{N_3^{\text{ПГУ}}}{Q_{\text{КС}}} = \frac{134,349}{309,375} \cdot 100\% = 43,4\%.$$

4 Объемная доля водяного пара:

$$\begin{aligned} V_{\text{H}_2\text{O}} &= \text{wspgVFIDID}(id_{\text{ГКС}}; id_{\text{газа}}) \\ &= \text{wspgVFIDID}(115516464; 4) \cdot 100\% = 10,92\%. \end{aligned}$$

5 Массовая доля водяного пара:

$$\begin{aligned} M_{\text{H}_2\text{O}} &= \text{wspgMFIDID}(id_{\text{ГКС}}; id_{\text{газа}}) \\ &= \text{wspgVFIDID}(115516464; 4) \cdot 100\% = 7,01\%. \end{aligned}$$

## 2.11 Сравнение расчетов по используемым алгоритмам с некоторыми данными, имеющимися в литературы.

Таблица 2.2 Для проверки расчета элементов ПГУ было проведено сравнение расчетных данных с фактически существующей ПГУ Палыча.

Параметр	Значение фактическое	Значение по расчету	Относительные расхождения величин, %
Показатели ГТУ			
КПД ГТУ	32%	32%	0
Температура воздуха за компрессором	352 °С	333	5
Температура выхлопных газов	490 °С	496	1
Показатели ПТУ			
Номинальная мощность	37 МВт	35 МВт	5



Параметр	Значение фактическое	Значение по расчету	Относительные расхождения величин, %
Показатели КУ			
Производительность по пару	160 т/ч	153 т/ч	4
Температура уходящих газов	153 °С	174 °С	13

Таблица 2.3 Сравнение с расчетами в [1].

Параметр	Значение по [1]	Расчетные значения	Относительные расхождения величин, %
Температура воздуха за компрессором, К	604,153	619	2
Теплоперепад воздуха за компрессором, кДж/кг	343,736	341	0,7
Внутренняя мощность компрессора, МВт	168,151	150	10
Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания	2,38	3,08	22
Расход топлива, кг/с	8,64	6,96	19
Температура на выходе из ГТ	856,49	767	10

Таблица 2.4 Сравнение с расчетами в [16].

Параметр	Значение по [1]	Расчетные значения	Относительные расхождения величин, %
Температура воздуха за компрессором, К	608	619	1,7
Теплоперепад воздуха за компрессором, кДж/кг	291	341	14
Внутренняя мощность компрессора, МВт	142	150	5
Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания	2,42	3,08	21
Расход топлива, кг/с	8,9	6,96	21

Температура на выходе из ГТ	810	767	5
-----------------------------	-----	-----	---

## 2.12 Расчет выбросов оксидов азота.

Концентрация оксидов азота в уходящих газах бралось согласно [29].

$$C_{NOx} = 150 \text{ мг/нм}^3$$

1. Определяем объемную долю азота в уходящих газах  $V_{NOx}$ .

$$V_{NOx} = \text{wspgVFIDID}(id_{ГКс}; 0) = \text{wspgVFIDID}(115516464; 0) = 69\%$$

2. Определяем  $V_{сг}$ .

$$\begin{aligned} V_{сг} &= \text{wspgVIDT}(id_{ГКс}; T_{уГКУ}) \cdot V_{NOx} \cdot g_{ГКс} \\ &= \text{wspgVIDT}(115516464; 446 \text{ K}) * 0,69 * 53,47 \\ &= 27,08 \frac{\text{м}^3}{\text{кг топлива}} \end{aligned}$$

3. Суммарное количество оксидов азота NOx поступающих в атмосферу с отработавшими газами газотурбинных установок:

$$M_{NOx} = C_{NOx} V_{сг} B_{топл} = 150 \cdot 27,08 \cdot 7,19 = 12,57 \text{ мг/с}$$

## 2.13 Заключение

В данной главе был показан алгоритм расчета составных частей и характеристики ПГУ. Расчет производился при помощи программы WaterSteamPro. В разделе 2.11 было проведено сравнение рассчитанных данных с данными приведенными в литературах [1,16]. Исходя из сравнения с реальном существующей схемой можно сделать выводы , что расчет произведен правильно. Единственное заметное расхождение – это температура уходящих газов, что может быть вызвано несколькими причинами: реально работающий КУ обладает особенностями учесть которые невозможно, это может быть физическое старение труб теплообменников, режим работы котла, изменение характеристики топлива и

т.д. При сравнении с результатами расчетов в литературе [1] можно заметить сильные различия, это скорее всего связано с тем что расчете использовались иные коэффициенты определяющие характеристику оборудования, также не может быть исключен фактор ошибки в расчетах или во введении числовых данных. При сравнении с расчетами в литературе [16] были заметны значительные относительные расхождения чисел. Особенно в части камеры сгорания, что может объясняться более точными или менее точными расчетами процесса горения и расхода воздушной смеси в камере. Расход воздушной смеси, в свою очередь влияет на дальнейшие расчеты, к примеру на расход топлива. Если посмотреть на формулу расчета расхода топлива, то можно понять что расход обратно пропорционален коэффициенту избытка воздуха, соответственно относительная величина расхождения будет такого же порядка как и самого коэффициента  $\alpha_{кс}$ . Что касается температуры на выходе из ГТУ, то она зависит от начальных и конечных давлений и коэффициента расширения, а также от внутреннего КПД ГТУ, и понятно что эти значения брались одинаковыми, но из за уменьшения расхода топлива и увеличения расхода воздуха в нашем расчете, выходная температура газов стала немного ниже.

### **3. АНАЛИЗ РАСЧЕТОВ**

#### **3.1 Анализ влияния расхода впрыска водяного пара на энергетические показатели ПГУ.**

На рис. 3.1-3.11 показаны зависимости КПД, мощности ПГУ и температуры уходящих газов от расхода впрыска водяного пара в камеру сгорания при двух значениях парогазовой смеси перед турбиной 990, 1290 °С и двух давлений за ПН – 3,5 и 4,5 МПа.

Температура парогазовой смеси за КУ с ростом воды снижается вследствие больших затрат на нагрев и испарение большего количества воды. Снижение происходит до тех пор, пока температура парогазовой смеси в

начале испарительного тракта не станет равна сумме температуре воды и требуемого температурного напора.

Таблица 3.1. Влияние расхода пара в КС на температуру уходящих газов [ $^{\circ}\text{C}$ ].

Масса впрыскиваемого пара, кг/кг топлива	Температура и давление			
	P=3,5 МПа, T=990 $^{\circ}\text{C}$	P=3,5 МПа, T=990 $^{\circ}\text{C}$	P=3,5 МПа, T=1290 $^{\circ}\text{C}$	P=3,5 МПа, T=990 $^{\circ}\text{C}$
0	169	175	106	110
1	170	177	104	108
2	169	176	102	106
3	168	177	101	104
4	167	178	100	103
5	166	177	99	102

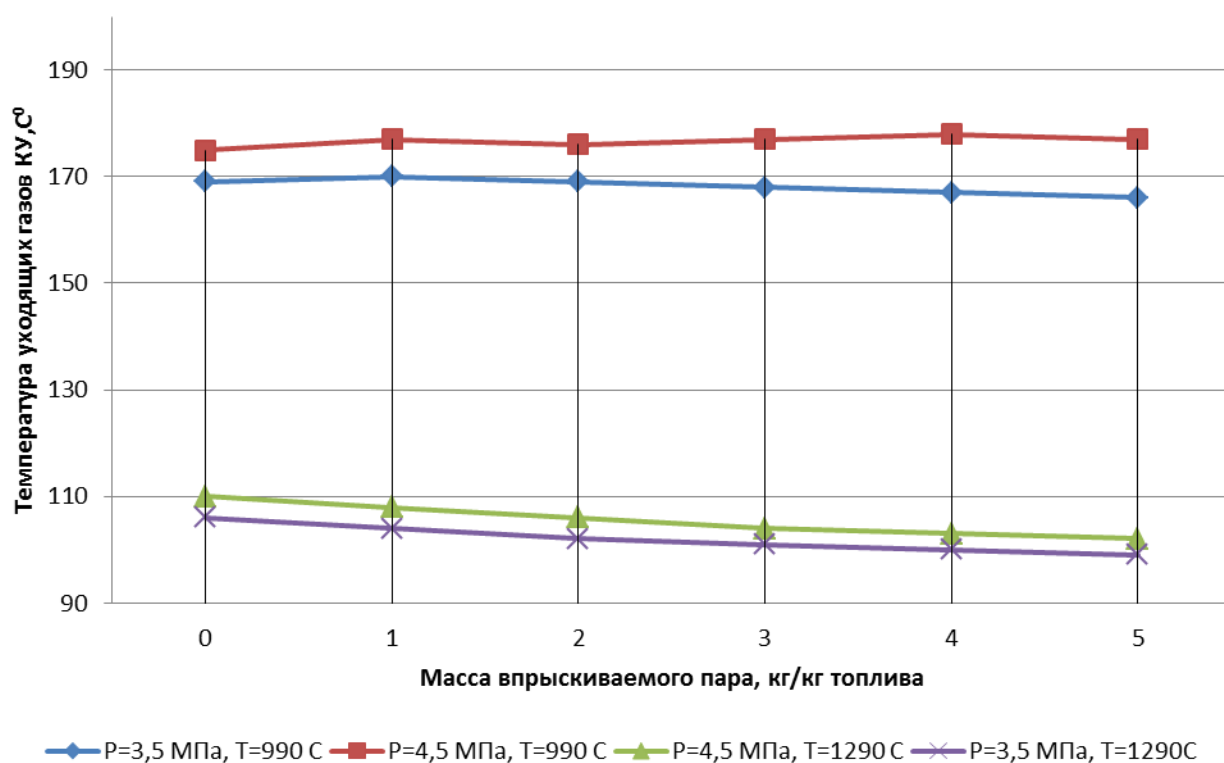


Рисунок 3.1. Влияние расхода пара в КС на температуру уходящих газов.

На рисунке 3.1 видно, что вследствие того, что массовый расход воздуха через компрессор и соответственно через ГТУ ограничен технологическими особенностями, оптимальная температура газов за КС

находится в районе 1000 °С, что влияет на температуру уходящих газов, и соответственно на КПД и мощность схемы.

Таблица 3.2. Влияние расхода пара в КС на КПД ПГУ[%].

Масса впрыскиваемого пара, кг/кг топлива	Температура и давление			
	P=3,5 МПа, T=990 °С	P=4,5 МПа, T=990 °С	P=3,5 МПа, T=1290 °С	P=4,5 МПа, T=990 °С
0	43.4	43.4	56	56.7
1	43.7	43.7	57.3	57.7
2	44.1	44.1	58.4	58.9
3	44.4	44.4	59.5	60.1
4	44.8	44.8	60.8	61.4
5	45.2	45.2	62.1	62.7

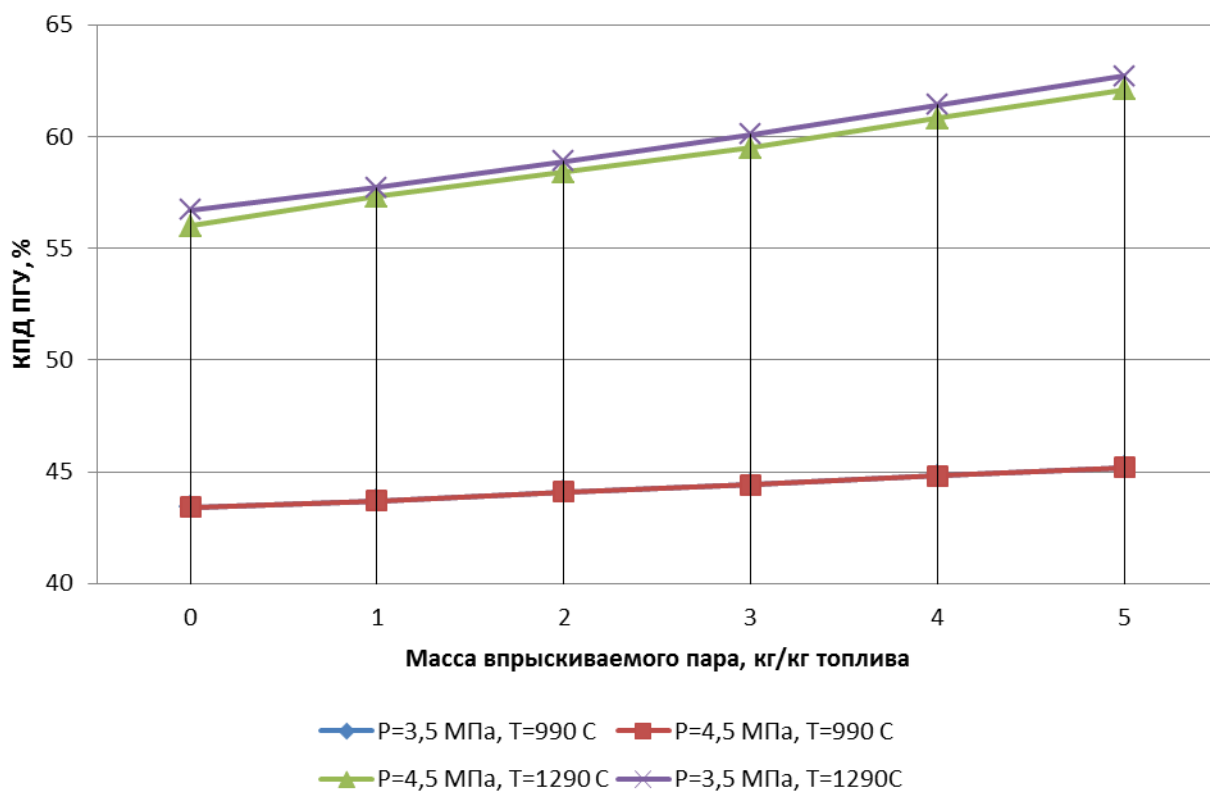


Рисунок 3.2. Влияние расхода пара в КС на КПД ПГУ.

На рисунке 3.2 видно, что КПД парогазовой установки увеличивается с повышением температуры в КС, что характерно для схем как с впрыском пара так и без него. Здесь видно, что зависимость КПД не прямолинейна и

зависит от многих факторов, таких как – коэффициент повышения давления, температура питательной воды, давление в контуре котла утилизатора

Таблица 3.3. Влияние расхода пара в КС на мощность ПГУ[МВт].

Масса впрыскиваемого пара, кг/кг топлива	Температура и давление			
	P=3,5 МПа, T=990 °C	P=4,5 МПа, T=990 °C	P=3,5 МПа, T=1290 °C	P=4,5 МПа, T=990 °C
0	134.3	134.3	174	175.4
1	135.5	135.5	177.2	178.8
2	136.4	136.4	180	182.3
3	137.6	137.6	184.3	186
4	138.7	138.7	188.2	189.9
5	139.9	139.9	192.2	194.1

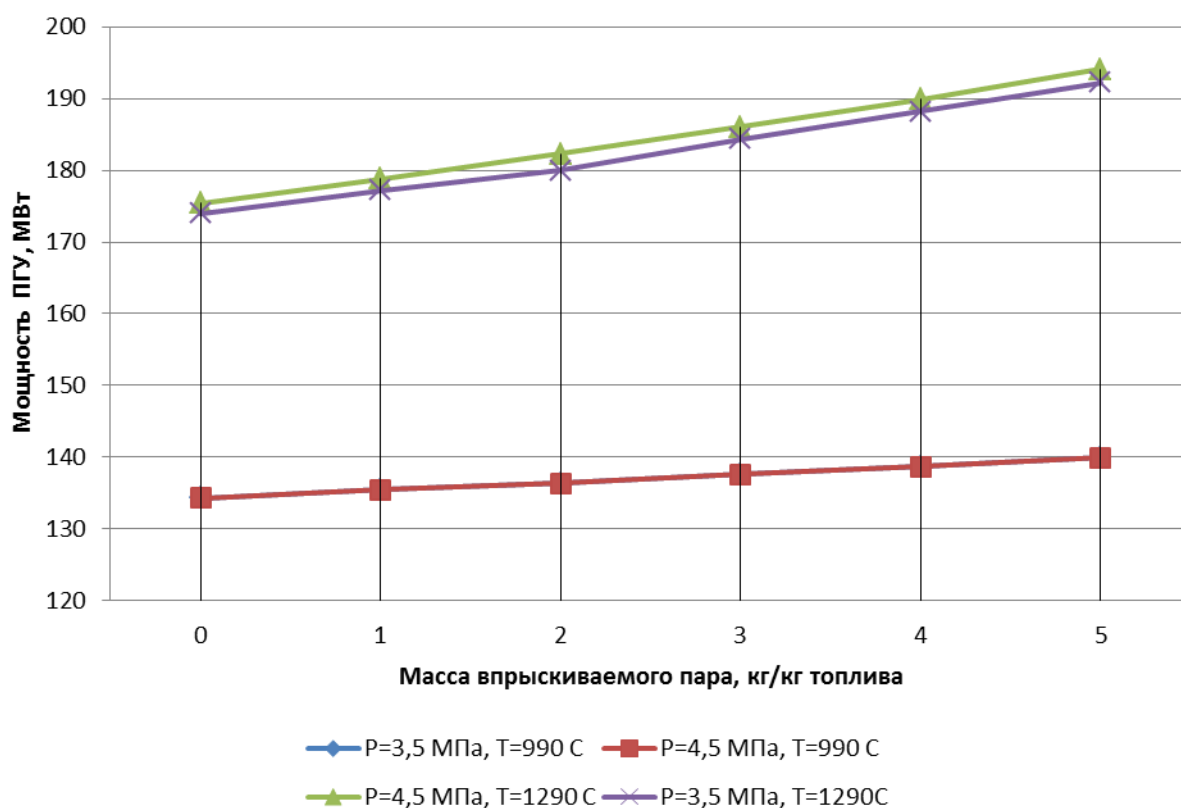


Рисунок 3.3. Влияние расхода пара в КС на мощность ПГУ.

Таблица 3.4. Влияние расхода пара в КС на содержание объемной доли пара в УГ [%].

Масса впрыскиваемого пара, кг/кг топлива	Температура и давление			
	P=3,5 МПа, T=990 °C	P=3,5 МПа, T=990 °C	P=3,5 МПа, T=1290 °C	P=4,5 МПа, T=990 °C
0	8.16	8.16	11.7	11.7
1	11.1	11.1	16.23	16.23
2	14.04	14.04	20.83	20.83
3	17.01	17.01	25.5	25.5

4	19.9	19.9	30.23	30.23
5	22.97	22.97	35.02	35.02

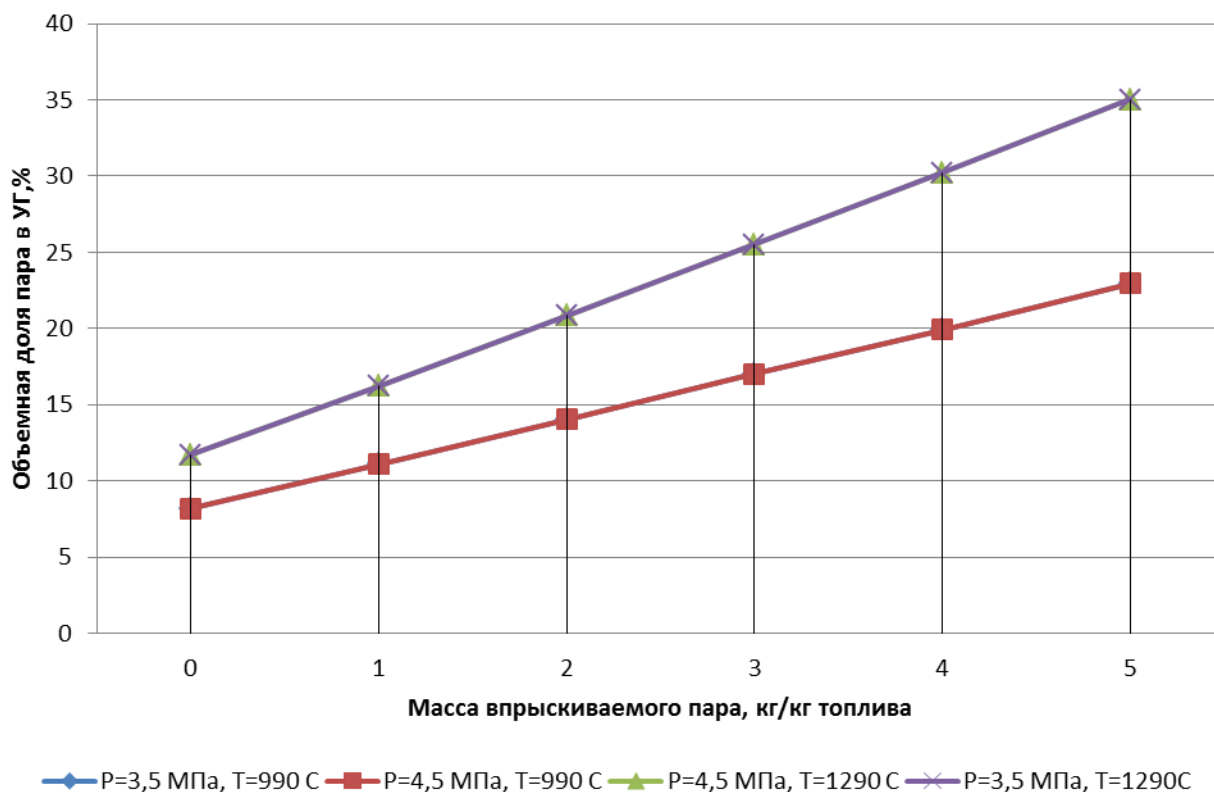


Рисунок 3.4. Влияние расхода пара в КС на объемную долю пара в УГ.

### Заключение

Из рис. 3.2-3.3 видно, что с ростом расхода впрыска водяного пара в КС, при прочих равных условиях, происходит значительный рост КПД всей ПГУ. Также происходит увеличение вырабатываемой мощности ПГУ. Такое поведение характерно для разных температур на выходе из КС и для разных давлений питательной воды на выходе из ПН. Таким образом, повышение количества впрыскиваемой в КС водяного пара улучшает энергетические показатели ПГУ. Особенно эффективно увеличение расхода для температур за КС 1290°С. Это связано с большим уровнем температур парогазовой смеси за КУ по сравнению со значениями для температуры за КС 990°С.[1]

Большее КПД у ПГУ с температурой за КС 1290°С, чем у ПГУ с температурой 990°С при одинаковом расходе пара, связано с ,большой

температурой парогазовой смеси на выходе из КУ. При одинаковом уровне температур на выходе из КУ КПД установки с  $T_{г} = 1290^{\circ}\text{C}$  выше. Большой КПД и меньшая температура парогазовой смеси на выходе из КУ (рис. 3.1) ПГУ с  $p_{КУ} = 4,5$  МПа по сравнению с ПГУ с  $p_{КУ} = 3,5$  МПа связано с тем, что при расширении пара в турбине до одинакового давления, равного давлению в КС с учетом потерь в трубопроводах, конечная температура на выходе из паровой турбины ниже при начальном давлении 4,5 МПа. И значит, большое количество тепла передается пароперегревателе для нагрева одного и того же количества водяного пара до одной и той же температуры в  $540^{\circ}\text{C}$ . Что и приводит к снижению температуры парогазовой смеси на выходе испарителя и экономайзера. Необходимо отметить что прирост КПД в исследуемой схеме приблизительно равен графикам такой же зависимости в [1]. В итоге, можно сделать вывод о том, что выгодна подача как можно большего количества водяного пара, т.к. это приводит к улучшению энергетических показателей ПГУ. На рис. 3.4, 3.5 показаны объемная и массовая доли водяного пара в парогазовой смеси на выходе из КУ. [1]. Графики полностью соответствуют литературе [1]. Как и следовало ожидать, объемные доли водяного пара в уходящих газах будут расти пропорционально росту массе впрыскиваемого пара в камеру сгорания. На рисунках 3.4-3.5 показаны массовые и объемные доли водяного пара в уходящих газах котла-утилизатора. Графики полностью соответствуют графикам приведенным в литературе [1].

### **3.2 Анализ влияния коэффициента повышения давления на характеристики ПГУ .**

На рисунках 3.4-3.6 представлены сравнительные графики зависимости КПД, мощности и температуры УГ от изменения коэффициента повышения давления и массы впрыскиваемого пара в КС.

Таблица 3.5. Влияние коэффициента повышения давления на КПД ПГУ с впрыском водяного пара в размере 5 кг/ кг топлива [%].



Коэффициент повышения давления в компрессоре	Температура и давление			
	P=3,5 МПа, T=990 °C	P=4,5 МПа, T=990 °C	P=3,5 МПа, T=1290 °C	P=4,5 МПа, T=990 °C
5	54	54	59.6	76.9
7	50	50	62.1	70
9	47	47.3	65	66
11	45	45.2	69	62.7
13	43.6	43.5	76	60.1
15	42.3	42.1	59.6	58

Таблица 3.6. Влияние коэффициента повышения давления на КПД ПГУ без впрыска водяного пара[%].

Коэффициент повышения давления в компрессоре	Температура и давление			
	P=3,5 МПа, T=990 °C	P=4,5 МПа, T=990 °C	P=3,5 МПа, T=1290 °C	P=4,5 МПа, T=990 °C
5	51.3	51	67	68
7	47	47	62	63
9	45	45	58	59
11	43	43	56	56
13	41	41	54	54
15	40	40	52	52

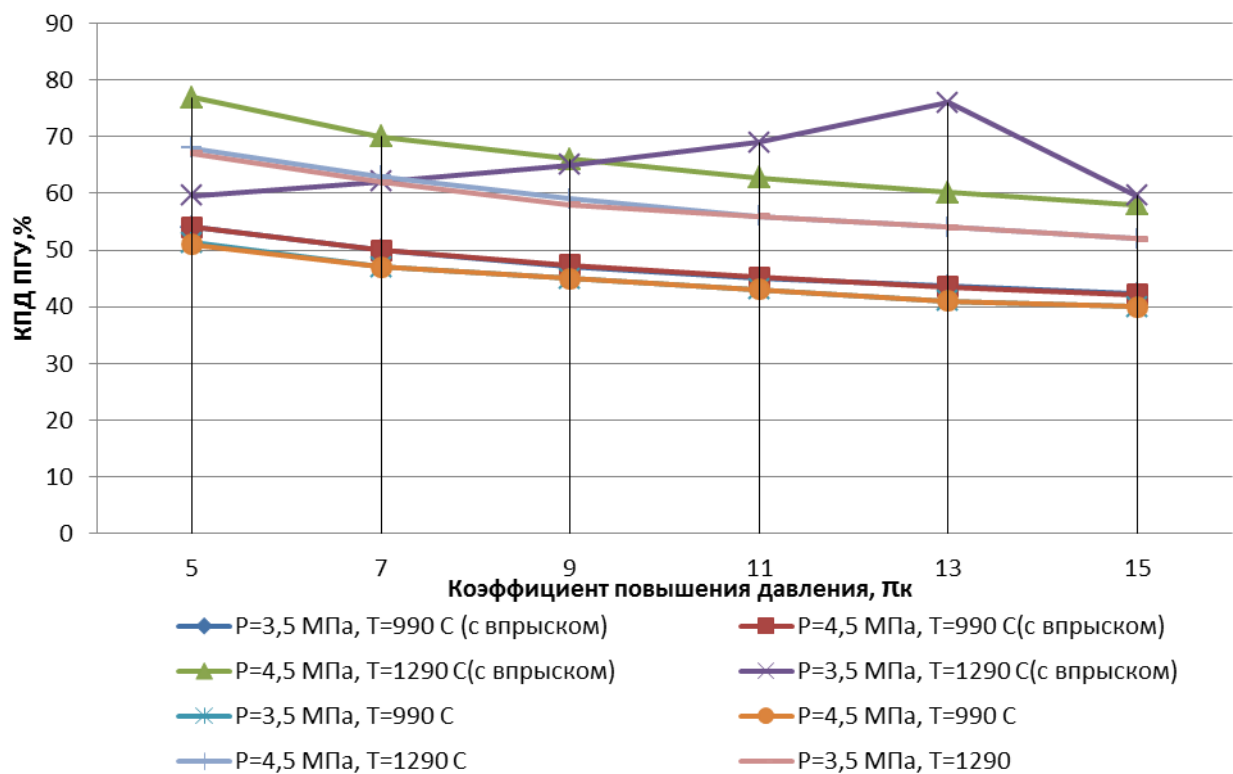


Рисунок 3.5. Влияние коэффициента повышения давления в компрессоре на КПД ПГУ.

Таблица 3.7 Влияние коэффициента повышения давления на мощность ПГУ с впрыском водяного пара в размере 5 кг/кг топлива[МВт].

Коэффициент повышения давления в компрессоре	Температура и давление			
	P=3,5 МПа, T=990 °C	P=4,5 МПа, T=990 °C	P=3,5 МПа, T=1290 °C	P=4,5 МПа, T=990 °C
5	167.7	168.8	184.4	238
7	154.9	155.6	192.2	218
9	146.3	146.6	202	204
11	139.9	139.9	215	194
13	134.9	134.7	235	186
15	130.9	130.5	184.4	179

Таблица 3.8 Влияние коэффициента повышения давления на мощность ПГУ без впрыска водяного пара [МВт].

Коэффициент повышения давления в компрессоре	Температура и давление			
	P=3,5 МПа, T=990 °C	P=4,5 МПа, T=990 °C	P=3,5 МПа, T=1290 °C	P=4,5 МПа, T=990 °C
5	158	159	209	212
7	147	148	193	195
9	139	140	182	183
11	134	134	174	175
13	129	129	167	168
15	126	125	162	163

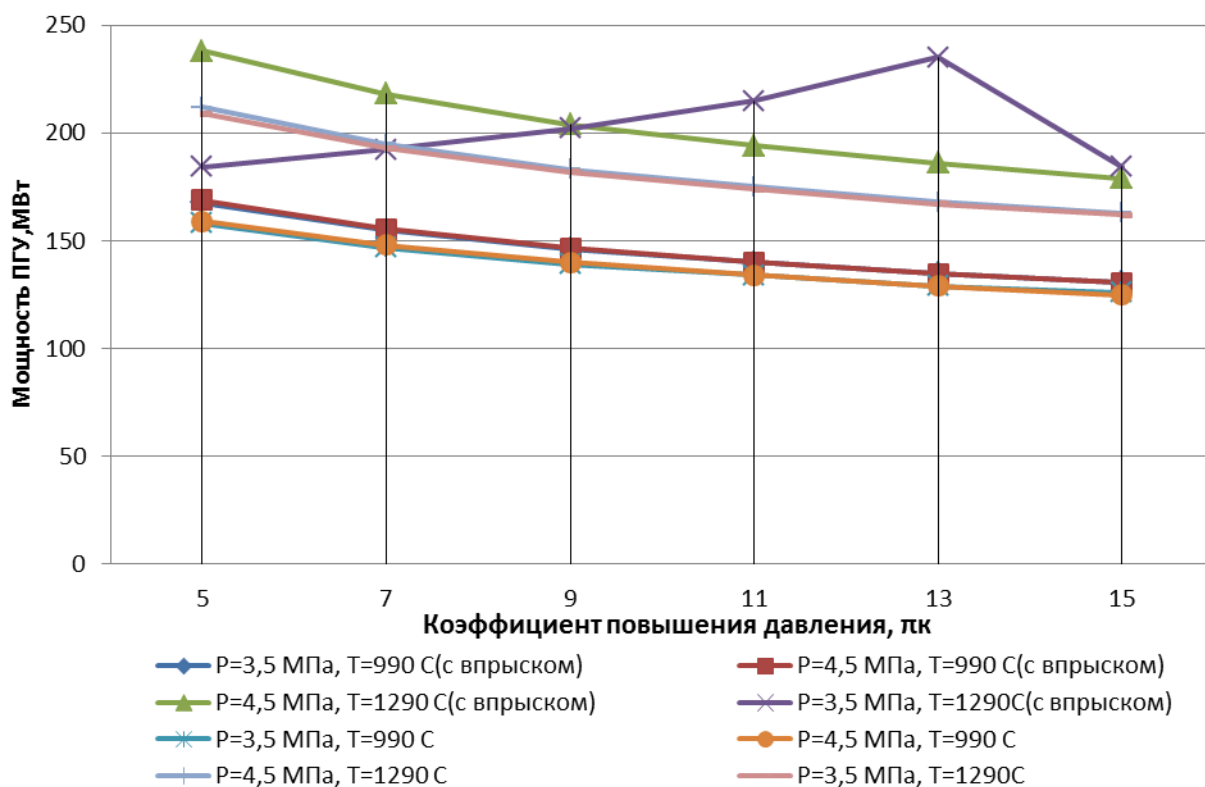


Рисунок 3.6. Влияние коэффициента повышения давления в компрессоре на мощность ПГУ.

Таблица 3.9 Влияние коэффициента повышения давления на температуру уходящих газов с впрыском водяного пара в размере 5 кг/ кг топлива[°C].

Коэффициент повышения давления в компрессоре	Температура и давление			
	P=3,5 МПа, T=990 °C	P=4,5 МПа, T=990 °C	P=3,5 МПа, T=1290 °C	P=4,5 МПа, T=1290 °C
5	122	128	105	59.2
7	141	149	97.4	76
9	155	165	87.4	90
11	166	177	75	101
13	176	187	59.3	110
15	184	197	105	118

Таблица 3.10 Влияние коэффициента повышения давления на температуру уходящих газов без впрыска водяного пара[°C].

Коэффициент повышения давления в компрессоре	Температура и давление			
	P=3,5 МПа, T=990 °C	P=4,5 МПа, T=990 °C	P=3,5 МПа, T=1290 °C	P=4,5 МПа, T=990 °C
5	127	133	67	67
7	145	154	83	85
9	160	170	96	99
11	171	182	106	110
13	181	193	115	120
15	189	202	122	128

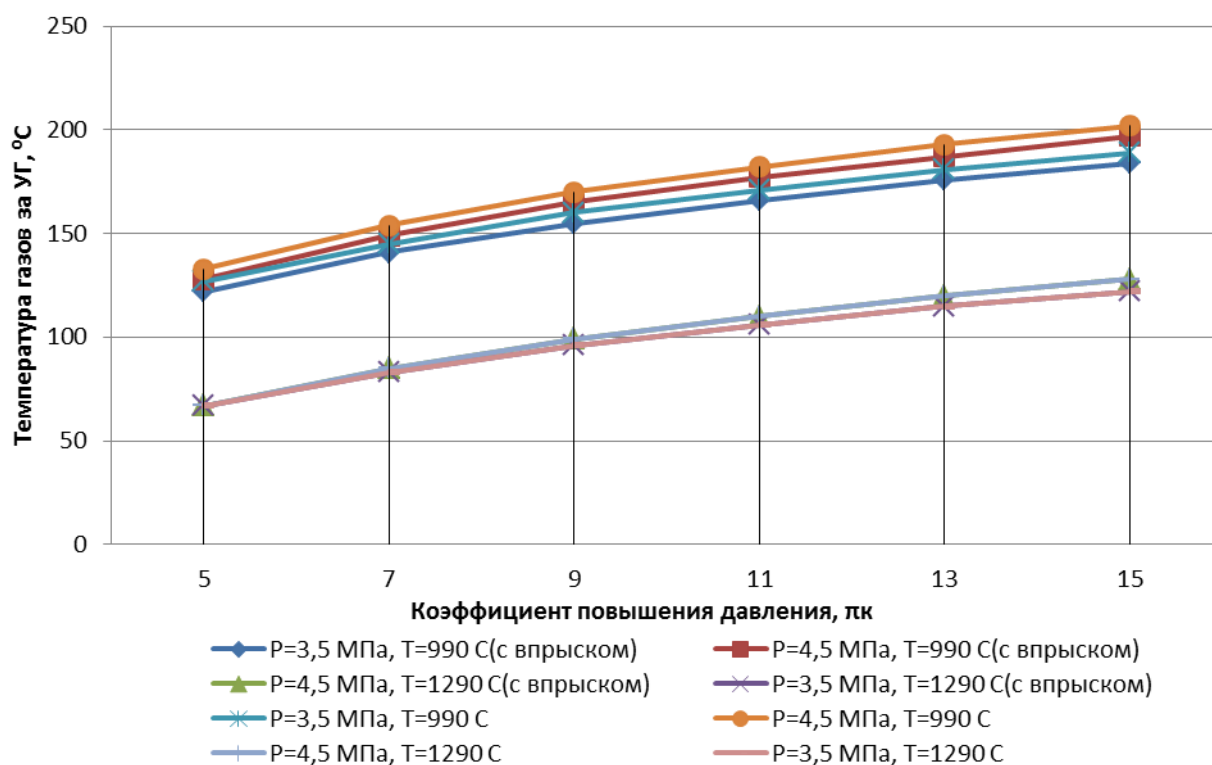


Рисунок 3.7 Влияние коэффициента повышения давления в компрессоре на температуру УГ.

### **Заключение**

С повышением коэффициента повышения давления, увеличивается избыток воздуха в КС, соответственно увеличивается содержание воздуха, при постоянном составе остальных газов (продуктов сгорания, водяного пара), по этой причине массовое и тепловое содержание продуктов сгорания после ГТУ уменьшается с уровнем повышения давления в компрессоре. Более низкое теплосодержание продуктов сгорания приводит к тому что газы двигаясь быстрее по тракту КУ отдают меньше тепла в контуре КУ, производят меньше пара, по этой причине температура уходящих газов повышается, и КПД ПГУ, которая зависит от температуры уходящих газов уменьшается. Отсюда уменьшается тепловой перепад (использованный) в турбине, что в свою очередь понижает абсолютный электрический КПД ПСУ. Это можно причислить к недочетам алгоритма расчета. Над этой проблемой необходимо провести дополнительные исследования, так как зависимости ГТУ-КУ-ПТУ очень сложны.

Данные приведенные в заключении совпадают с исследованиями представленными в литературе [3], на рисунке 8.54, где мощность ПГУ повышается с уменьшением коэффициента избытка воздуха в КУ(читай в КС), соответственно повышается в обратном случае. Также надо отметить что на данные результаты может повлиять то что расход газа задается постоянным, а расход и соответственно содержание в газа воздуха меняется от коэффициента избытка воздуха, и при его увеличении концентрация воздуха в продуктах сгорания вытесняет остальные газы, что ведет к уменьшению энтальпия газов на входе в КУ, отсюда и понижения КПД и мощности. Этот момент необходимо учесть при последующих исследованиях. Также в литературе говорится что обеспечить уменьшения коэффициента избытка воздуха можно добиться дожиганием газов. Стоит

отметить что значения КПД совпадают со значениям показанными на рис 4.9, литературы [3], для схемы без впрыска пара.

### 3.3 Влияние давления в пароводяном контуре на характеристики ПГУ.

Таблица 3.11 Влияние коэффициента повышения давления на КПД ПГУ с впрыском водяного пара в размере 5 кг/кг топлива [%].

Давление, МПа	Температура и давление	
	T=990 °С	T=1290 °С
2	57	80
4	59.4	83.9
6	60	85
8	60.8	87.4
10	61.3	88.7
12	61.8	89

Таблица 3.12 Влияние коэффициента повышения давления на КПД ПГУ без впрыска водяного пара [%].

Давление, МПа	Температура и давление	
	T=990 °С	T=1290 °С
2	42.8	54
4	42.9	55
6	42.7	56
8	42.5	57
10	42.2	57
12	42	57.7

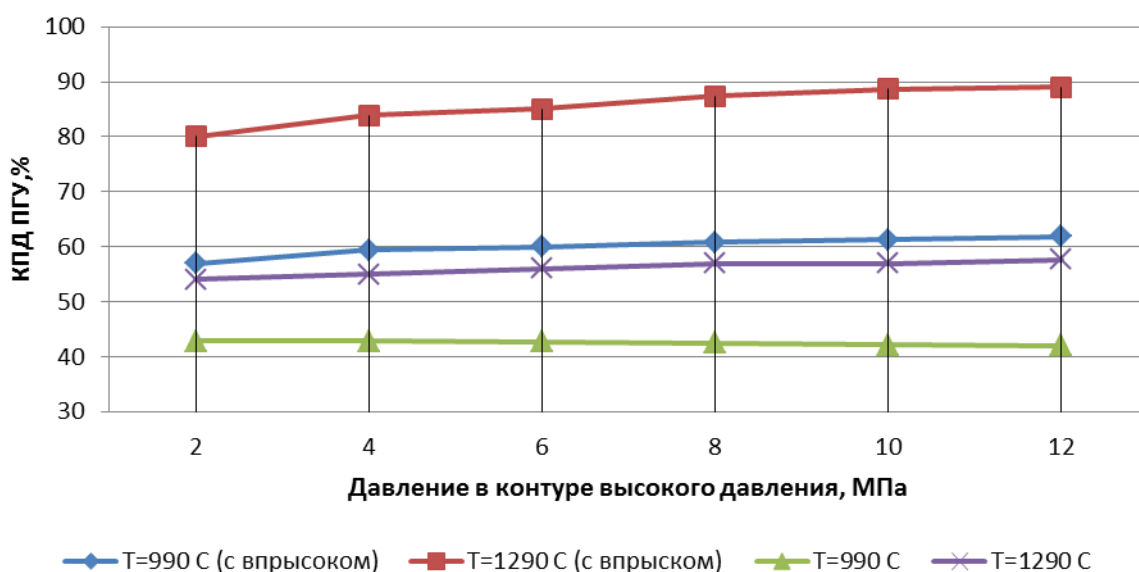


Рисунок 3.8 Зависимость КПД ПГУ от давления в контуре КУ, при разных температурах парогазовой смеси на выходе из КС.

Таблица 3.13 Влияние коэффициента повышения давления на мощность ПГУ с впрыском водяного пара в размере 5 кг/кг топлива [МВт].

Давление, МПа	Температура и давление	
	T=990 °С	T=1290 °С
2	179	248
4	183	259
6	186	266
8	188	270
10	189	274
12	191	278

Таблица 3.14 Влияние коэффициента повышения давления на мощность ПГУ без впрыска водяного пара [МВт].

Давление, МПа	Температура и давление	
	T=990 °С	T=1290 °С
2	132	168
4	132	172
6	132	174
8	131	176
10	130	177
12	129	178

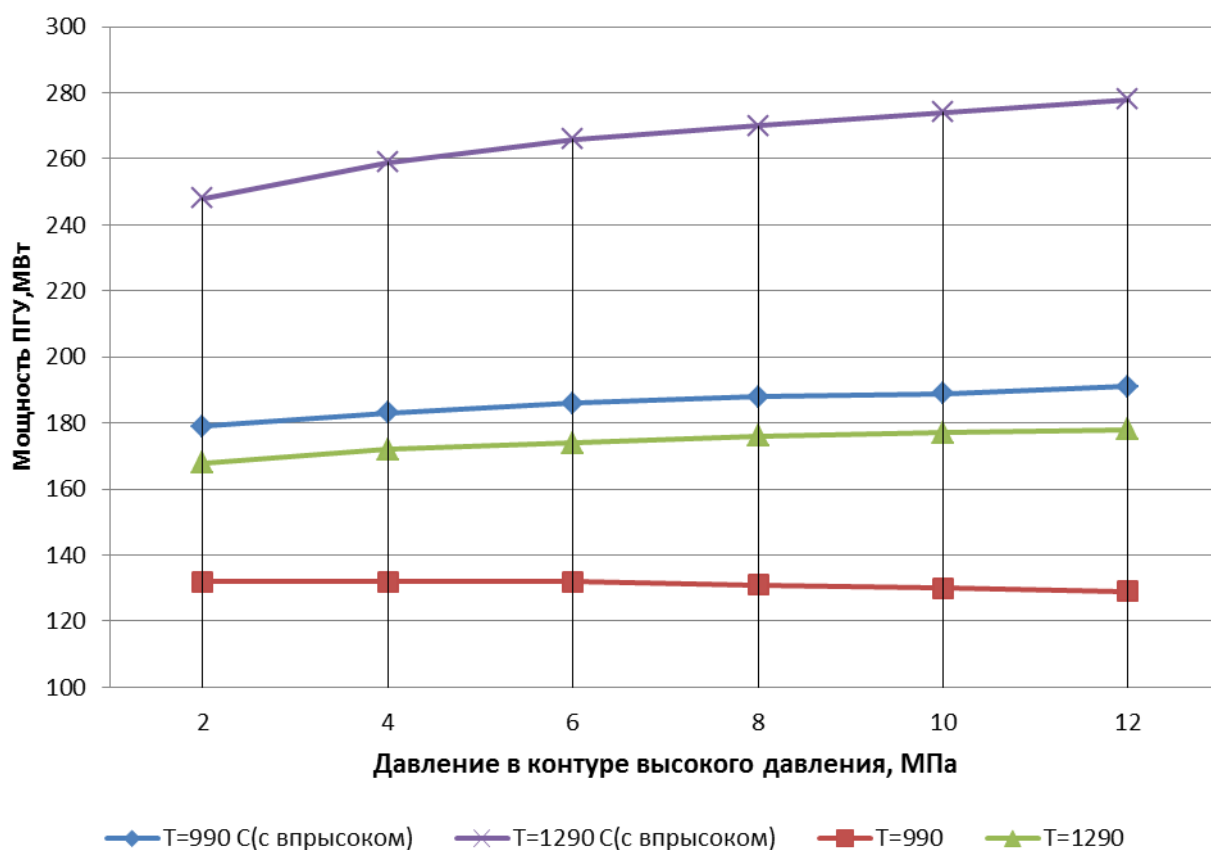


Рисунок 3.9. Зависимость мощности ПГУ от давления в контуре КУ, при разных температурах парогазовой смеси на выходе из КС.

Таблица 3.15 Влияние коэффициента повышения давления на температуру УГ с впрыском водяного пара в размере 5 кг/кг топлива [ $^{\circ}\text{C}$ ].

Давление, МПа	Температура и давление	
	T=990 $^{\circ}\text{C}$	T=1290 $^{\circ}\text{C}$
2	94	44
4	105	42
6	112	38.7
8	116	33
10	117	27.5
12	117	19

Таблица 3.16 Влияние коэффициента повышения давления на температуру УГ без впрыска водяного пара [ $^{\circ}\text{C}$ ].

Давление, МПа	Температура и давление	
	T=990 $^{\circ}\text{C}$	T=1290 $^{\circ}\text{C}$
2	152	99
4	180	111
6	200	119
8	216	123
10	229	126
12	240	126

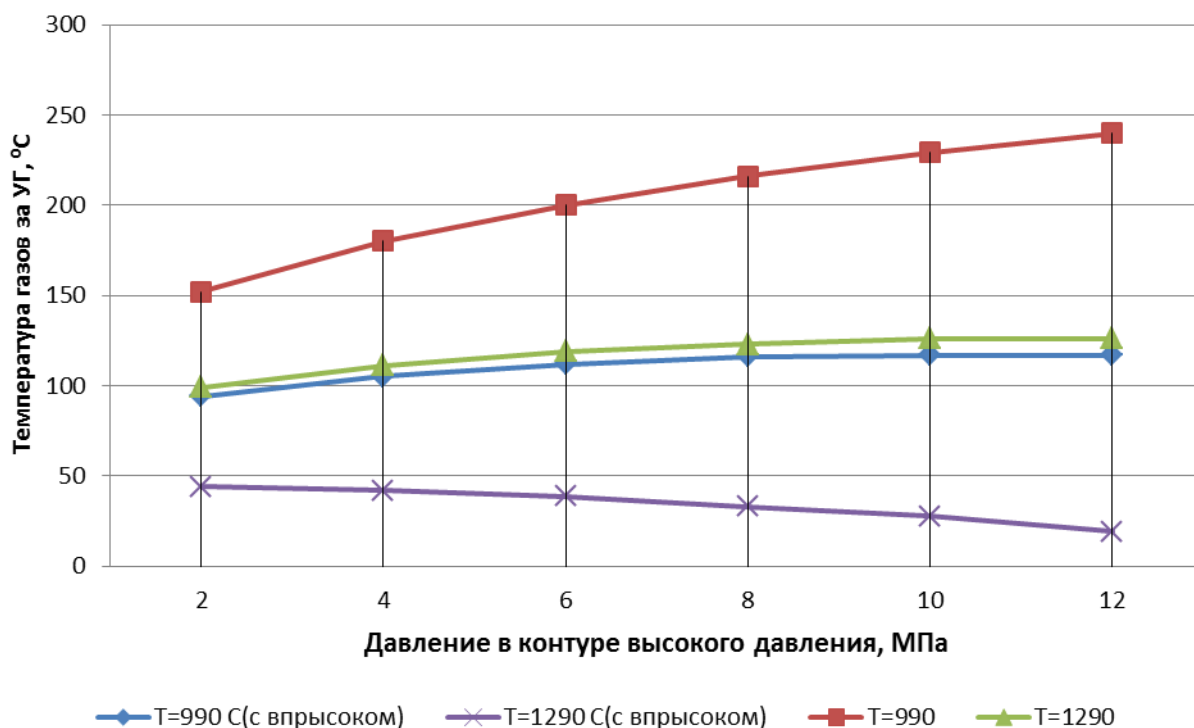


Рисунок 3.10. Зависимость температуры УГ от давления в контуре КУ, при разных температурах парогазовой смеси на выходе из КС.

### **Заключение.**

С повышением давления контуре КУ повышается энтальпия водяного пара, что повышает теплообмен между продуктами сгорания за ГТУ и паром в пароводяном контуре, это повышает КПД ПГУ. Повышение энтальпии пара повышает рабочую способность пара в паровой турбине, что повышает КПД ПТУ. Из этого следует что КПД ПГУ растет за счет повышения двух составных КПД установки. Также стоит добавить, что мощность паровой турбины растет, и можно порекомендовать более мощную турбины работающую на уровне 70-100 МВт, в режиме температуры газов за КС 1290 °С. Температуры уходящих газов связана с производительностью и энтальпией пара, из этого следует что с ростом производительности КУ происходит понижение энтальпии УГ, соответственно температуры УГ. Из рисунка 7.10 можно отчетливо наблюдать, что при при повышении давления с впрыском водяного пара, температура уходящих газов понижается. А если смотреть часть без впрыска видно, что температура уходящих газов максимальна в режиме  $T_{кс}=990$  °С, и это соответствует графикам мощности где минимальная мощность относится к этому же режиму. Что еще раз подтверждает правильно составленный расчет и логику рисунков. Данные исследования соответствуют данным приведенным в литературе [3] (рис.8.56). В ней говорится что повышение давления в КУ повышает мощность ПГУ и ограничивается температурой уходящих газов и температурным напором на горячем конце пароперегревателя. Также стоит отметить что графики исследования близко сходятся значениями КПД для котлов работающих на температуре пара 440 °С, приведенных в литературе [3], рис. 8.57, при температурах 1290 °С. А также данные сходятся с рис. 8.57 в литературе [3], в части КПД ПГУ.



### 3.4 Анализ зависимости характеристик ПГУ от давления в контуре КУ (ПН), при различных значениях коэффициента повышения давления.

Таблица 3.17 Влияние повышения давления в контуре КУ, при разных  $\pi_k$  на КПД ПГУ с впрыском водяного пара в размере 5 кг/кг топлива. При температуре  $T_{кс}=990$  °С [%].

Давление, МПа	Коэффициент повышения давления в компрессоре			
	$\pi_k=4$	$\pi_k=6$	$\pi_k=8$	$\pi_k=10$
2	56.1	51.1	48	45.8
4	57.4	52	48.6	46.2
6	58.2	52.4	48.8	46.2
8	58.7	52.7	48.8	46.1
10	59.1	52.9	48.8	45.9
12	59.5	53	48.8	45.8

Таблица 3.18 Влияние повышения давления в контуре КУ, при разных  $\pi_k$  на КПД ПГУ без впрыска водяного пара. При температуре  $T_{кс}=990$  °С [%].

Давление, МПа	Коэффициент повышения давления в компрессоре			
	$\pi_k=4$	$\pi_k=6$	$\pi_k=8$	$\pi_k=10$
2	53	48.6	45.9	44
4	54	49.4	46.4	44.2
6	54.8	49.7	46.5	44.2
8	55.3	49.9	46.5	44
10	55	50	46.4	43.8
12	55.9	50	46.4	43.7

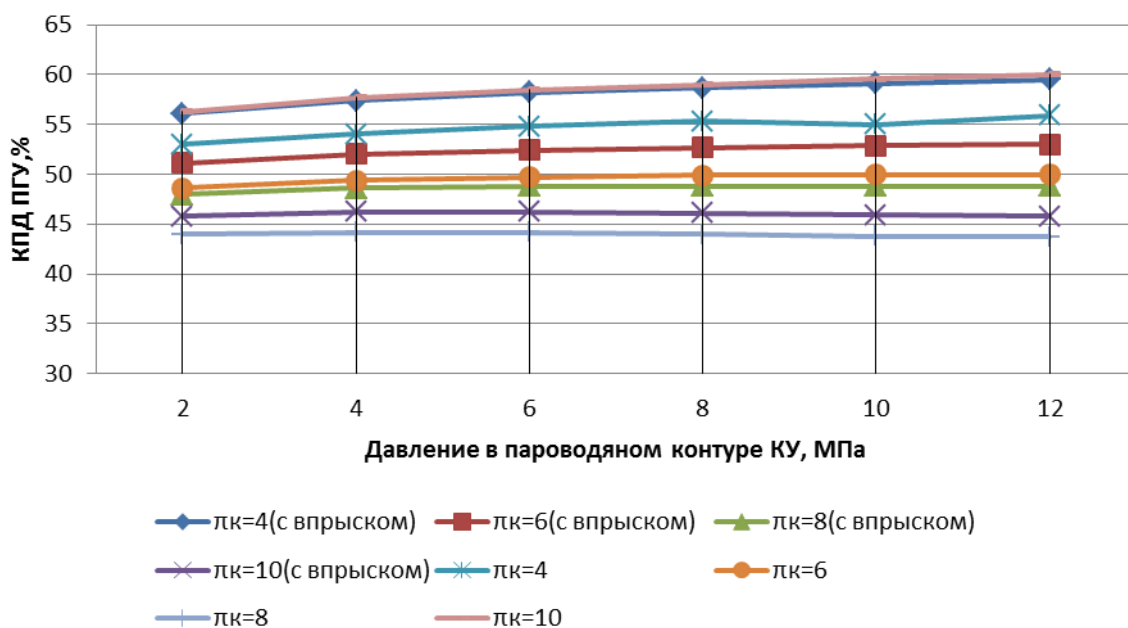


Рисунок 3.11 Зависимости КПД ПГУ от давления в контуре КУ (ПН), при различных значениях коэффициента повышения давления (при  $T_{кс}=990$ ).

Таблица 3.19 Влияние повышения давления в контуре КУ , при разных  $\pi_k$  на мощность ПГУ с впрыском водяного пара в размере 5 кг/кг топлива. При температуре  $T_{кс}=990$  °С [МВт].

Давление, МПа	Коэффициент повышения давления в компрессоре			
	$\pi_k=4$	$\pi_k=6$	$\pi_k=8$	$\pi_k=10$
2	173	158	148.6	141.9
4	177	161	150	143
6	180	162	151	143
8	181	163	151.2	142
10	183	163.5	151.2	142
12	184	164	151.2	141.8

Таблица 3.20 Влияние повышения давления в контуре КУ , при разных  $\pi_k$  на мощность ПГУ без впрыска водяного пара. При температуре  $T_{кс}=990$  °С [МВт].

Давление, МПа	Коэффициент повышения давления в компрессоре			
	$\pi_k=4$	$\pi_k=6$	$\pi_k=8$	$\pi_k=10$
2	164	150	142	136
4	167	152	143	136
6	169	153	143	136
8	171	154	143	136
10	172	154	143	135
12	173	155	143	135

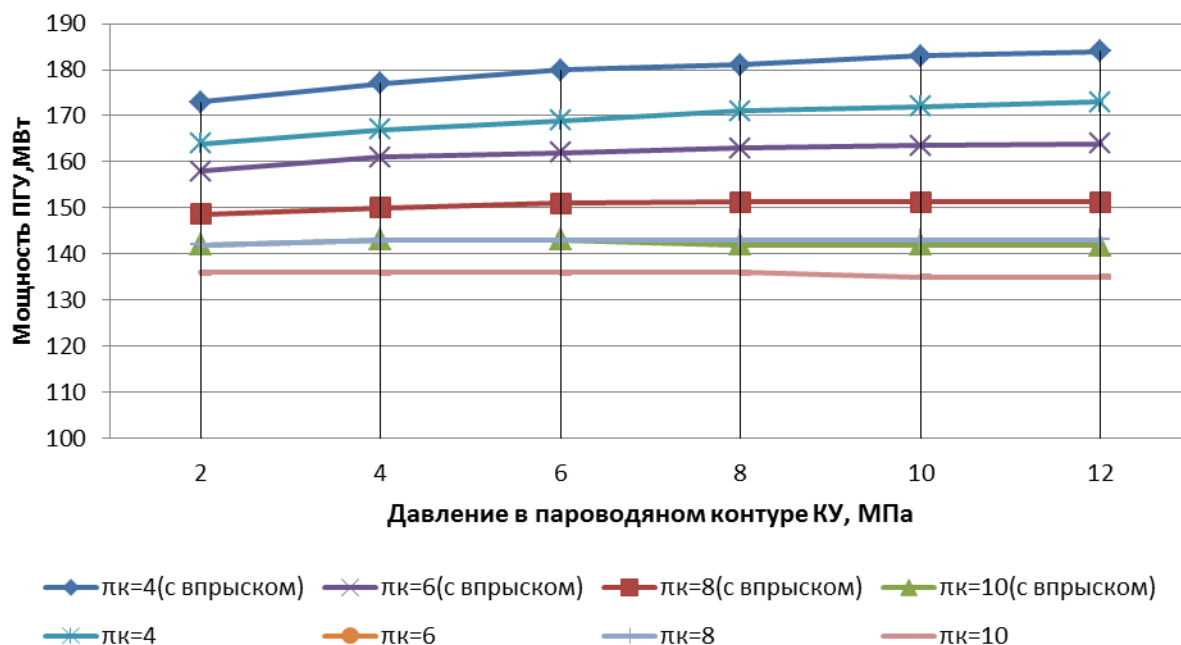


Рисунок 3.12. Сводный график зависимости мощности ПГУ от давления в контуре КУ (ПН), при различных значениях коэффициента повышения давления (при  $T_{кс}=990$ ).

Таблица 3.21 Влияние повышения давления в контуре КУ , при разных  $\pi_k$  на температуру УГ с впрыском водяного пара в размере 5 кг/кг топлива. При температуре  $T_{кс}=990$  °С [°С].

Давление, МПа	Коэффициент повышения давления в компрессоре			
	$\pi_k=4$	$\pi_k=6$	$\pi_k=8$	$\pi_k=10$
2	100	118	131	141
4	133	136	153	166
6	121	148	167	183
8	125	156	179	197
10	128	162	179	207
12	129	166	179	216

Таблица 3.22 Влияние повышения давления в контуре КУ , при разных  $\pi_k$  на температуру УГ без впрыска водяного пара. При температуре  $T_{кс}=990$  °С [°С].

Давление, МПа	Коэффициент повышения давления в компрессоре			
	$\pi_k=4$	$\pi_k=6$	$\pi_k=8$	$\pi_k=10$
2	103	122	135	145
4	117	141	158	171
6	125	153	173	189
8	131	162	185	204
10	134	169	195	215
12	135	174	202	225

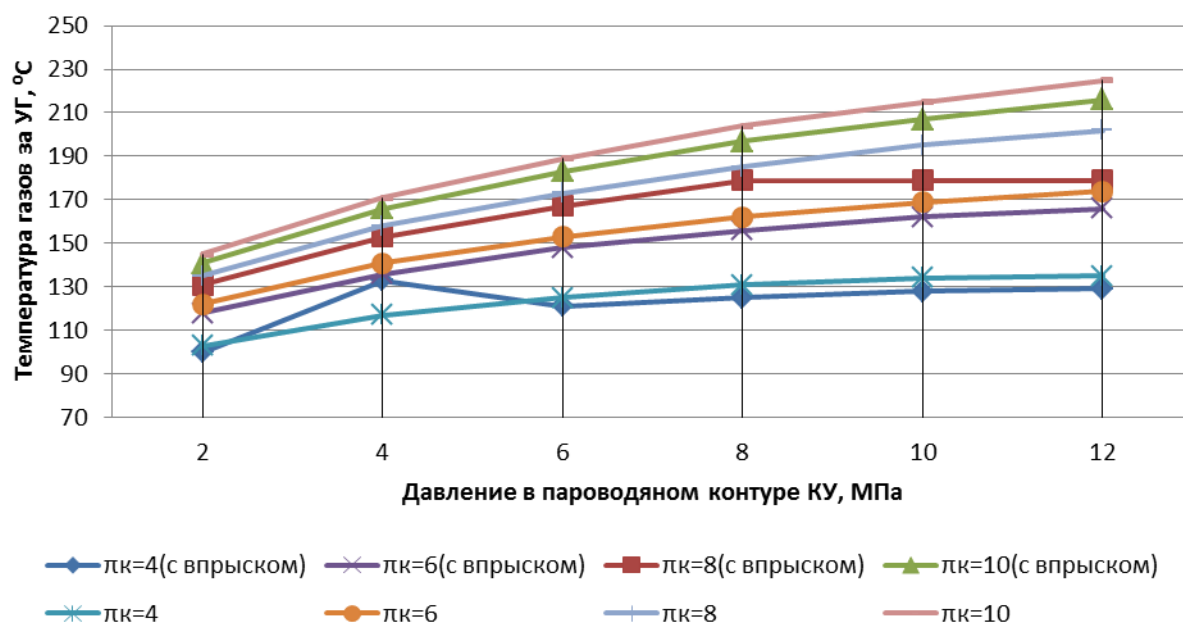


Рисунок 3.13. Сводный график зависимости температуры УГ от давления в контуре КУ (ПН), при различных значениях коэффициента повышения давления (при  $T_{кс}=990$ ).

Таблица 3.23 Влияние повышения давления в контуре КУ , при разных  $\pi_k$  на КПД ПГУ с впрыском водяного пара в размере 5 кг/кг топлива. При температуре  $T_{кс}=1290$  °С [%].

Давление, МПа	Коэффициент повышения давления в компрессоре			
	$\pi_k=4$	$\pi_k=6$	$\pi_k=8$	$\pi_k=10$
2	77.7	70.3	65.6	62.1
4	81.1	72.9	67.7	63.9
6	82.9	74.4	68.9	65
8	84.3	75.5	69.8	65.8
10	85.5	76.4	70.6	66.4
12	86.6	77.3	71.4	67

Таблица 3.24 Влияние повышения давления в контуре КУ , при разных  $\pi_k$  на КПД ПГУ без впрыска водяного пара. При температуре  $T_{кс}=1290$  °С [%].

Давление, МПа	Коэффициент повышения давления в компрессоре			
	$\pi_k=4$	$\pi_k=6$	$\pi_k=8$	$\pi_k=10$
2	69.5	63.2	59	56.3
4	72.1	65.2	50	57.7
6	73.6	66	61.8	58.5
8	74.7	67.3	62.5	59
10	75	68	63	59.6
12	76.6	68.7	63.7	60

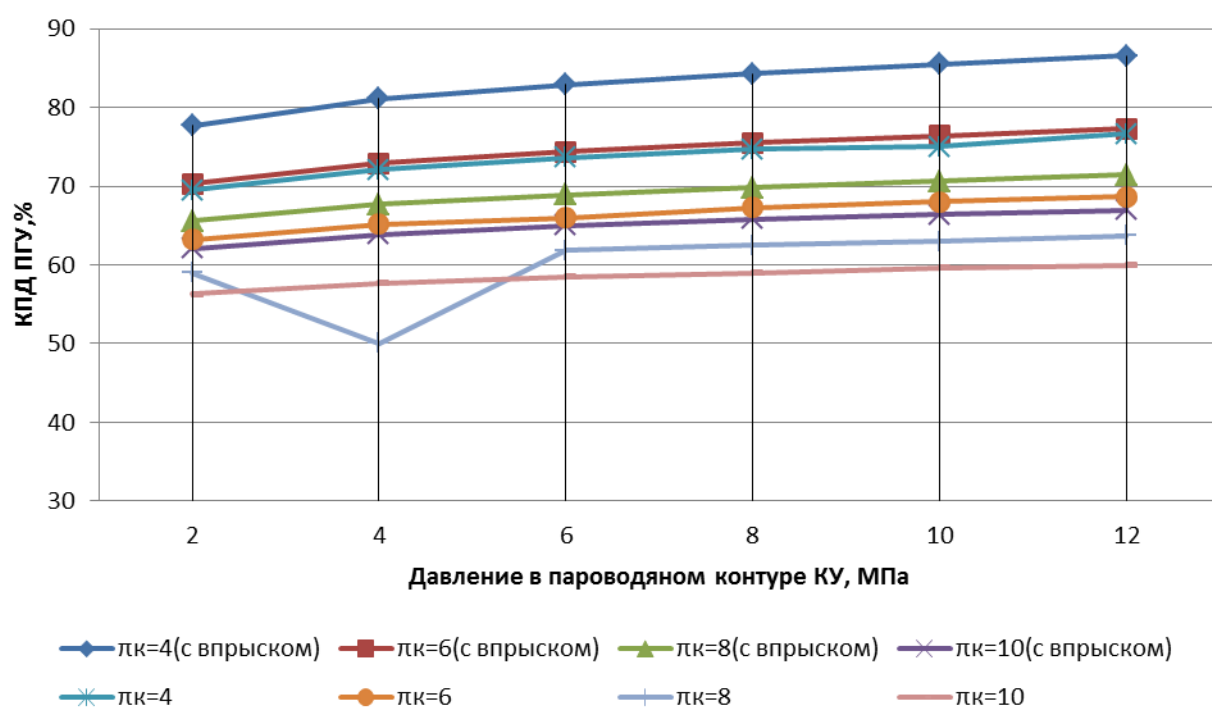


Рисунок 3.14 Зависимости КПД ПГУ от давления в контуре КУ (ПН), при различных значениях коэффициента повышения давления (при  $T_{кс}=1290$ ).

Таблица 3.25 Влияние повышения давления в контуре КУ , при разных  $\pi_k$  на мощность ПГУ с впрыском водяного пара в размере 5 кг/кг топлива. При температуре  $T_{кс}=1290$  °С[МВт].

Давление, МПа	Коэффициент повышения давления в компрессоре			
	$\pi_k=4$	$\pi_k=6$	$\pi_k=8$	$\pi_k=10$
2	240	217	202	192
4	250	225	209	197
6	256	230	213	201
8	260	233	216	203
10	264	236	218	205
12	267	239	220	207

Таблица 3.26 Влияние повышения давления в контуре КУ , при разных  $\pi_k$  на мощность ПГУ без впрыска водяного пара. При температуре  $T_{кс}=1290$  °С[МВт].

Давление, МПа	Коэффициент повышения давления в компрессоре			
	$\pi_k=4$	$\pi_k=6$	$\pi_k=8$	$\pi_k=10$
2	215	195	183	174
4	223	201	188	178
6	227	205	191	181
8	231	208	193	182
10	234	210	195	184
12	237	212	197	185

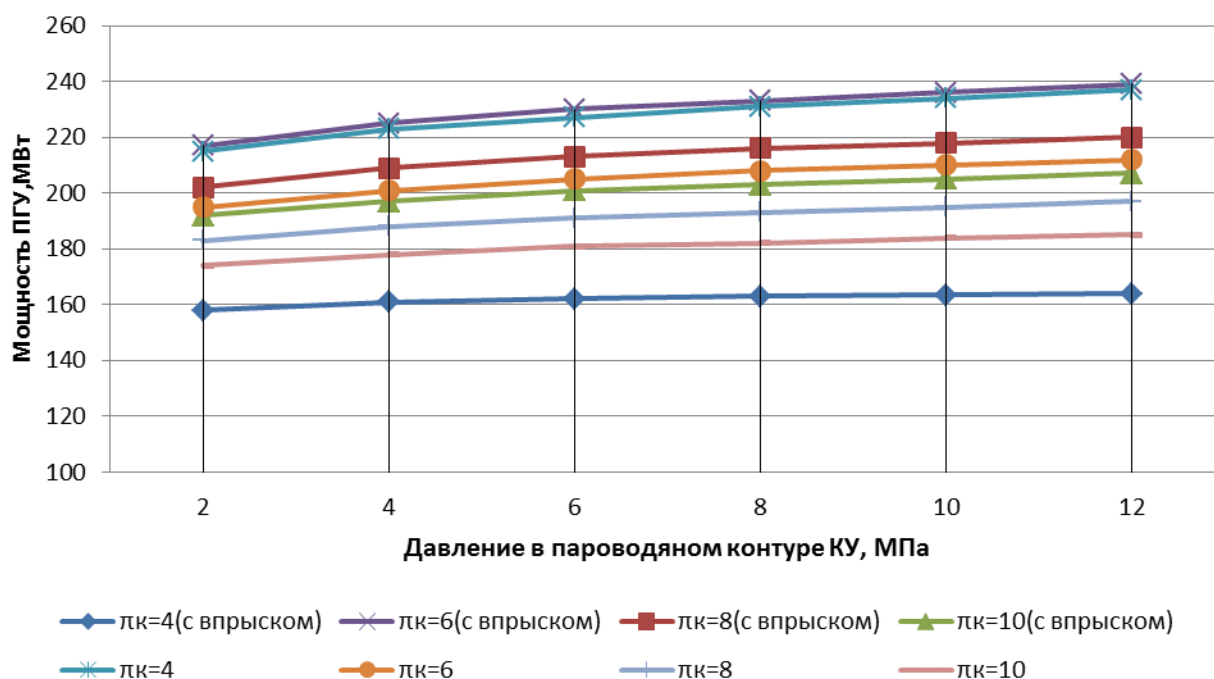


Рисунок 3.15. График зависимости мощности ПГУ от давления в контуре КУ (ПН), при различных значениях коэффициента повышения давления (при  $T_{кс}=1290$ ).

Таблица 3.27 Влияние повышения давления в контуре КУ , при разных  $\pi_k$  на температуру УГ с впрыском водяного пара в размере 5 кг/кг топлива. При температуре  $T_{кс}=1290$  °С [°С].

Давление, МПа	Коэффициент повышения давления в компрессоре			
	$\pi_k=4$	$\pi_k=6$	$\pi_k=8$	$\pi_k=10$
2	49.5	76.5	65	85.5
4	48.6	82.5	68.3	94.3
6	45.9	85.4	68.6	98.9
8	41.8	85.9	67.1	101
10	36.2	84.6	63.9	101
12	29.2	81.5	59	99

Таблица 3.28 Влияние повышения давления в контуре КУ , при разных  $\pi_k$  на температуру УГ без впрыска водяного пара. При температуре  $T_{кс}=990$  °С [°С].

Давление, МПа	Коэффициент повышения давления в компрессоре			
	$\pi_k=4$	$\pi_k=6$	$\pi_k=8$	$\pi_k=100$
2	55	71	84	92
4	56	76	91	103
6	54	78	95	109
8	51	77	97	113
10	47	75	97	114
12	40	72	95	113

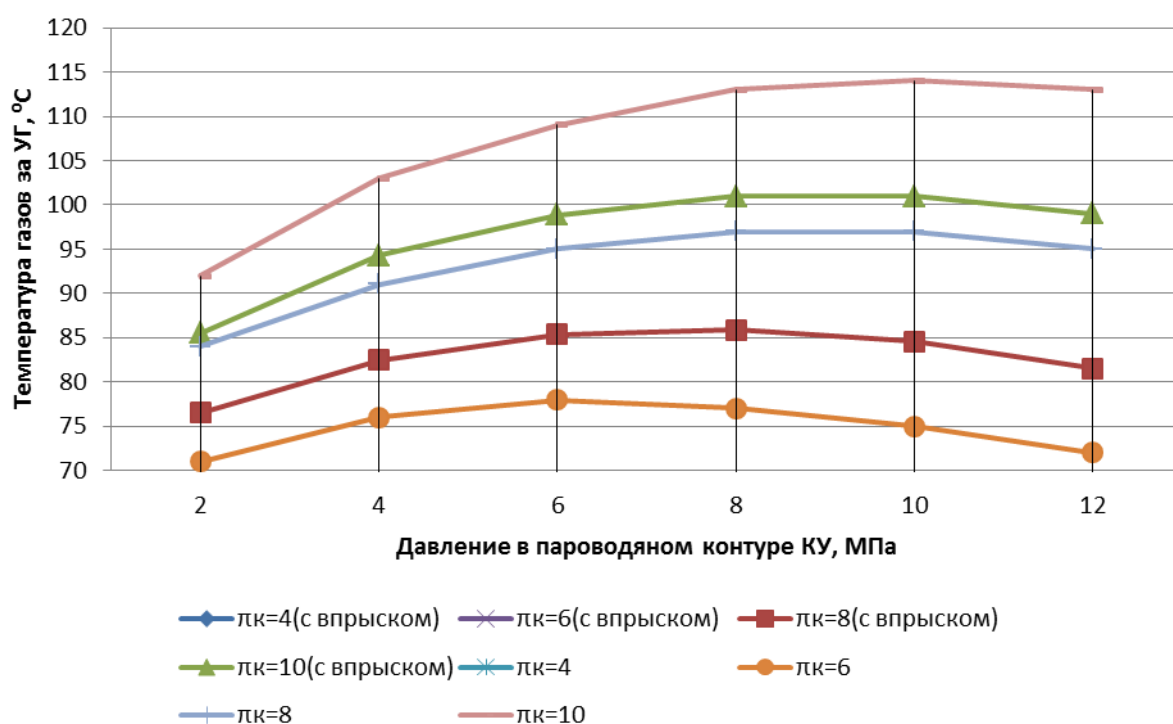


Рисунок 3.16. График зависимости температуры УГ от давления в контуре КУ (ПН), при различных значениях коэффициента повышения давления (при  $T_{кс}=1290$ ).

## Заключение

Из графиков видно что КПД ПГУ растет пропорционально повышению давления в контуре КУ и повышению впрыска водяного пара в камеру сгорания. Это объясняется следующими факторами – при повышении давления воды и водяного пара энтальпия пара растет, что влияет на больший теплообмен между паром и уходящими газами, что повышает КПД КУ, далее пар с более высокой энтальпией совершает работу в паровой турбине, и если принять во внимание что давление на выходе ПТ остается постоянным для всех режимов, работа совершаемая в ПТ получается выше, что влияет на КПД турбины. Соответственно при определении КПД ПГУ, КПД КУ и ПТ повышают общий уровень КПД.

Что касается температуры уходящих газов, то по ним видно что наибольший уровень температур относится к режимам коэффициента повышения давления в компрессоре  $\pi_k=10,8$ , и температурам около  $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Стоит отметить что самые высокие температуры УГ были зафиксированы для режима без впрыска водяного пара. Столь высокие температуры объясняются формулами расчета, в них для определения энтальпии воды в экономайзере необходимо использовать давление в контуре КУ, что приводит к повышению энтальпии воды и пара в экономайзере. Энтальпия уходящих газов и соответственно температура уходящих газов зависит от производительности котла по пару и энтальпии воды в экономайзере. А производительность КУ связана с энтальпией газов за ГТУ, которая зависит от повышения давления в компрессоре и энтальпией пара, которая зависит от давления в КУ. Из этого сложного сочетания следует что при повышении давления в компрессоре и повышению давления в контуре КУ, наблюдается максимальный уровень температур уходящих газов.

С ростом давления в КУ, энтальпия воды в экономайзере растет, а энтальпия газов растет не столь сильно. Вследствие этого с повышением давления в контуре КУ и повышением коэффициента повышения давления повышается температура уходящих газов, а рост мощности и КПД

объясняется повышением энтальпии пара и увеличенной работой пара в паровой турбине.

Так как энтальпия газов за ГТУ понижается с повышением  $\pi_k$ , а энтальпия водяных паров повышается, то часть тепла остается в уходящих газах, это влияет на температуру уходящих газов. Также наблюдается не столь высокий рост КПД и мощности как в режиме просто повышения давления в контуре КУ, что связано со сложной взаимосвязью между  $\pi_k$  – повышением давления в компрессоре и давлением в КУ.

### 3.5 Анализ зависимости выбросов NO<sub>x</sub> от впрыска водяного пара в КС при различных коэффициентах повышения давления.

Таблица 3.29 Влияние массового расхода пара в КС на массовых расход оксидов азота при разных  $\pi_k$ . При температуре  $T_{кс}=990$  °С [мг/с].

Расход пара, кг/кг топлива	Коэффициент повышения давления в компрессоре					
	$\pi_k=2$	$\pi_k=4$	$\pi_k=6$	$\pi_k=8$	$\pi_k=10$	$\pi_k=12$
0	12.14	13.4	14.17	14.73	15.17	15.53
1	11.89	13.11	13.85	14.39	14.81	15.16
2	11.65	12.82	13.53	14.05	14.45	14.79
3	11.4	12.53	13.21	13.71	14.09	14.42
4	11.15	12.23	12.89	13.37	13.73	14.05
5	10.89	11.93	12.57	13.01	13.36	13.64

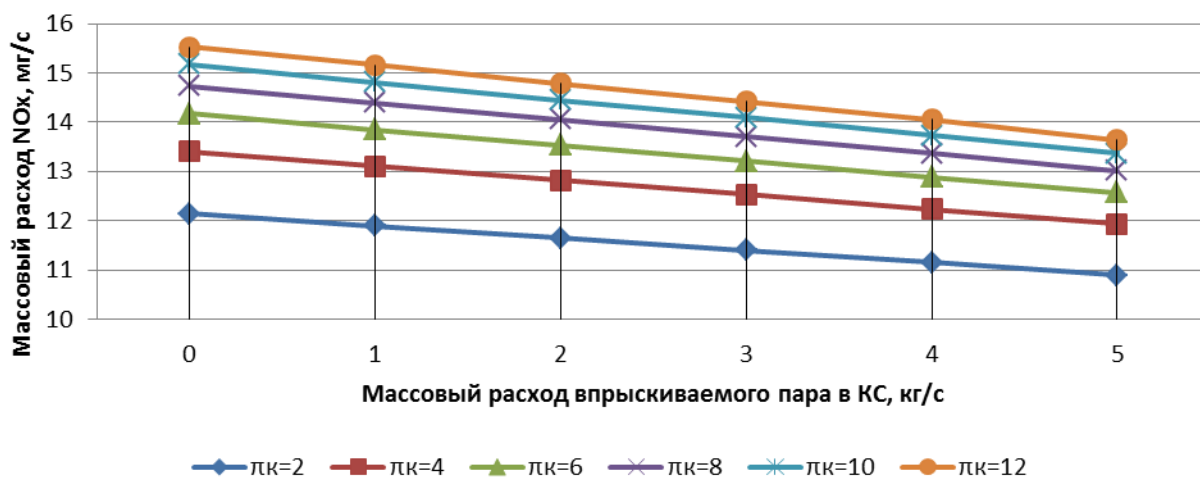


Рисунок 3.17. Зависимость выбросов (г/с) NO<sub>x</sub> от массы впрыскиваемого пара в при различных коэффициентах повышения давления компрессора (при  $T_{кс}=990$  °С).



Таблица 3.30 Влияние массового расхода пара в КС при разных  $\pi_k$ . При температуре  $T_{кс}=1290$  °С [мг/с].

Расход пара, кг/кг топлива	Коэффициент повышения давления в компрессоре					
	$\pi_k=2$	$\pi_k=4$	$\pi_k=6$	$\pi_k=8$	$\pi_k=10$	$\pi_k=12$
0	10.24	11.28	11.93	12.04	12.78	13.1
1	9.92	10.91	11.526	11.682	12.328	12.626
2	9.6	10.54	11.122	11.324	11.876	12.152
3	9.28	10.17	10.718	10.966	11.424	11.678
4	8.96	9.8	10.314	10.608	10.972	11.204
5	8.64	9.43	9.91	10.25	10.52	10.73

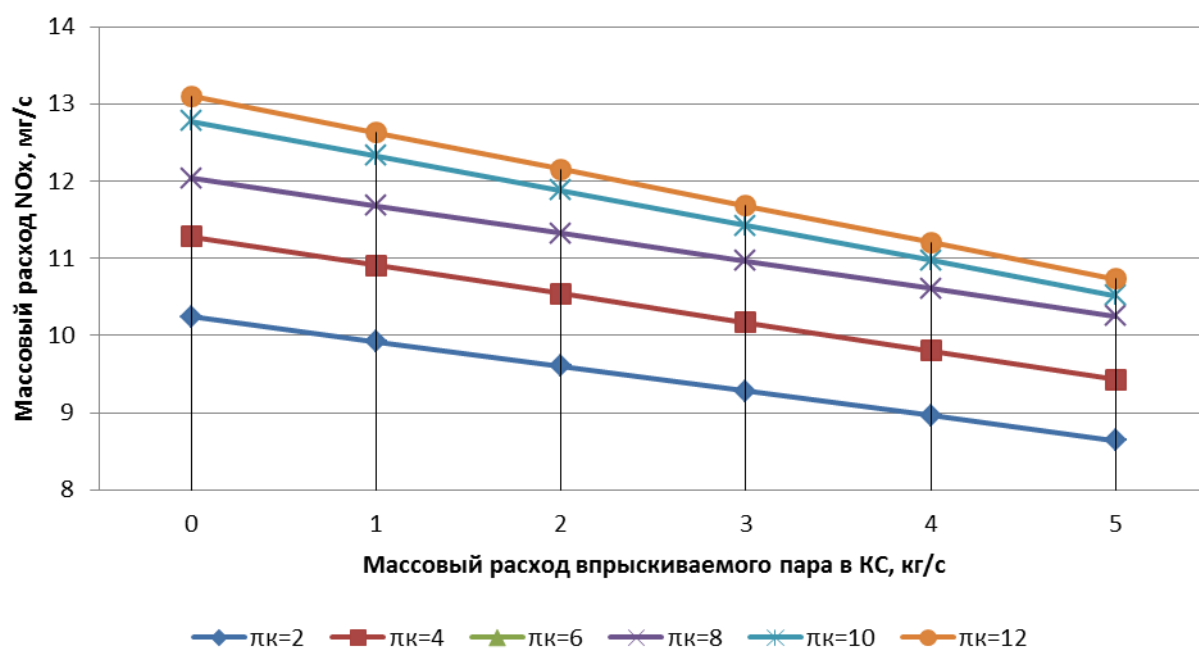


Рисунок 3.18 Зависимость выбросов (г/с) NO<sub>x</sub> от массы впрыскиваемого пара в при различных коэффициентах повышения давления компрессора (при  $T_{кс}=1290$  °С).

Таблица 3.31 Зависимость выбросов оксидов азота от массового расхода пара в КС при разных давлениях в контуре КУ. При температуре  $T_{кс}=990$  °С [г/с].

Расход пара, кг/кг топлива	Давление в контуре КУ					
	$P_{ку}=5$	$P_{ку}=7$	$P_{ку}=9$	$P_{ку}=11$	$P_{ку}=13$	$P_{ку}=15$
0	16.39	16.64	17.14	17.56	17.91	18.02
1	15.65	16.23	16.71	17.118	17.447	17.588
2	14.91	15.82	16.28	16.676	16.984	17.156
3	14.17	15.41	15.85	16.234	16.521	16.724
4	13.43	15	15.42	15.792	16.058	16.292
5	12.69	14.59	15.008	15.35	15.63	15.86

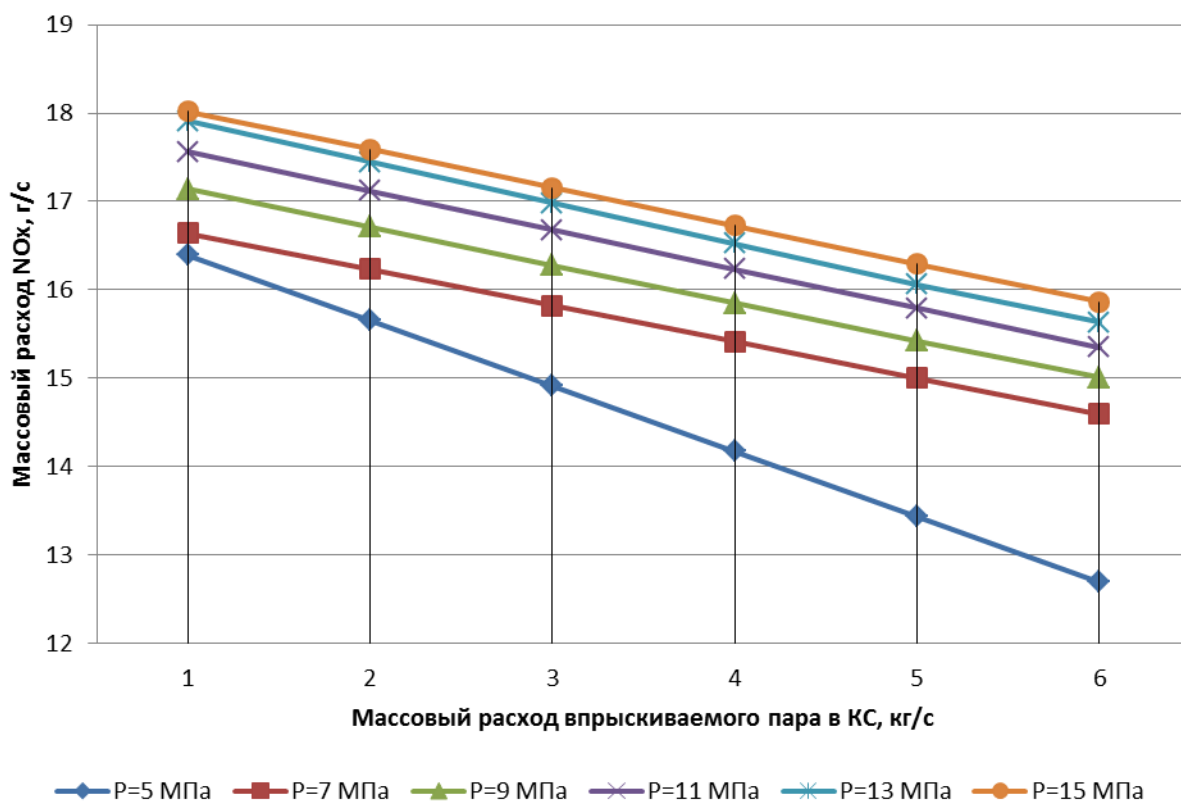


Рисунок 3.19 Зависимость выбросов (г/с) NO<sub>x</sub> от массы впрыскиваемого пара в при различных давлениях в контуре КУ (при T<sub>кв</sub>=990 °C).

Таблица 3.32 Зависимость выбросов оксидов азота от массового расхода пара в КС при разных давлениях в контуре КУ. При температуре T<sub>кв</sub>=1290 °C [г/с].

Расход пара, кг/кг топлива	Давление в контуре КУ					
	P <sub>ку</sub> =5	P <sub>ку</sub> =7	P <sub>ку</sub> =9	P <sub>ку</sub> =11	P <sub>ку</sub> =13	P <sub>ку</sub> =15
0	13.26	13.46	13.58	13.63	13.63	13.53
1	12.778	12.964	13.072	13.114	13.104	13.002
2	12.296	12.468	12.564	12.598	12.578	12.474
3	11.814	11.972	12.056	12.082	12.052	11.946
4	11.332	11.476	11.548	11.566	11.526	11.418
5	10.85	10.98	11.04	11.05	11	10.89

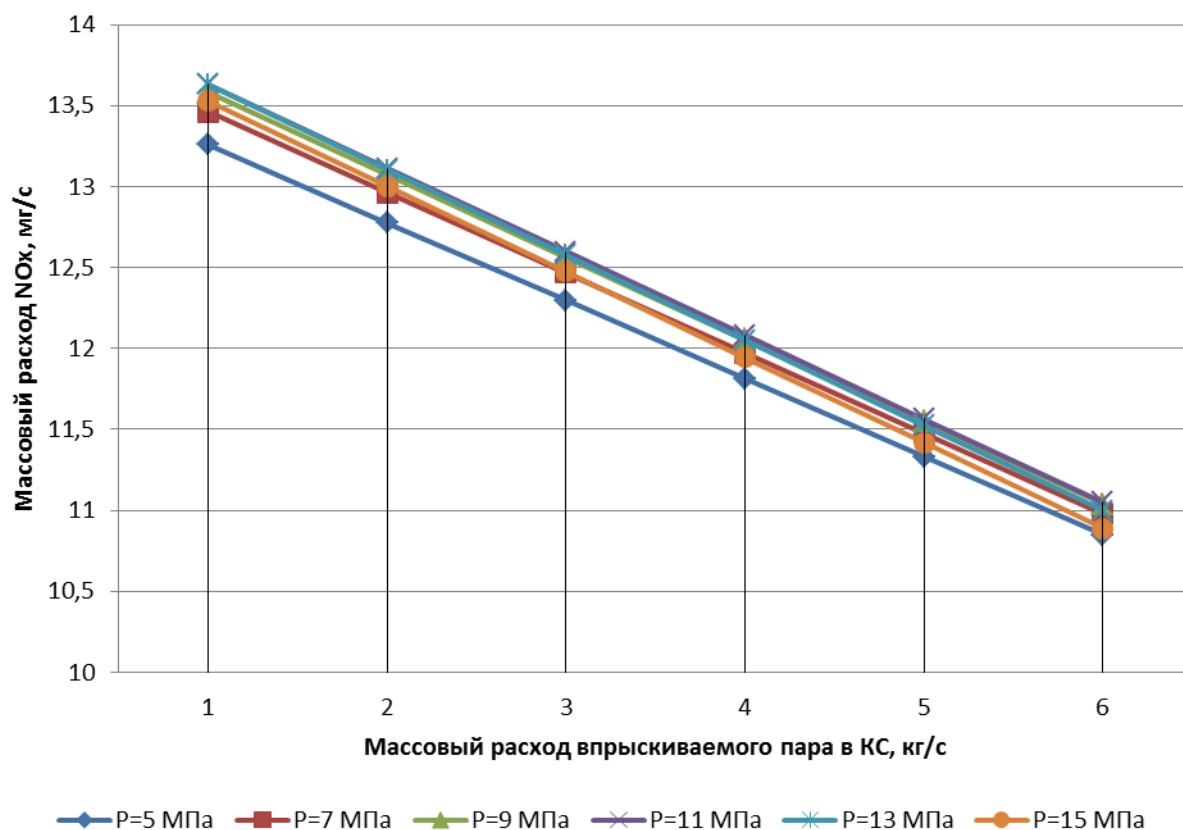


Рисунок 3.20 Зависимость выбросов (г/с)  $\text{NO}_x$  от массы впрыскиваемого пара в при различных давлениях в контуре КУ (при  $T_{\text{кв}}=1290^\circ\text{C}$ ).

### Заклучение

На графиках зависимости выбросов от коэффициента повышения давления в компрессоре отчетливо видно, что при повышении давления на выходе компрессора понижается уровень выбросов оксидов азота. Это связано с тем, что низкое давление за компрессором уменьшает удельный объем воздуха, что в свою очередь увеличивает удельный расход воздуха на кг топлива..Это характерно для режимов  $T_{\text{кв}}=990^\circ\text{C}$  и  $T_{\text{кв}}=1290^\circ\text{C}$ .

По графикам видно, что давление в контуре КУ влияет на массовый расход оксидов азота.

### 3.6 Сводная таблица по расчету ПГУ.

Таблица 3.33 Сводные данные по расчету ПГУ при температуре парогазовой смеси за КС 990 °С и 1290 °С .

Объем впрыскиваемого пара, кг/кг топлива	Энтальпия парогазовой смеси за КС, кДж/кг	Расход топлива, кг/с	Температура газов на выходе ГТУ, С	Теплоперепад в паровой турбине, кДж/кг	Производительность котла по пару, кг/с	КПД КУ, %	Мощность паровой турбины, МВт	Суммарная мощность ПГУ, МВт	КПД ПГУ, %	Массовый расход оксидов азота, г/с	Температура уходящих газов, °С
0	1420	7.18	502.64	1099.82	42.80	68.92	35	134	43.41	15.46	174
1	1444	7.26	505.32	1103.35	43.94	69.32	36	135	43.75	15.09	173
2	1470	7.35	507.99	1106.86	45.12	69.72	37	136	44.10	14.72	172
3	1496	7.44	510.645	1110.36	46.33	70.11	38	137	44.47	14.34	171
4	1523	7.54	513.287	1113.86	47.58	70.49	39	138	44.84	13.97	170
5	1547	7.49	507	1105	47	69	39	138	45	13.59	174
Т <sub>кс</sub> =1290 °С											
Объем впрыскиваемого пара, кг/кг топлива	Энтальпия парогазовой смеси за КС, кДж/кг	Расход топлива, кг/с	Температура газов на выходе ГТУ, С	Теплоперепад в паровой турбине, кДж/кг	Производительность котла по пару, кг/с	КПД КУ, %	Мощность паровой турбины, МВт	Суммарная мощность ПГУ, МВт	КПД ПГУ, %	Массовый расход оксидов азота, г/с	Температура уходящих газов, °С
0	1844	10.86	702	1384	70	87	72	171	55	13.04	109
1	1895	11.13	708	1393	72.77	87.52	76	175	56.5	12.57	107
2	1950	11.44	713	1402	75	87	79	178	57	12.11	105
3	2006	11.7	719	1411	78	88.26	82	181	58	11.64	103
4	2067	12.15	725	1420	81.3	88.6	86	185	60	11.17	102
5	2130	12.58	731	1429	84	88	90	189	61	10.69	109

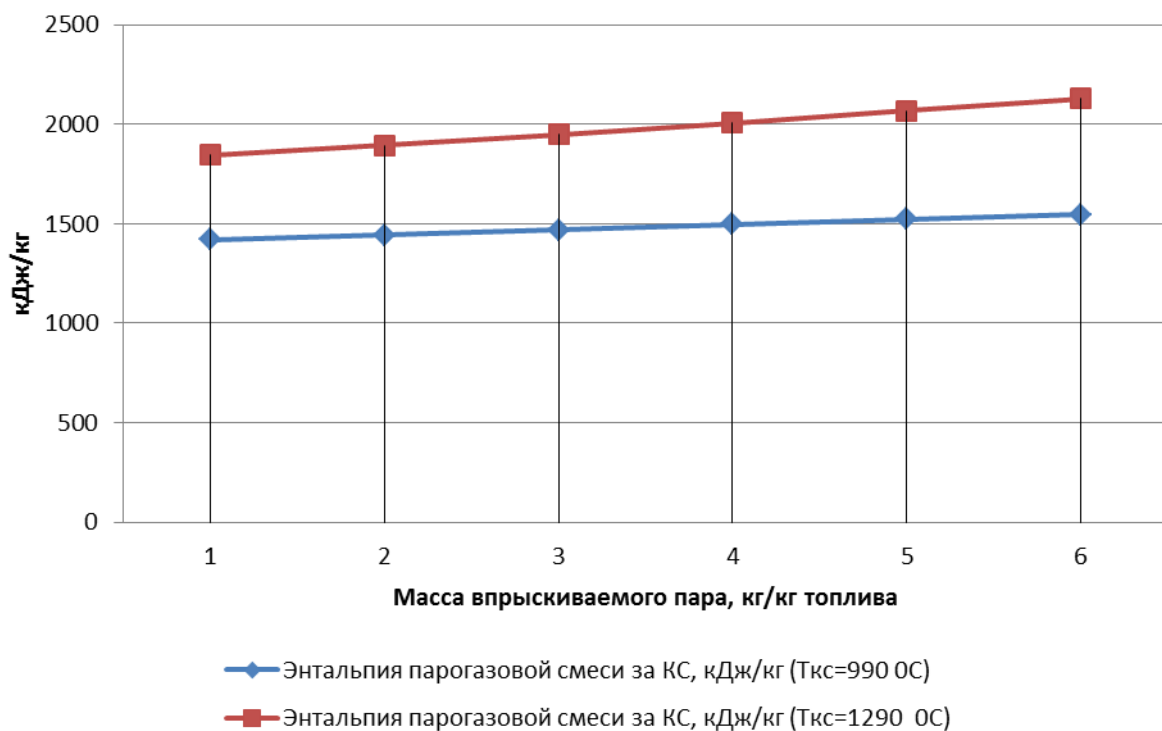


Таблица 3.21 Зависимость энтальпии парогазовой смеси от расхода впрыскиваемого пара в КС.

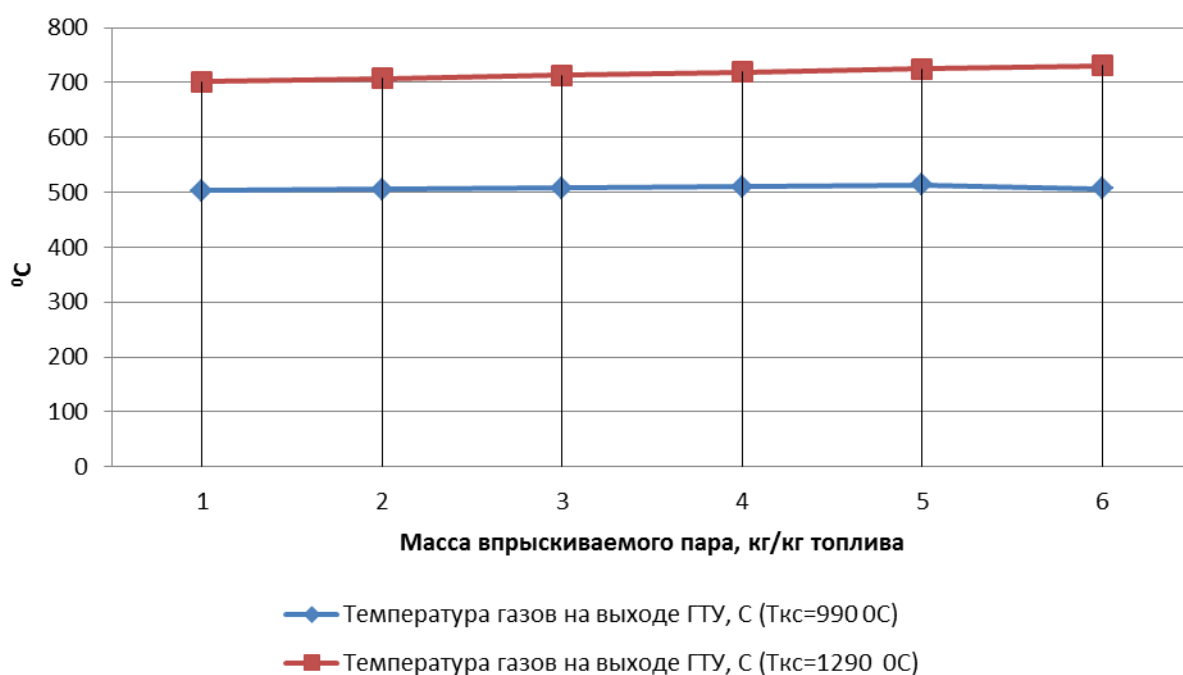


Таблица 3.22 Зависимость температуры газов на выходе ГТУ от расхода впрыскиваемого пара в КС.

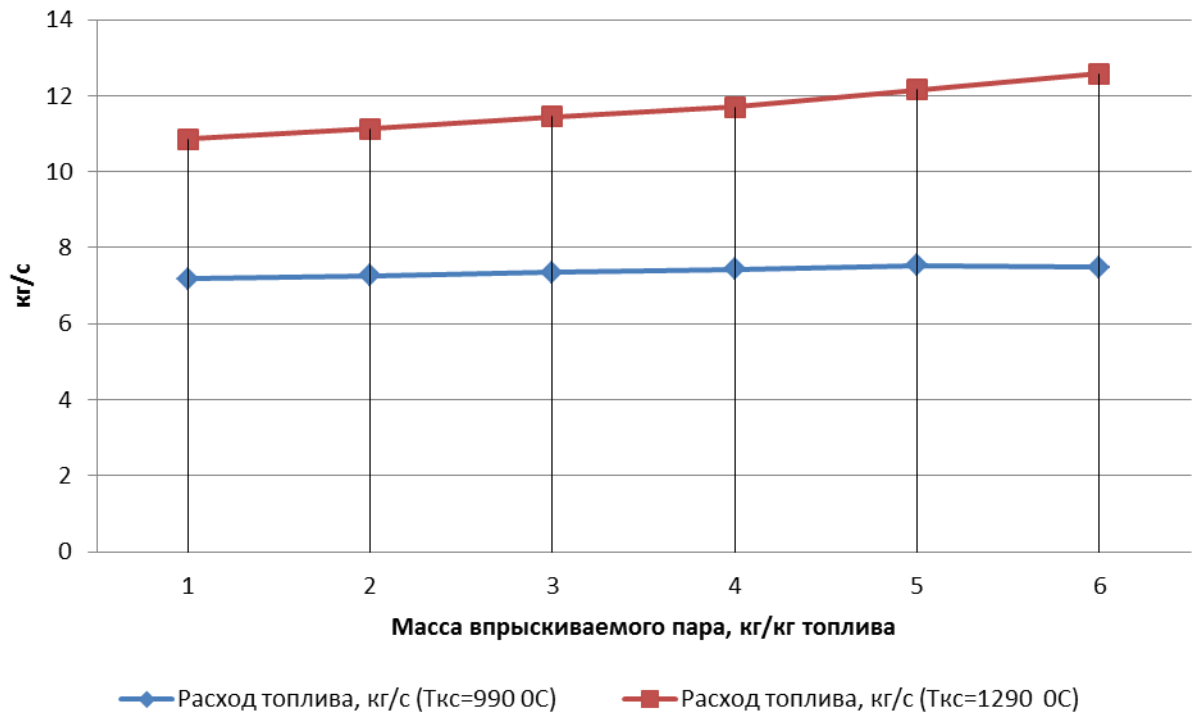


Таблица 3.23 Зависимость расхода топливного газа от расхода впрыскиваемого пара в КС.

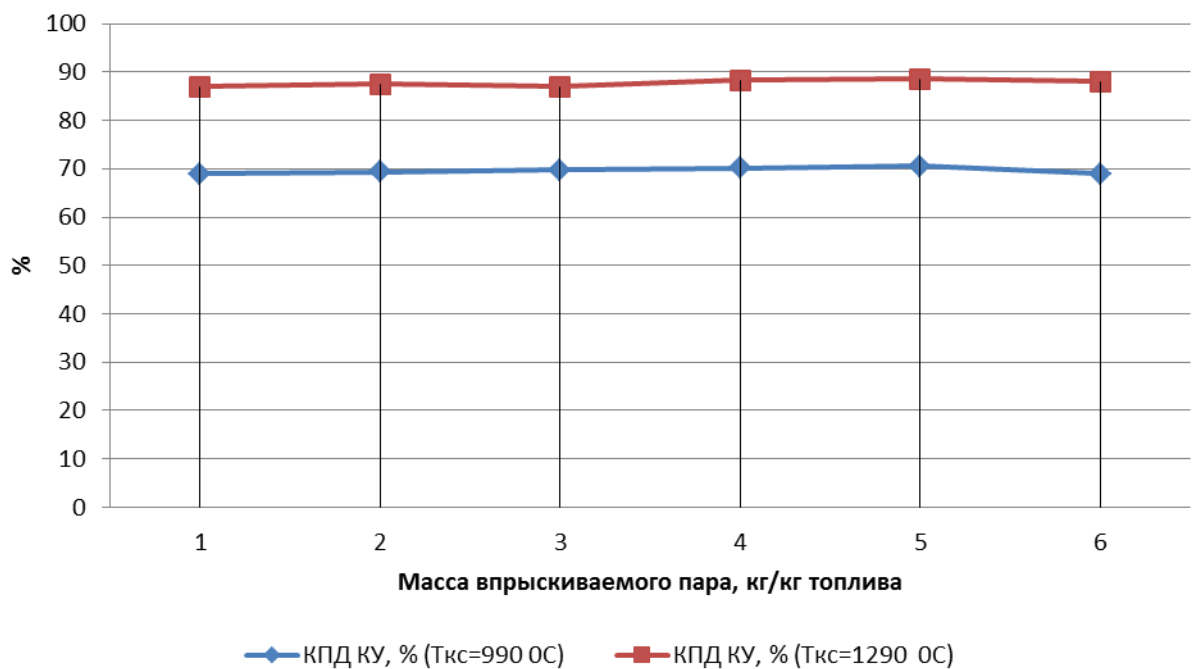


Таблица 3.24 Зависимость КПД КУ от расхода впрыскиваемого пара в КС.

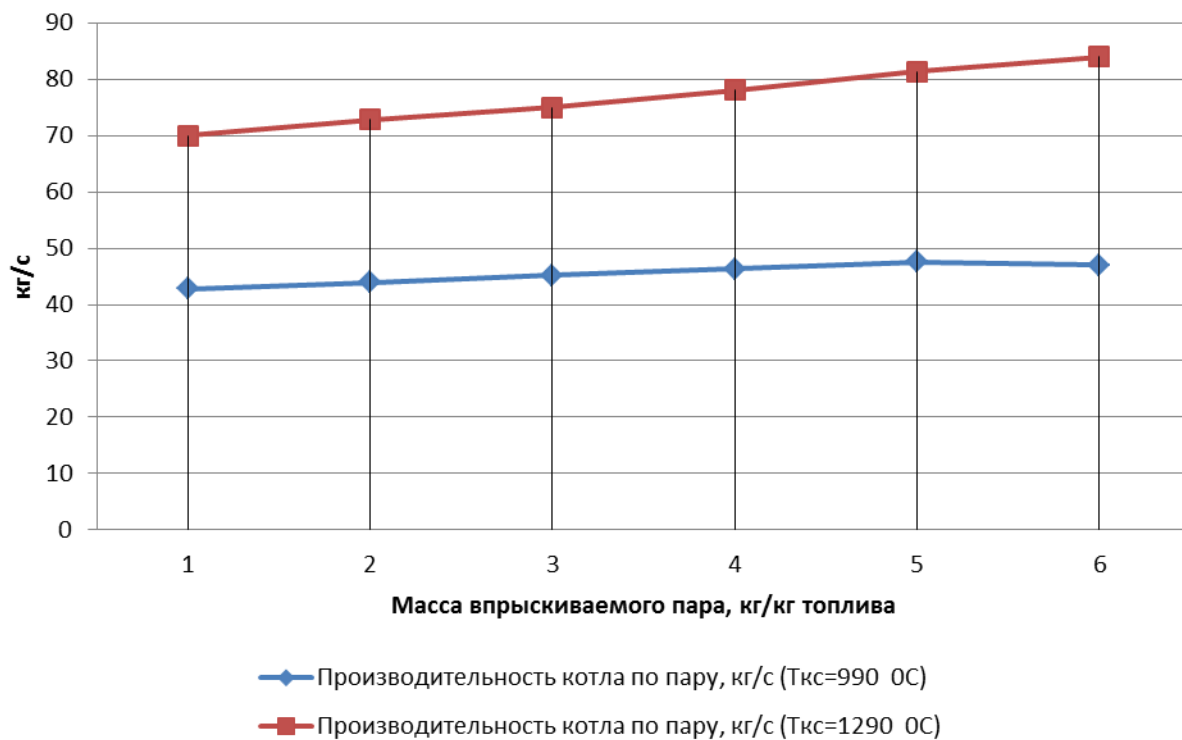


Таблица 3.25 Зависимость производительности котла по пару от расхода впрыскиваемого пара в КС.

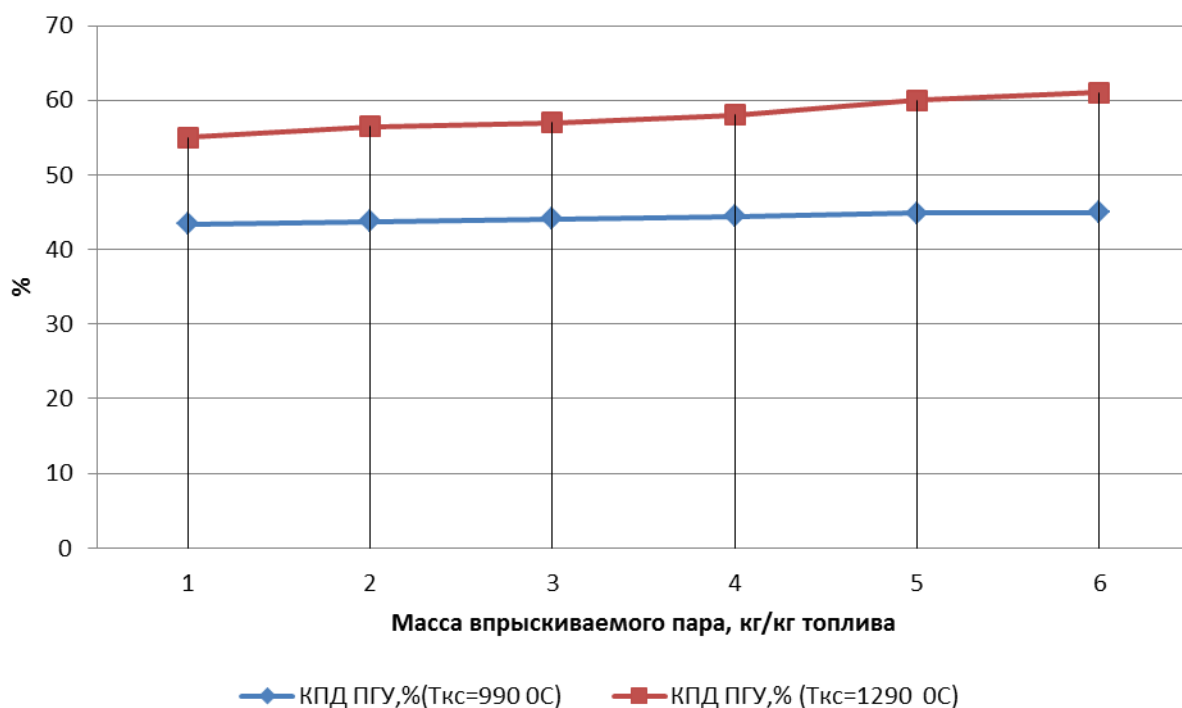


Таблица 3.26 Зависимость КПД ПГУ от расхода впрыскиваемого пара в КС.

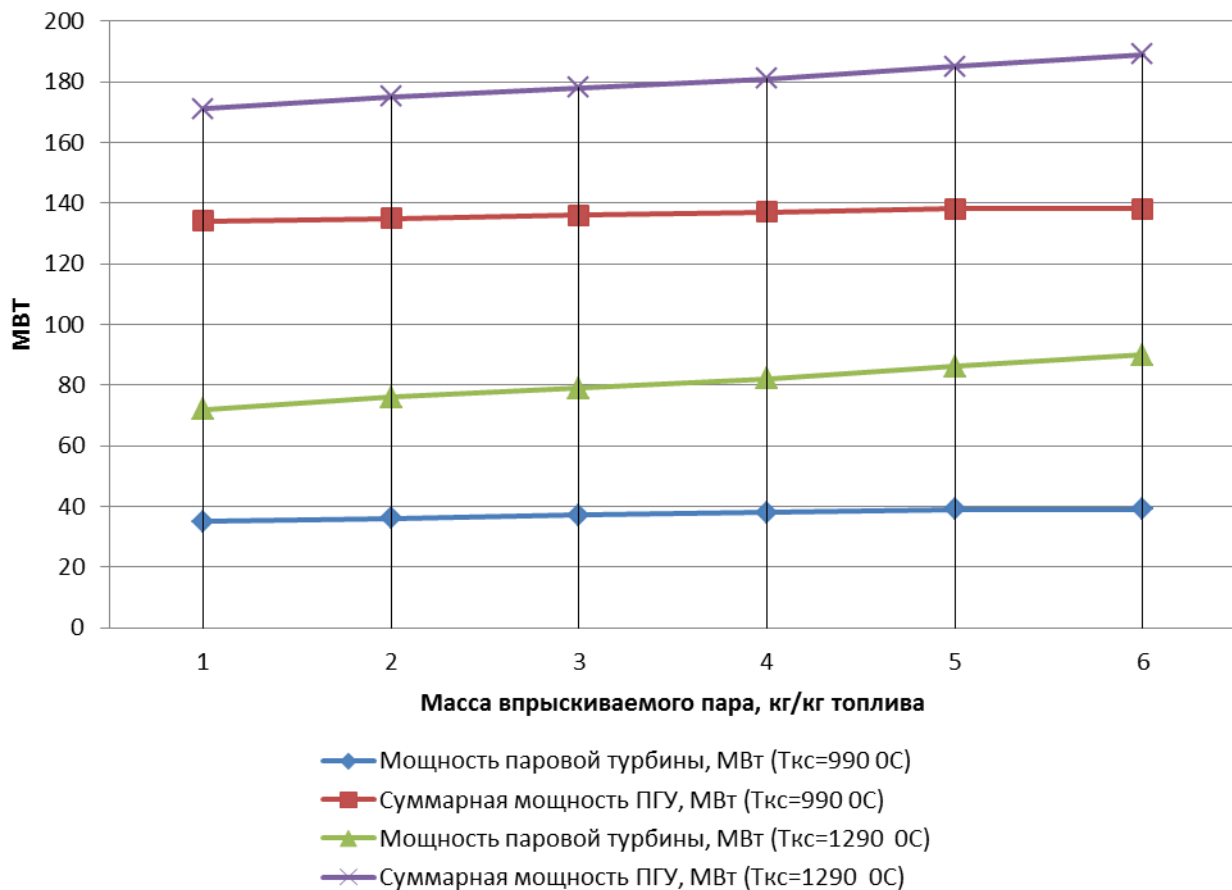


Таблица 3.27 Зависимость мощности ПТ и суммарной мощности ПГУ от расхода впрыскиваемого пара.

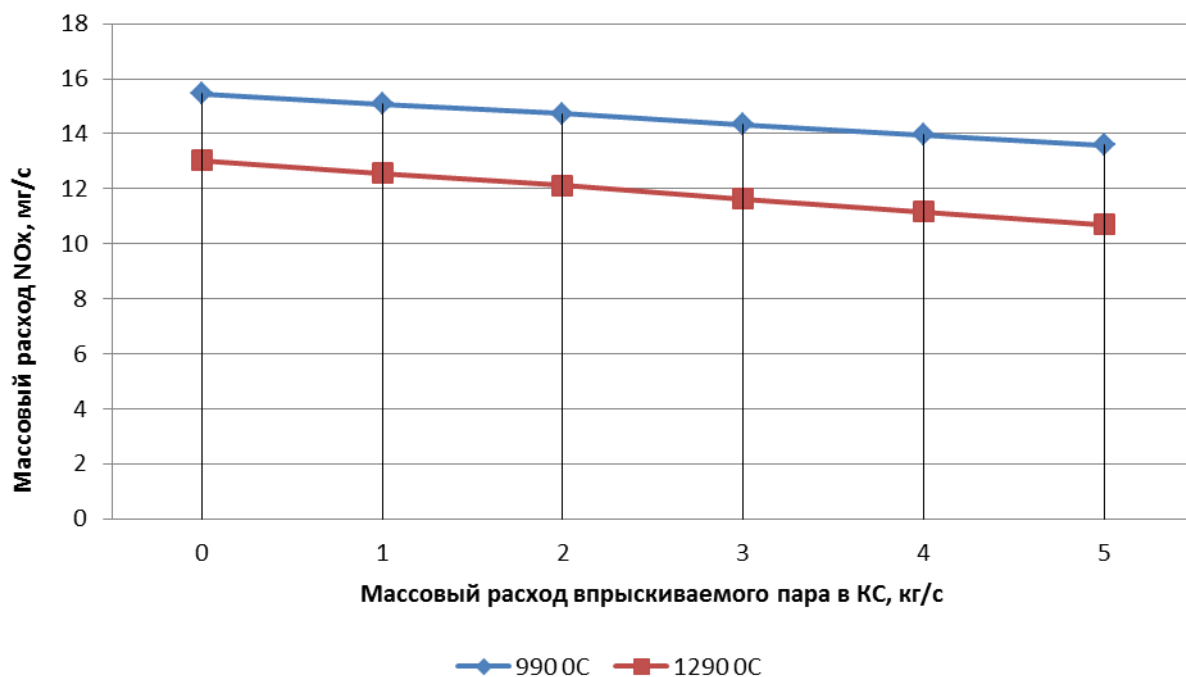


Таблица 3.28 Зависимость массового расхода оксидов азота от расхода впрыскиваемого пара в КС.



## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Согласно проведенным расчетам ПГУ с впрыском пара, можно сделать следующие заключения:

- При температуре парогазовой смеси за камерой сгорания равной  $990^{\circ}\text{C}$  увеличение расхода пара на 11% от расхода воздуха, привело к увеличению КПД на 3,66 % , повышению мощности ПГУ на 3%, повышению температуры уходящих газов за ГТУ на 1%, понижению температуры уходящих газов КУ на 2,3%, уменьшению массы выбросов оксидов азота на 2,34%. Также было замечено повышение производительности КУ на 0,14 % и повышение расхода топлива на 4%.

- При температуре парогазовой смеси за камерой сгорания равной  $1290^{\circ}\text{C}$  увеличение расхода пара на 11% от расхода воздуха, привело к увеличению КПД на 1,14 % , мощности ПГУ на 25%, повышению температуры уходящих газов за ГТУ на 4%, понижению температуры уходящих газов КУ на 6,4%, уменьшению массы выбросов оксидов азота на 3,7 %. Также было замечено повышение производительности КУ на 20% и повышение расхода топлива на 15%.

Исходя из исследования можно согласиться со следующими выводами, что методы регулирования мощности (коэффициент повышения давления, расход воздуха, впрыск пара) оказывают влияние не только на ее экономичность, но на параметры выходных газов. Это в свою очередь изменяет параметры и количество генерируемого пара, мощность ПТУ и всей ПГУ [3].

Полагаясь на результаты исследования, можно сказать что впрыск водяного пара в КС ГТУ имеет свои недостатки. Повышение расхода топлива говорят не в пользу данной технологии.

Необходимо отметить положительную сторону впрыска водяного пара – это увеличение КПД, мощности и производительности ПГУ,

уменьшение выбросов оксидов азота, что может в отдельных случаях являться желательным вариантом. Следует также отметить, рост характеристик с увеличением температуры газов, которое позволяет значительно повысить мощность ПГУ и производительность КУ.

Также, отмечается сходство с данными в литературе [3], в которой приводятся экспериментальные данные, в них отмечается что повышение расхода пара в КС повышает полезную мощность установки при, впрыске 0,5-2% воды (по отношению к объему воздуха), на 7,5-14% при увеличении электрического КПД приблизительно на 3,5%. Наши расчеты показывают приблизительно ту же картину. Также это согласуется с данными в литературе [1], где в турбине LMS 100 КПД без впрыска составляет 46%, а с впрыском (значение впрыска не приводится) 50%, и мощность повышается на 12 МВт, что равно 12%.

Исследования влияния повышения давления в контуре КУ привели к следующим результатам. Повышение давления в контуре КУ влечет повышение паропроизводительности и энтальпии пара поступающего в паровую турбину. При этом повышается температура уходящих газов, что связано с ограничениями в расходе газов после ГТУ. Наибольший прирост температуры относится к схеме без впрыска пара и температуре за КС 1290 °С.

С повышением давления в КУ на 2 МПа, в режиме 990 °С, при максимальном расходе пара в КС (5 кг/ кг топлива) КПД увеличивается в среднем на 4,2%, мощность на 2,2% и температура уходящих газов понижается на 11,7%.

С повышением давления в КУ на 2 МПа, в режиме 1290 °С, при максимальном расходе пара в КС (5 кг/ кг топлива) КПД увеличивается в среднем на 5%, мощность на 4%, и температура уходящих газов понижается на 4,5%.

Исследования влияния коэффициента повышения давления привели к следующим результатам. При повышении коэффициента повышения

давления на 2, КПД ПГУ падает на 7%, мощность на 7%, повышает температуру уходящих газов 7,6%.

Максимальный КПД и мощность ПГУ наблюдается в режиме с впрыском пара и температурой газов за КС 1290 °С.

Минимальное значение КПД и мощности ПГУ наблюдается в режиме без впрыска и температуре газов за КС 990 °С.

Самый высокий уровень температур наблюдается в режиме температуре газов за КС 990 °С. Минимальный уровень температур уходящих газов наблюдается в режиме с впрыском пара и температуру газов за КС 1290 °С.

Исходя из вышесказанного можно также добавить что влияния изменения параметров составного оборудования очень сильно влияет на остальные энергоустановки. Также можно согласиться с авторами [3] что во всех тепловых схемах основными элементом служат энергетические ГТУ, от режима работы которых зависят характеристики ПГУ. Остальные элементы являются пассивными. Существуют весьма сложные технологические связи которые необходимо анализировать не только в отдельных статических режимах работы, но и в динамике. На базе математического и программного обеспечения создают всережимные логико-динамические математические модели ПГУ с КУ[3]. К такой модели можно и отнести работу автора.

Необходимо отметить, то что возможно расчеты парогазовой смеси и процесс горения описан недостаточно детально, так как не позволяет учитывать все факторы процесса горения, что и могло привести к повышению расхода оксидов азота.

Исходя из результатов работы необходимо дополнить теоретическую часть изучением следующих проблем:

- Влияние водяного пара на структуру металла в выхлопных газах ГТУ;
- Пересмотреть и провести анализ сложного процесса горения топлива при впрыске водяного пара;

- Изучить системы подачи как топлива так и пара, что может колоссально повлиять на результаты дальнейших исследований;
- Влияние водяного пара на срок службы рабочих лопаток газовой турбины;
- Дополнить исследования проработкой алгоритма расчета впрыска пара в разных зонах горения;
- Определение предельного объема (расхода) впрыскиваемого пара в систему ГТУ.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Орлов Константин Александрович. Исследование схем парогазовых установок на основе разработанных прикладных программ по свойствам рабочих тел. Диссертация на соискание ученой степени кандидата наук. М.:МЭИ, 2004- 323 с.
2. Набор программ для расчета теплофизических свойств воды и водяного пара («WaterSteamPro»). А.с. 2000610803 РФ / А.А. Александров, А.В. Очков, В.Ф.Очков, К.А. Орлов.
3. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: Учебное пособие для вузов./ Под. ред. С.В. Цанева, М.:МЭИ, 2002 – 584 с.
4. РД 34.02.305-98. Методика определения валовых выбросов загрязняющих веществ в атмосферу от котельных установок ТЭС. М.:ВТИ, 1998.
5. Манушин Э.А. Газовые турбины: Проблемы и перспективы. М.: Энергоатомиздат, 1986, - 168 с.
6. А.А. Александров. Термодинамические основы циклов теплоэнергетических установок. М.:МЭИ, 2006-160 с.
7. Манушин Э.А. Комбинированные энергетические установки с паровыми и газовыми турбинами. М.: ВИНТИ, 1990 – 168 с.
8. Скворцов Александр Всеволодович. Повышение параметров газотурбинных установок путем впрыска воды в проточную часть и оптимизации рабочего процесса. Диссертация на соискание ученой степени кандидата наук. ИЦ ОАО «ГТ-ТЭЦ Энерго». Санкт-Петербург, 2010-173 с.
9. Трухний А.Д., Петрунин С.В. Расчет тепловых схем парогазовых установок утилизационного типа. М.:МЭИ, 2003-23 с.
10. Стырикович М.А., Фаворский О.Н., Батенин В.М. и др. Парогазовая установка с впрыском пара: возможности и оптимизация параметров цикла // Теплоэнергетика. 1995. - №10.-С.52-57 с.

11. Степанов И.Р. Парогазовые установки. Основы теории, применение и перспективы. - Апатиты: изд-во Кольского научного центра РАН, 2000. - 169 с.
12. Kyoung Hoon Kim and Gimhan Kim. Thermodynamic Performance Assessment of Steam-Injection Gas-Turbines systems. World Academy of Science. Korea
13. Гиршфельд В.Я. и др. Тепловые электрические станции. М.: Энергия, 1973.
14. Морозенко М.И. Исследование эффективности ГТУ с впрыском пара и водогрейным котлом. Диссертация на соискание ученой степени кандидата наук. М.: МГТУ им. Баумана, 2002-157 с.
15. Ривкин СЛ. Термодинамические свойства газов. Справочник. 4-е изд., перераб. М.: Энергоатомиздат, 1987.—288с.
16. Расчет показателей тепловых схем и элементов парогазовых и газотурбинных установок электростанций. Учебное пособие / С В . Цанев, В.Д. Буров, С.Н. Дорофеев и др.; Под ред. В.В. Чижова. М.: Изд-во МЭИ, 2000. - 72 с.
17. Батенин В.М., Зейгарник Ю.А., Копелев С.З. и др. Парогазовая установка с вводом пара в газовую турбину - перспективное направление развитых энергетических установок // Теплоэнергетика. - 1993. - №10. - С. 46 - 52.
18. Романов В.И., Кривуца В.А. Комбинированная газопаровая установка мощностью 16...25 МВт с утилизацией тепла уходящих газов и регенерацией воды из парогазового потока // Теплоэнергетика. - 1996. - №4. - С. 27 - 30.
19. Стырикович М.А., Фаворский О.Н., Батенин В.М. и др. Парогазовая установка с впрыском пара: возможности и оптимизация параметров цикла // Теплоэнергетика. - 1995. - №10. — С 52 — 57.

20. Новиков А.С, Мешков А.С, Миронов Ю.Р. и др. Разработки АО «Рыбинские моторы» для стационарной энергетики // Теплоэнергетика. - 1999. - № 4, -С 20-27.

21. Фаворский О.Н., Батенин В.М. и др. Комплексная парогазовая установка с впрыском пара и теплонасосной установки (ПГУ МЭС-60) для АО «Мосэнерго» // Теплоэнергетика. - 2001. - №9. - С. 50 - 58.

22. Беляев В.Е., Косой А.С, Листопадов Д.В., Маркелов А.П., Синкевич М.В. Влияние расхода охлаждающего пара на характеристики парогазовых установок с впрыском пара // Теплоэнергетика. - 2002. -№ 9.- С . 47 - 51.

23. Епифанов В.М., Зейгарник Ю.А., Копелев С.З. и др. Газопаровая установка с вводом пара в газодинамический тракт: основные научные и технические проблемы // Теплоэнергетика. - 1993. — №10. - С. 53 — 5.

24. Теплоэнергетика и теплотехника: Общие вопросы: Справочник / Под общ. ред. чл.-корр. РАН А.В. Клименко и проф. В.М. Зорина. - 3-е изд., перераб. - М.: Изд-во МЭИ, 1999. - 528 с.

25. Александров А.А., Орлов К.А., Очков В.Ф. Исследование схем парогазовых установок с впрыском водяного пара в газовый тракт // Новое в российской электроэнергетике. - 2004. - № 4.

26. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент:Справочник / Под общ. ред. чл.-корр. РАН А.В. Клименко и проф. В.М.Зорина. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.; Изд-во МЭИ, 2001. - 564 с. (Теплоэнергетика и теплотехника; Кн. 2).

27. Мухачев Г.А. Термодинамика парогазовых смесей: Учебное пособие/ -Казань: Изд-во КГТУ, 1995. - 67 с.

28. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник / Под общ. ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. - 2-е изд., перераб. - М.: Энергоатомиздат, 1989.-608 с.

29. ГОСТ 29328-92 Установки газотурбинные для привода турбогенераторов общие технические условия. Государственный стандарт союза сср. М.:1989.

**ПРИЛОЖЕНИЕ А. Анализ зависимости параметров ПГУ от впрыска пара и изменения показателей составного оборудования ПГУ.**

**1. Анализ зависимости КПД ПГУ от степени повышения давления в компрессоре при различных изоэнтропных КПД компрессора.**

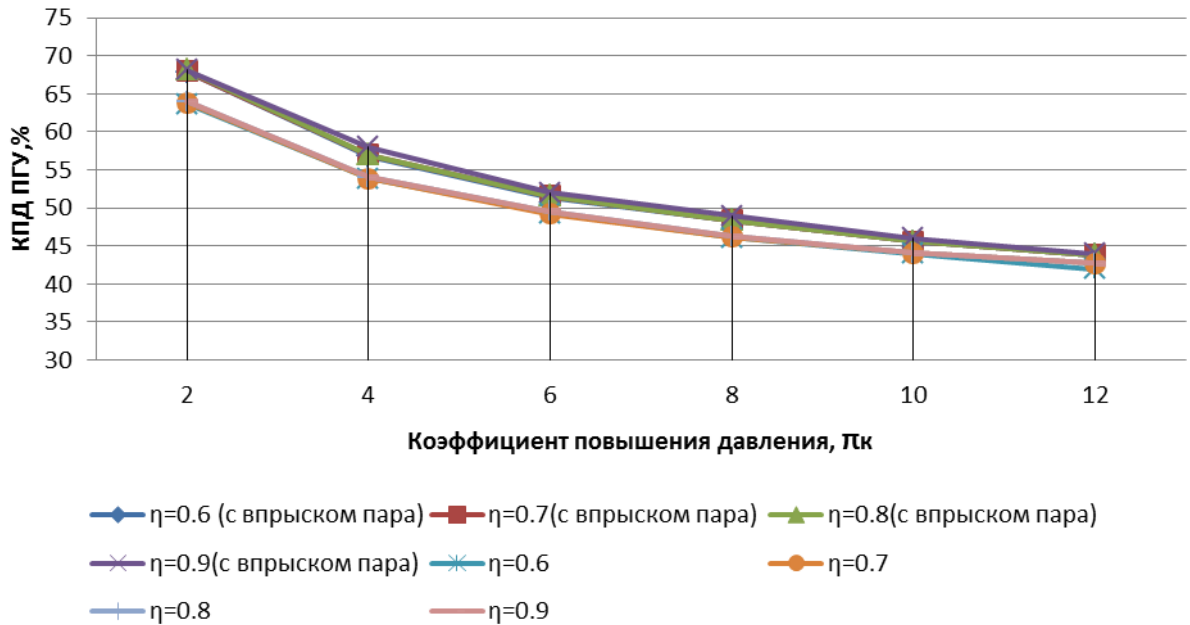


Рисунок 1.1. Сводная таблица зависимость КПД ПГУ от степени повышения давления в компрессоре при различных внутренних относительных КПД ГТУ (при  $T_{кc}=990$ ).

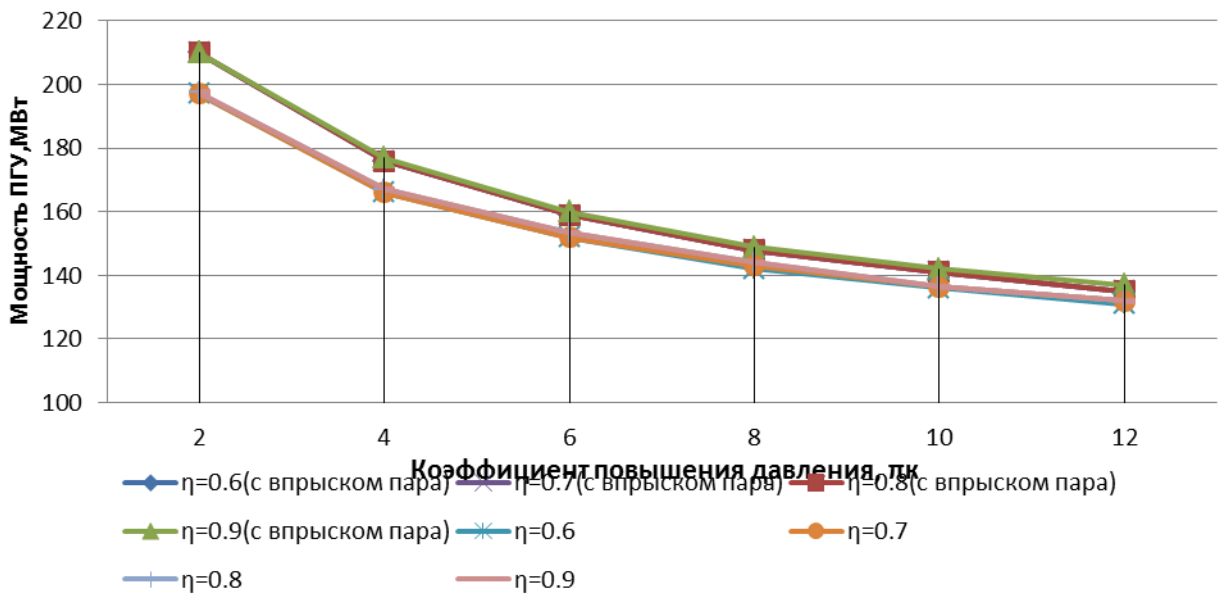


Рисунок 1.2. Сводная таблица зависимость мощности ПГУ от степени повышения давления в компрессоре при различных внутренних относительных КПД ГТУ (при  $T_{кc}=990$ ).



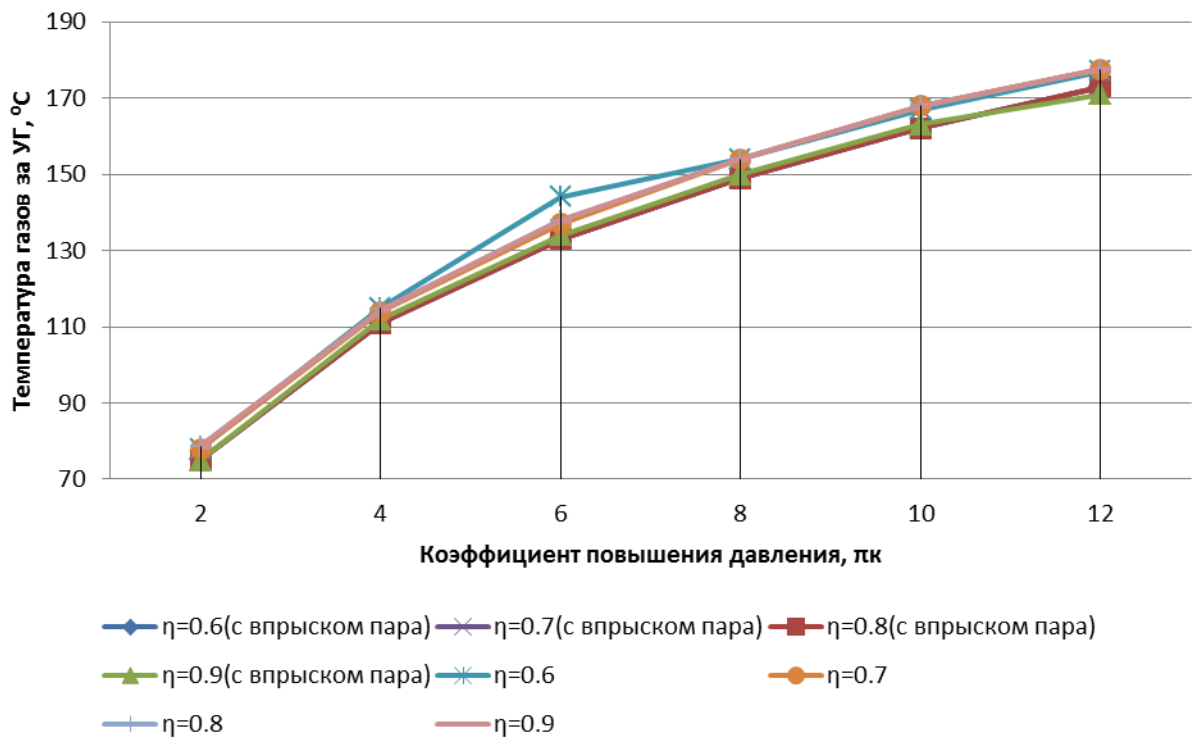


Рисунок 1.3. Сводная таблица зависимость температуры УГ от степени повышения давления в компрессоре при различных внутренних относительных КПД ГТУ (при  $T_{кc}=990$ ).

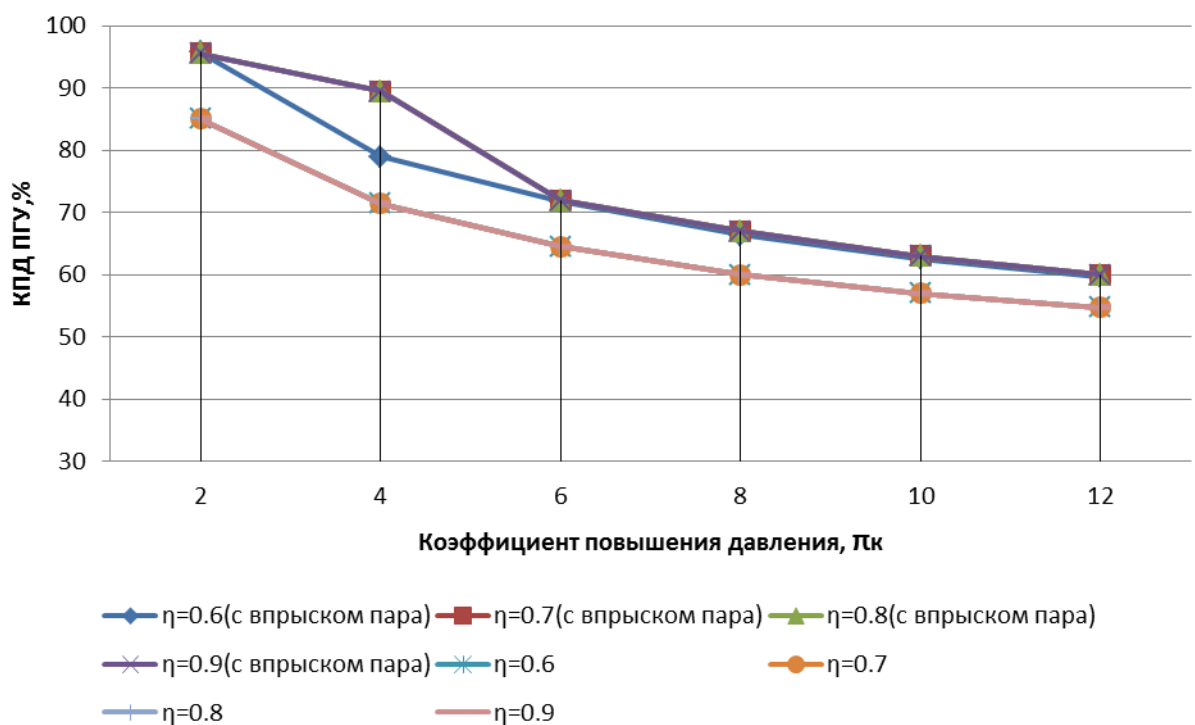


Рисунок 1.4. Сводная таблица зависимость КПД ПГУ от степени повышения давления в компрессоре при различных внутренних относительных КПД ГТУ (при  $T_{кc}=1290$ ).

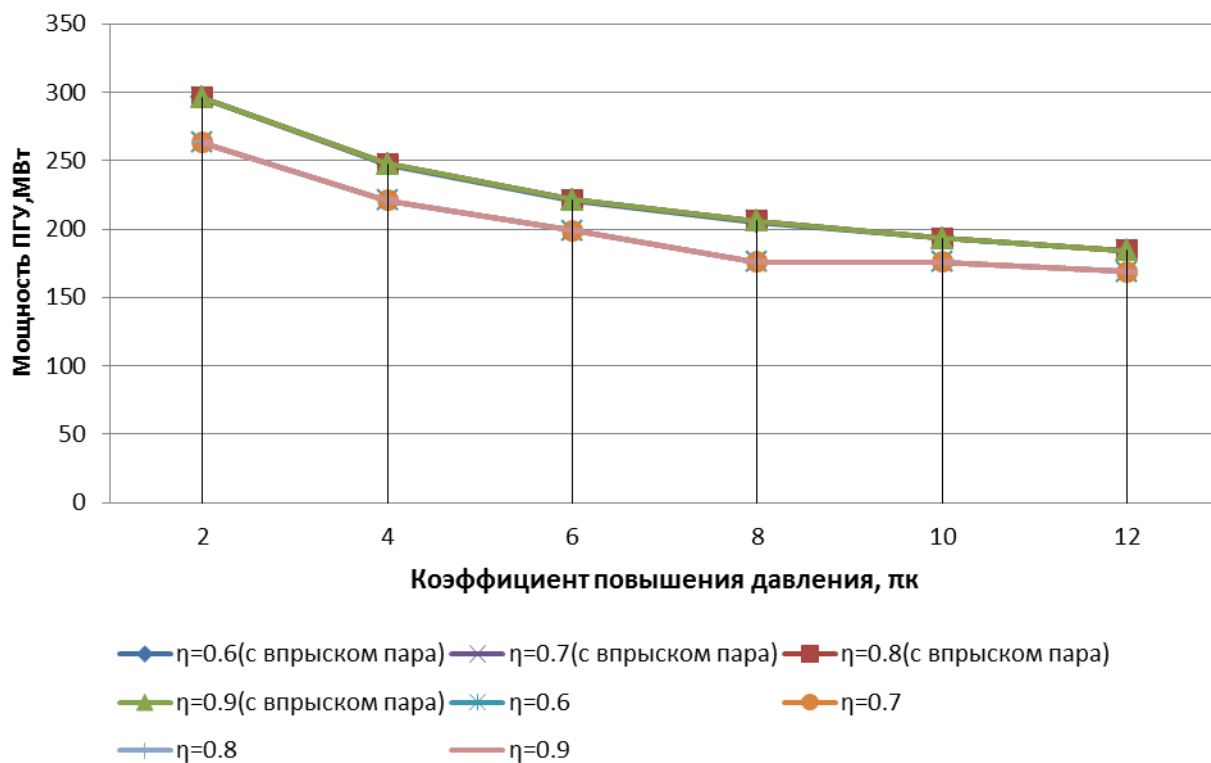


Рисунок 1.5. Сводная таблица зависимость мощности ПГУ от степени повышения давления в компрессоре при различных внутренних относительных КПД ГТУ (при  $T_{кк}=1290$ ).

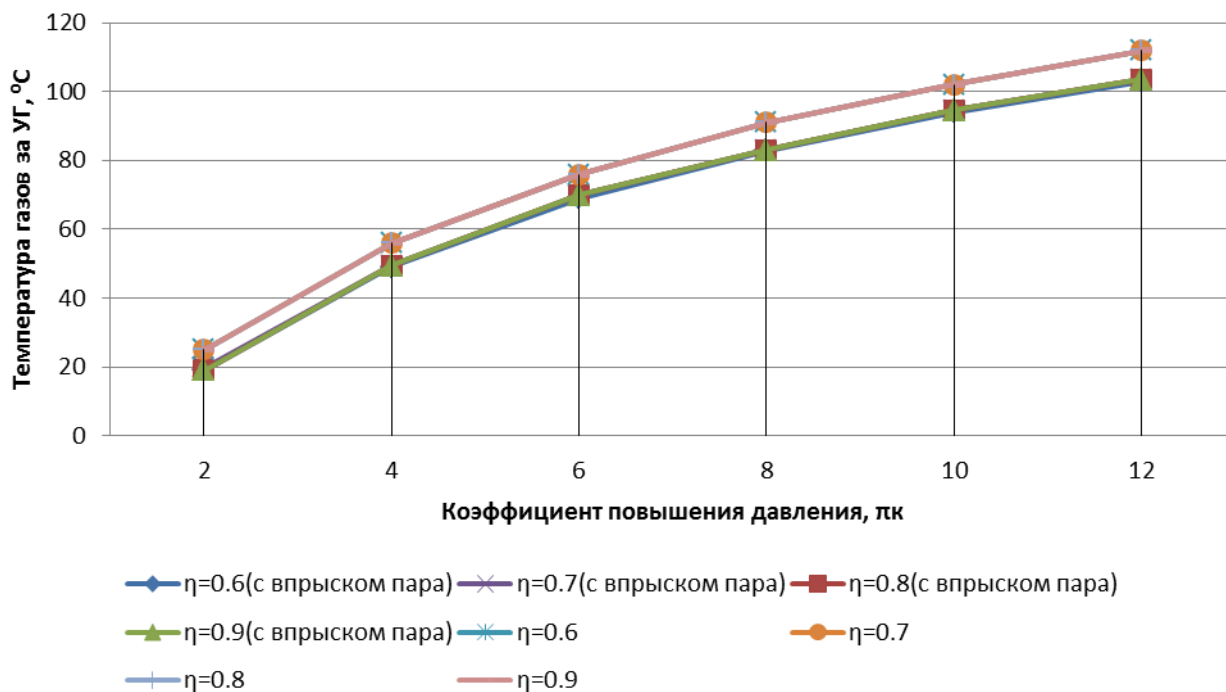


Рисунок 1.6. Сводная таблица зависимость температуры УГ от степени повышения давления в компрессоре при различных внутренних относительных КПД ГТУ (при  $T_{кк}=1290$ ).

## 2. Зависимость КПД ПГУ от степени повышения давления в компрессоре при различных внутренних относительных КПД ГТУ.

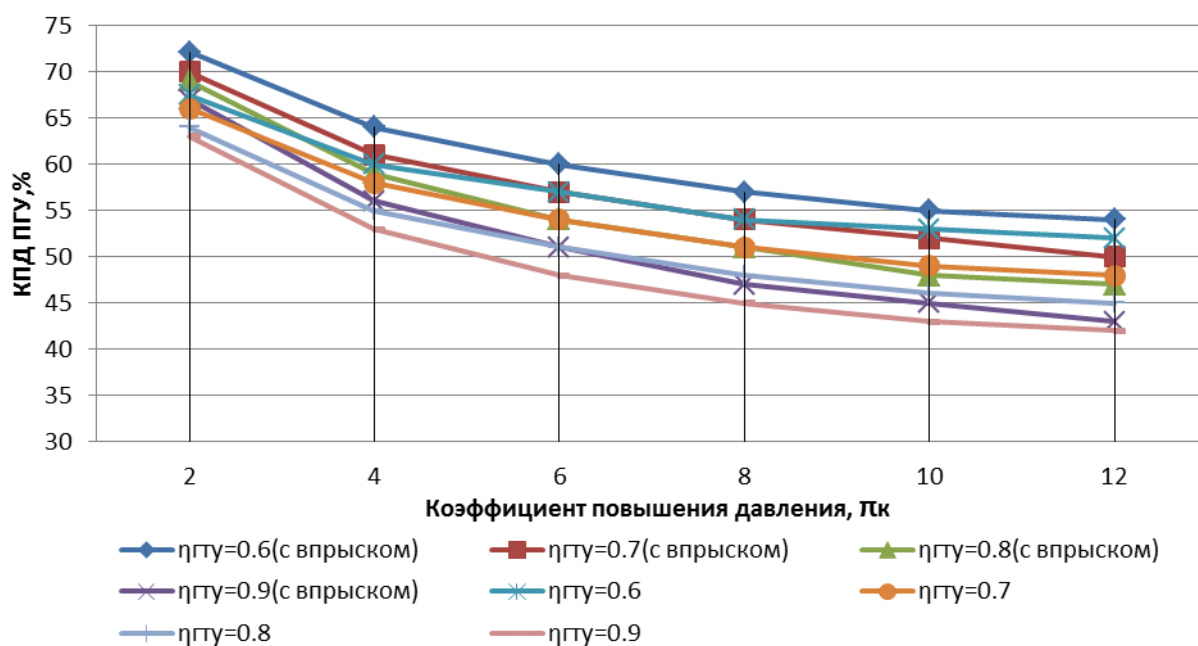


Рисунок 2.1 Сводный график зависимости КПД ПГУ от степени повышения давления в компрессоре при различных внутренних относительных КПД ГТУ (при  $T_{kc}=990$ ).

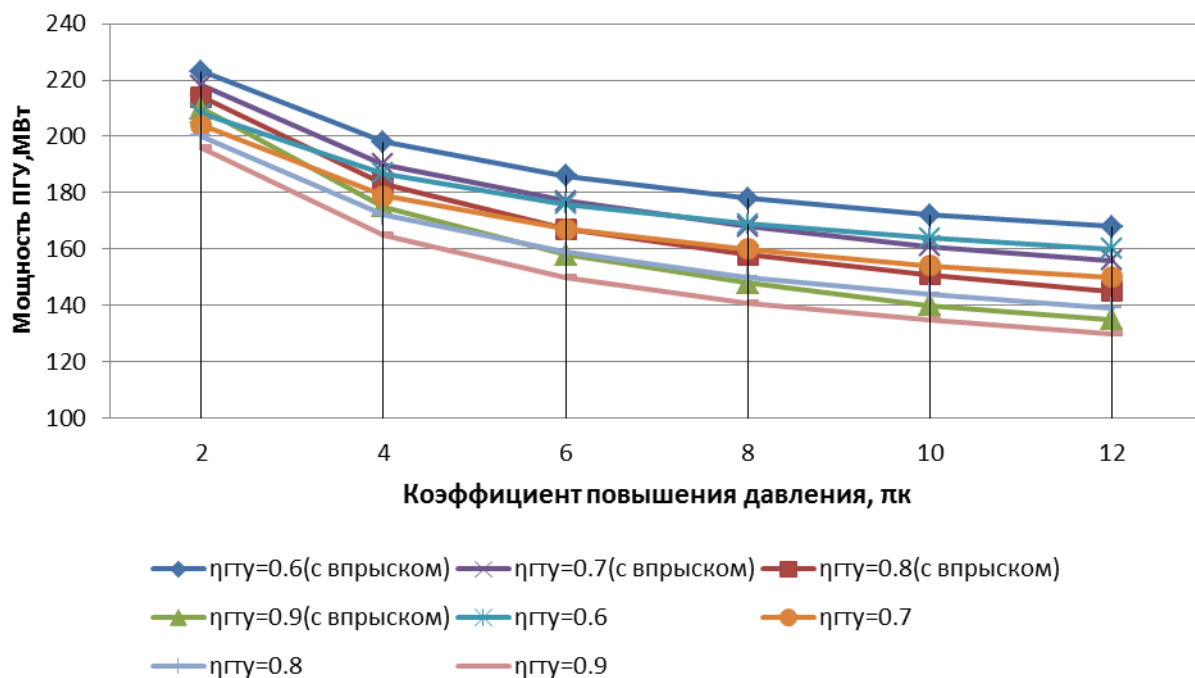


Рисунок 2.2 Сводный график зависимости мощности ПГУ от степени повышения давления в компрессоре при различных внутренних относительных КПД ГТУ (при  $T_{kc}=990$ ).

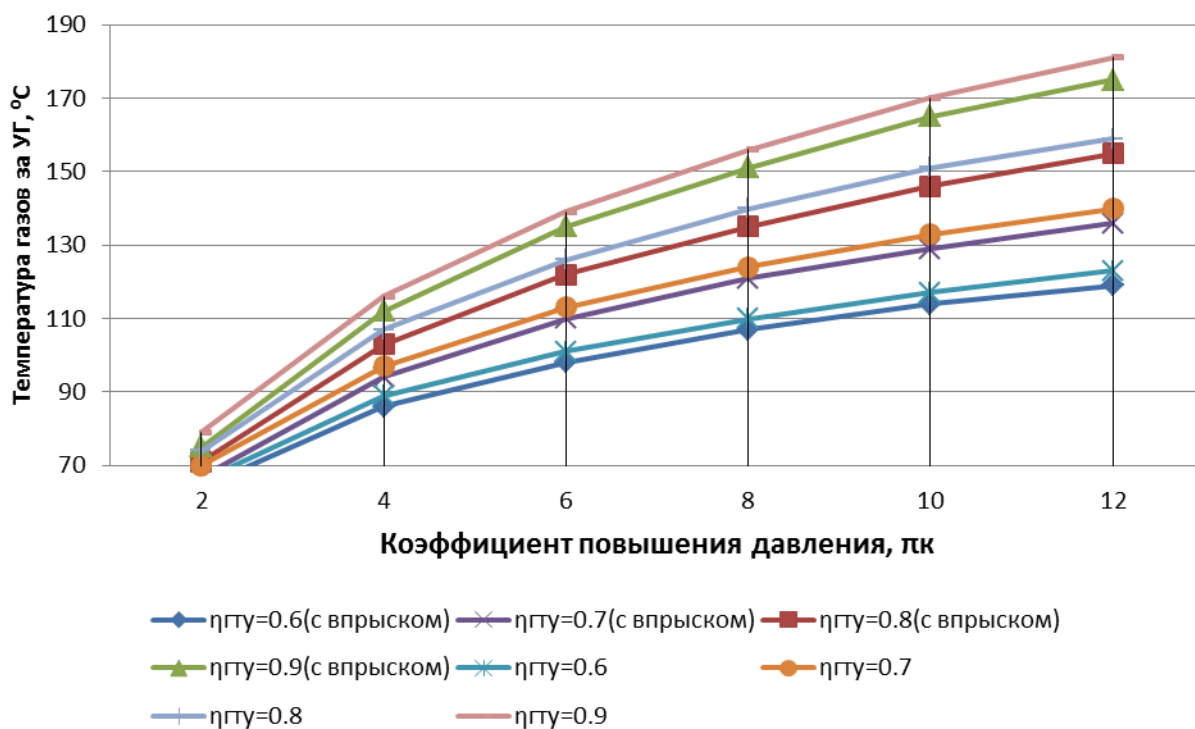


Рисунок 2.3 Сводный график зависимости температуры УГ от степени повышения давления в компрессоре при различных внутренних относительных КПД ГТУ (при  $T_{кc}=990$ ).

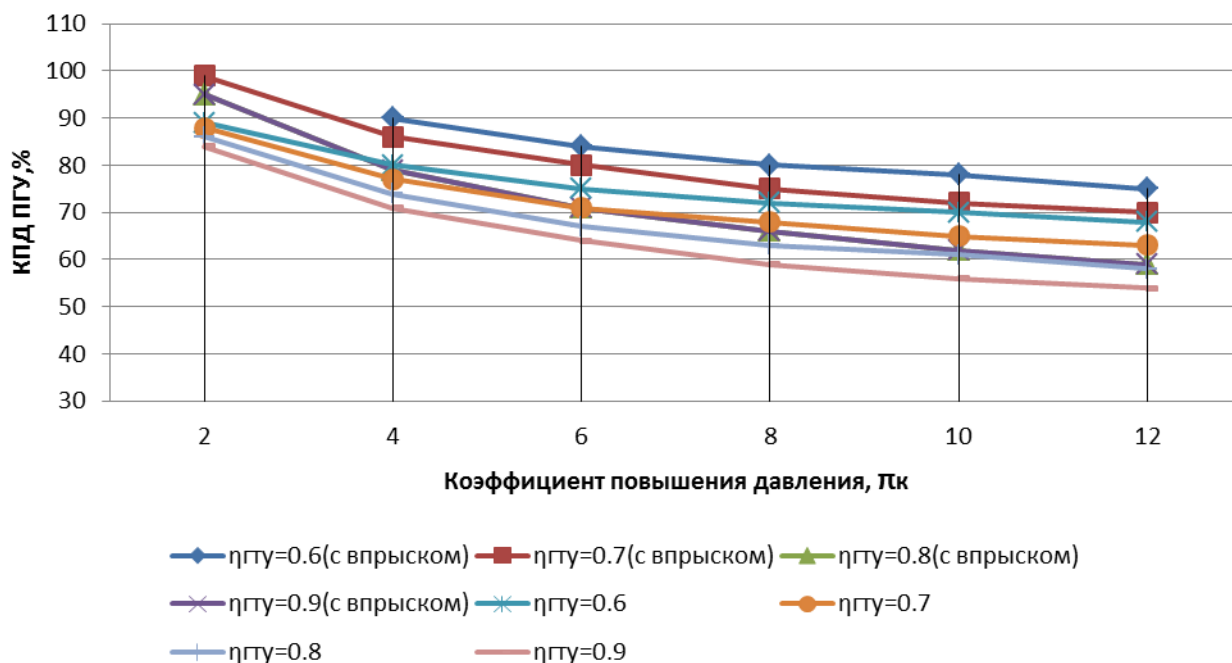


Рисунок 2.4 Сводный график зависимости КПД ПГУ от степени повышения давления в компрессоре при различных внутренних относительных КПД ГТУ (при  $T_{кc}=1290$ ).

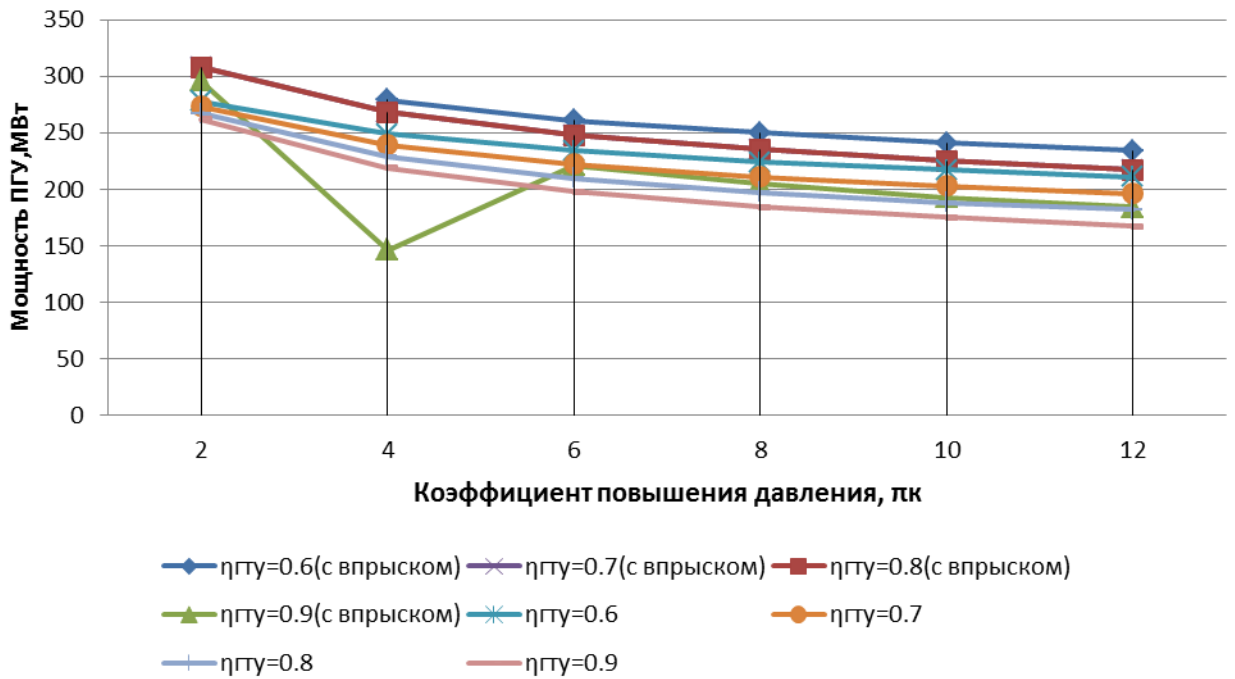


Рисунок 2.5 Сводный график зависимости мощности ПГУ от степени повышения давления в компрессоре при различных внутренних относительных КПД ГТУ (при  $T_{кк}=1290$ ).

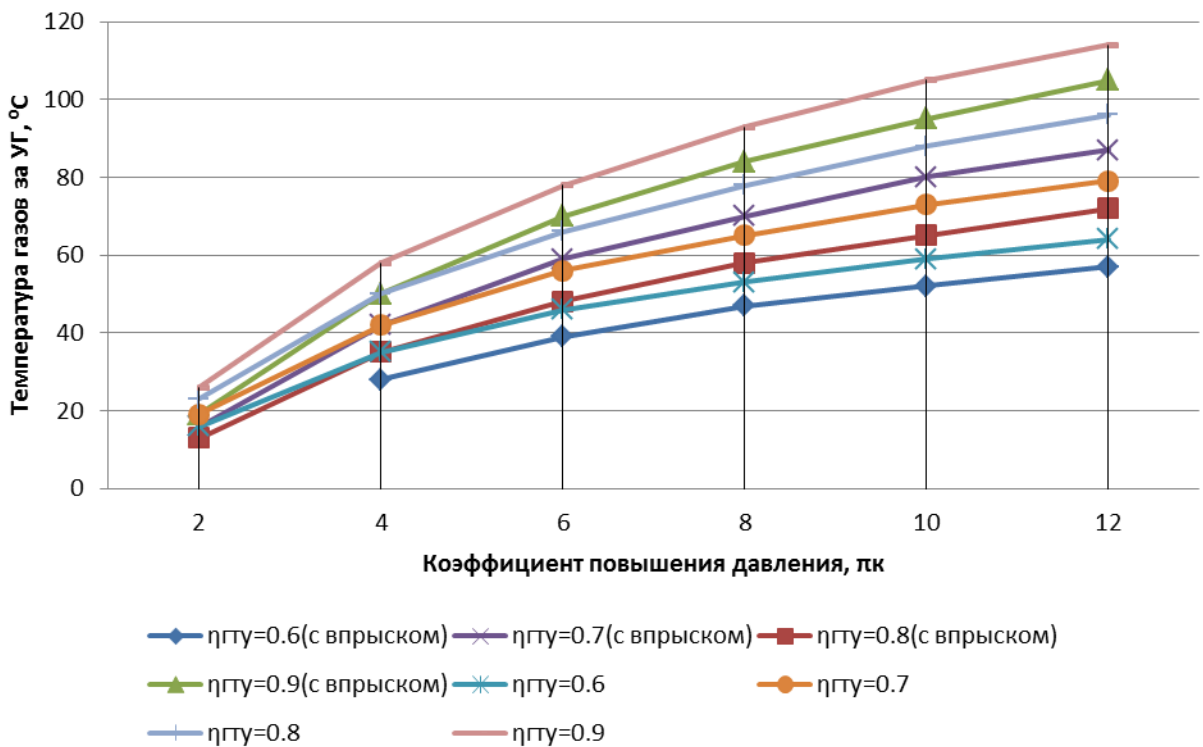


Рисунок 2.6 Сводный график зависимости температуры УГ от степени повышения давления в компрессоре при различных внутренних относительных КПД ГТУ (при  $T_{кк}=1290$ ).

### 3. Зависимость характеристик ПГУ от степени повышения давления в компрессоре при различных внутренних относительных КПД ПГУ.

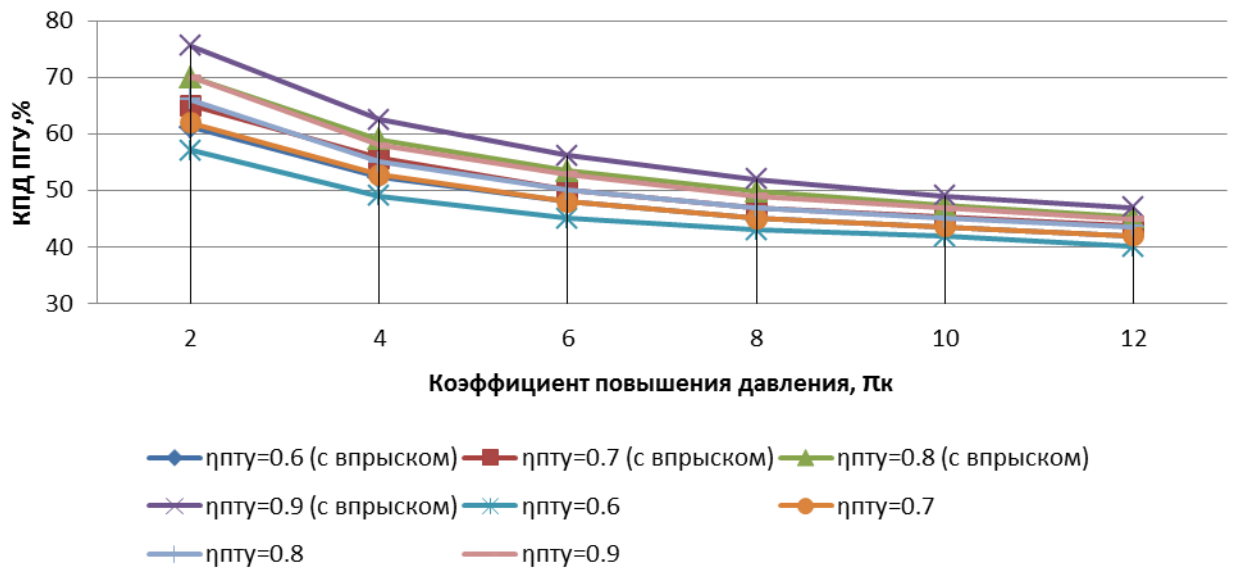


Рисунок 31. Зависимость КПД ПГУ от степени повышения давления в компрессоре при различных внутренних относительных КПД ПГУ (при  $T_{кc}=990\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

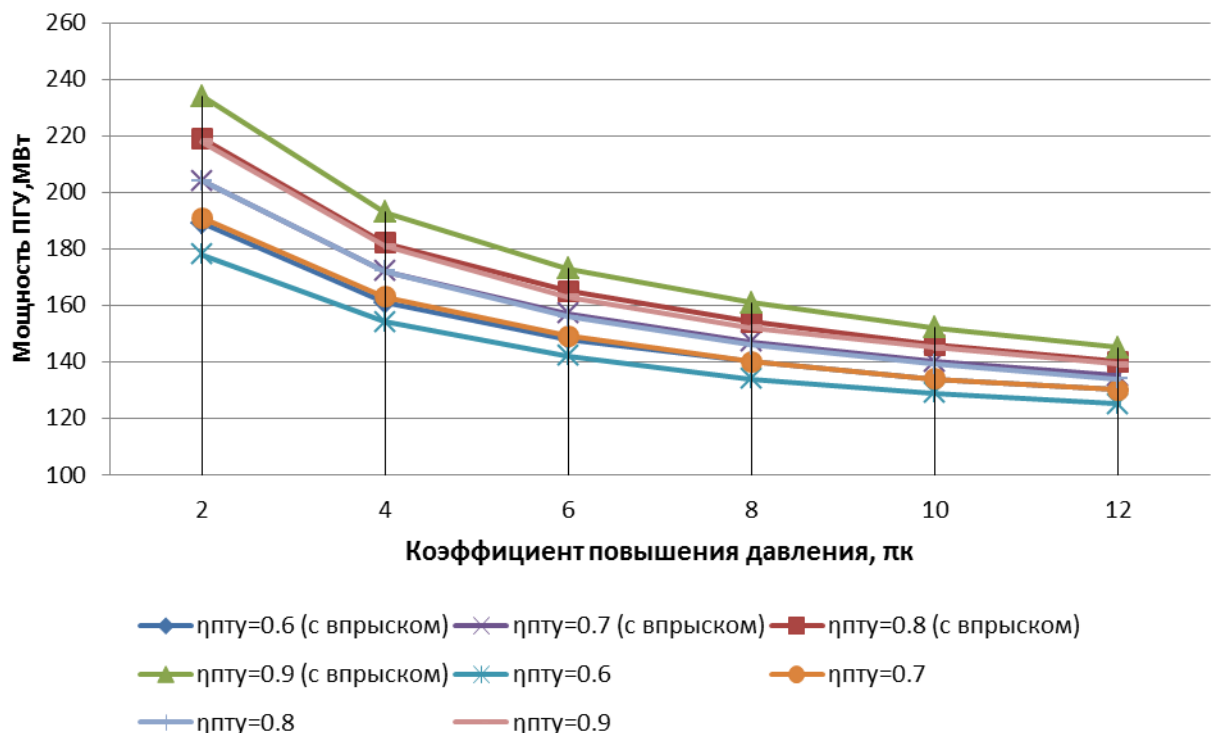


Рисунок 3.2 Зависимость мощности ПГУ от степени повышения давления в компрессоре при различных внутренних относительных КПД ПГУ (при  $T_{кc}=990\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

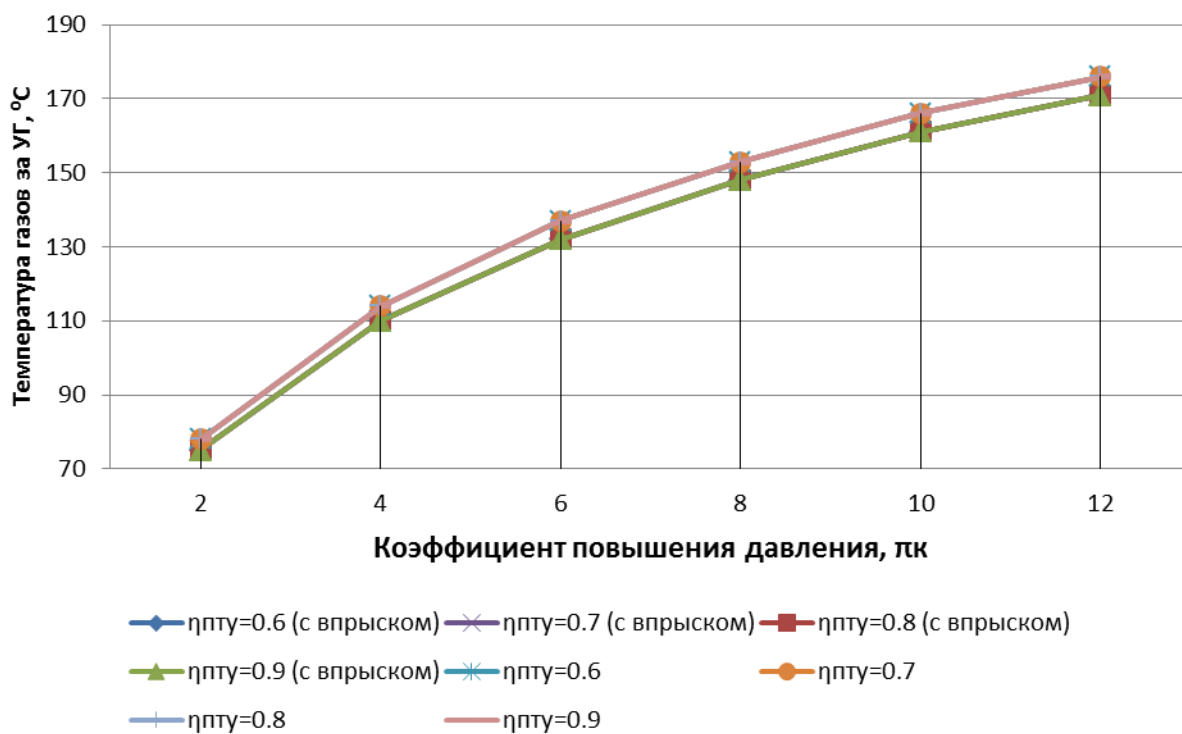


Рисунок 3.2 Зависимость температуры УГ от степени повышения давления в компрессоре при различных внутренних относительных КПД ПТУ (при  $T_{кc}=990\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

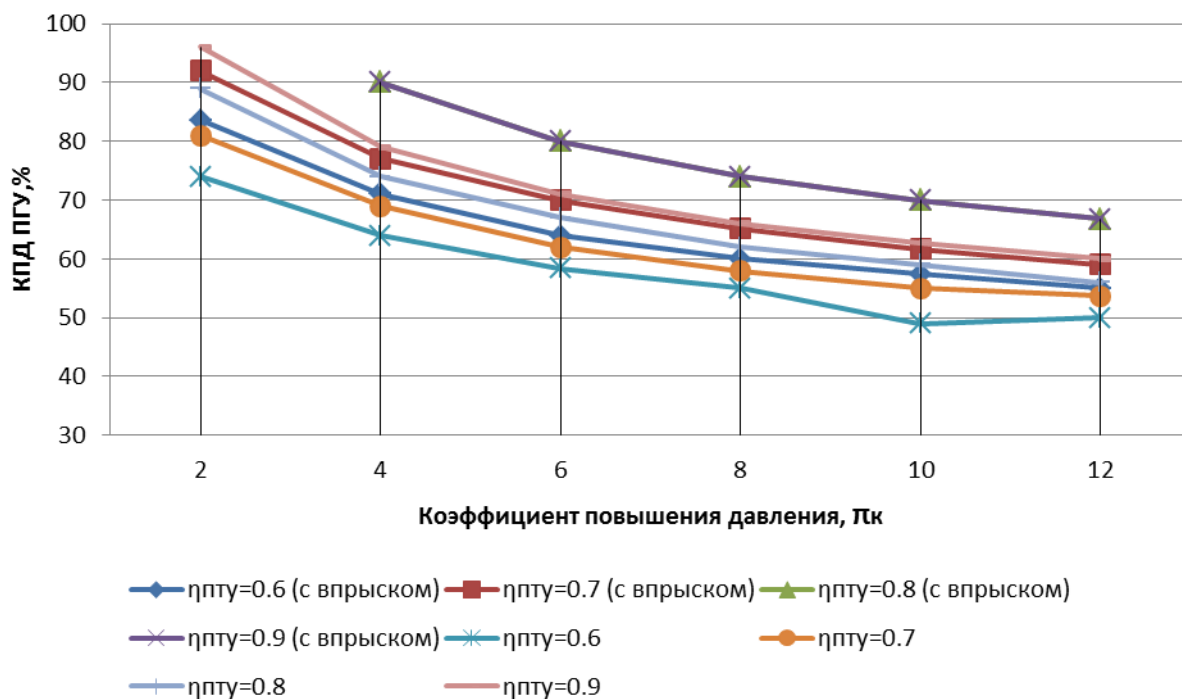


Рисунок 3.3 Зависимость КПД ПГУ от степени повышения давления в компрессоре при различных внутренних относительных КПД ПТУ (при  $T_{кc}=1290\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

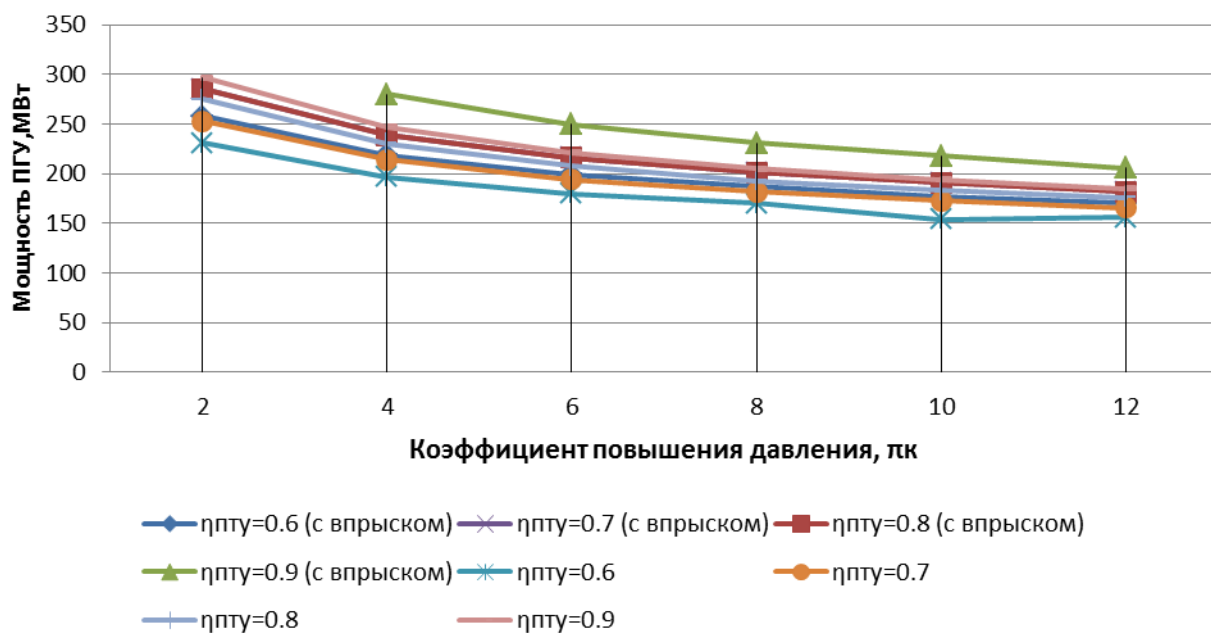


Рисунок 3.4 Зависимость мощности ПГУ от степени повышения давления в компрессоре при различных внутренних относительных КПД ПТУ (при  $T_{кc}=1290^{\circ}C$ ).

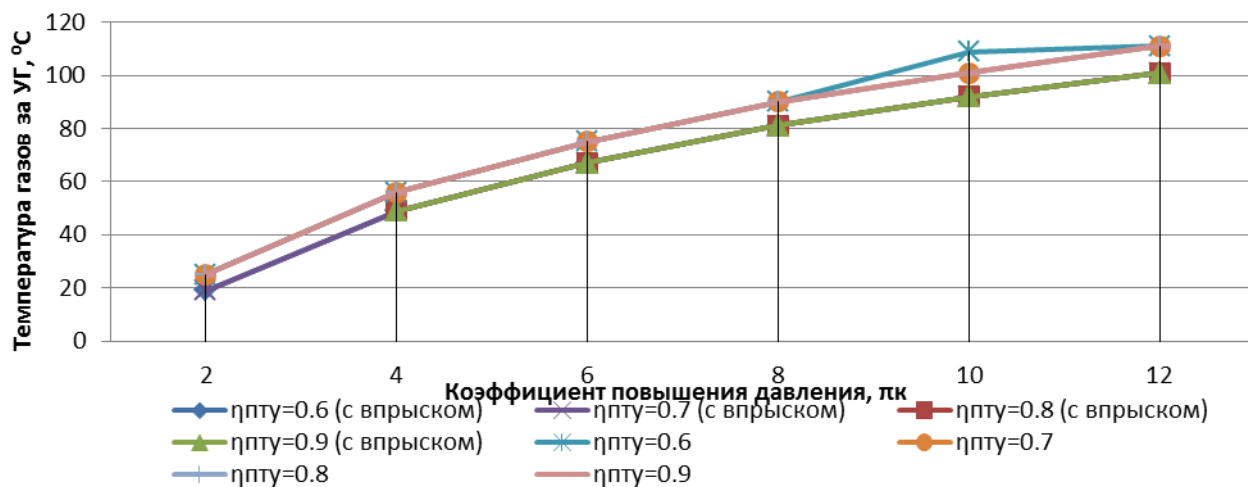


Рисунок 3.5 Зависимость температуры УГ от степени повышения давления в компрессоре при различных внутренних относительных КПД ПТУ (при  $T_{кc}=1290^{\circ}C$ ).

### Заключение

Мощность падает с повышением коэффициента повышения давления. Температура уходящих газов увеличиваются.



## **ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Описание ПГУ «Палыча».**

На рис.1 представлена РТС ПГУ «Палыча». На схема показаны следующее основное оборудования элементы:

- 1) Паровая турбина К-37/40-3,5
- 2) Котел-утилизатор Е-160-34-440
- 3) Газовая турбина GM-13DM.

Также на схеме изображены: РОУ, Пиковые водогрейные котлы, цех подготовки воды, питательные насосы, нитки пара и воды в Актобе ТЭЦ.

### **1.1 Описание схемы.**

Свежий пар из котла-утилизатора подводится к СК по паропроводам через ГПЗ. Из СК пар направляется в паровую коробку турбины к парораспределению. Проходя через РК, пар попадает в проточную часть турбины, где протекает через лопатки 17-и ступеней, расширяясь до давления в конденсаторе.

На выхлопной части корпуса турбины для защиты конденсатора и корпуса турбины от чрезмерного повышения давления установлены 2 предохранительные диафрагмы. Отработавший в турбине пар по трубопроводу подается для конденсации в воздушный конденсатор (ВК-110). Конденсат собирается в конденсатосборнике, откуда откачивается конденсатными насосами.

Постоянный уровень конденсата в конденсатосборнике автоматически поддерживается регулятором уровня (РУК), который установлен на линии основного конденсата и пропускает весь поток конденсата.

РУК рассчитан на максимальный расход конденсата. Одновременно на всех режимах работы турбины РУК поддерживает постоянный расход (90 м<sup>3</sup>/ч) через холодильники 3-х основных эжекторов и эжектора отсоса.

### **1.2 Техническое описание паровой турбины.**

Паровая стационарная конденсационная турбина К-37/40-3,4 предназначена для привода электрического генератора переменного тока типа ТФП-36-2УЗ мощностью 36 МВт с воздушным охлаждением. Частота вращения  $50 \text{ с}^{-1}$  (3000 об/мин). Турбина входит в состав парогазовой установки с газотурбинной установкой (ГТУ) и с котлом утилизатором (КУ).

Турбина рассчитана на работу с воздушно-конденсационной установкой (ВК-110) и двумя секциями воздушного охлаждения тосола (ОУ-1200), где конденсация пара и охлаждение рабочей жидкости происходит внутри трубок модулей, обдуваемых снаружи окружающим воздухом, встроенными вентиляционными установками.

### **1.3 Технические описание котельной установки.**

Котел –утилизатор предназначен для производства пара, для которого используется отходящее тепло, содержащееся в продуктах сгорания на выходе с ГТУ фирмы «АВВ», типа ГТ 13 Д. Отходящее тепло из продуктов сгорания используется в котле ещё и для нагрева декарбон воды в НН нагревателе питательной воды. Для достижения производительности котла 250 т/ч предусмотрено дополнительное сгорание природного газа в сеточной газовой горелке. Паровой котел состоит из парового контура и нагревателя питательной воды. Котел спроектирован в качестве с принудительной циркуляции воды в системе испарителя.

Размещение поверхностей нагрева по потоку продуктов сгорания:

- пароперегреватель;
- испаритель;
- экономайзер;
- газовый подогреватель конденсата.

Питательная вода протекает через экономайзер, где нагревается до температуры насыщения, соответствующее давлению в системе.

Таким образом подогретый конденсат поступает в котловой барабан. Из барабана вода с помощью циркуляционных насосов циркулируется в

испарителе. Образовавшийся пар перегревается в ПП. Регулирование температуры пара осуществляется впрыском конденсата в пар, а именно в камере впрыска размещенного в паропроводе. Для впрыска конденсата предусмотрены конденсатные насосы, один из которых резервный. На ходу котла работает один циркуляционный насос, второй является резервным.

Котловой барабан напорного контура расположен на несущей конструкции котла и оснащен внутренним устройством для сепарирования пара. Последней поверхностью нагрева по направлению протекания продуктов сгорания является нагреватель питательной воды (ГПК). Протекание через эту поверхность обеспечивает 2 низконапорных насоса питательной воды для входа в ГПК. Все поверхности нагрева образованы горизонтальными ребристыми трубами. Соединение отдельных труб в змеевик выполнено загибами из гладких труб, размещенных вне потока продуктов сгорания в зоне, где размещены входные и выходные камеры. Ребристые трубы поддерживаются сверленными перегородками, установленные в канале продуктов сгорания. Горелка для дополнительного дожига установлена на входе в вертикальный канал продуктов сгорания. Котел эксплуатируется с избыточным давлением газов. Значение избыточного давления на входе в котел обусловлено потерей давления котла в зависимости от расхода газа. На входе в дымовую трубу размещен запорный клапан, цель которого сводится к защите поверхностей нагрева котла от естественного охлаждения в случае отказа или отключения ГТУ. Котел приспособлен для дистанционных измерений, управления и контроля режима работы и для автоматического регулирования.

Котел оснащен системой автоматического управления котла следующими функциями:

- автоматический пуск;
- автоматический пуск и отключение дополнительного дожига;
- автоматические переходы режимов работы и рабочих состояний котла;

-автоматическое отключение котла описание управления приводами котла.

#### **1.4 Техническое описание газовой турбины.**

Газовая турбина ГТ-13DM (EV) предназначена для выработки электрической энергии путем передачи крутящего момента от турбины генератору. Схема работы ГТУ выглядит следующим образом. Всасываемый из атмосферы воздух проходит через фильтр воздухозаборного устройства, очищается, поступает на вход воздушного компрессора ГТУ, сжимается до 11,6-12,1 бара и подается в камеру сгорания.

Природный газ от магистрального газопровода с давлением 4-6 бар подается на вход газодожимающего компрессора, где происходит сжатие газа в 2-х ступенях до 21 бара. Далее газ поступает в газконтрольблок, где регулируется его расход на камеру сгорания согласно автопрограммы. В камере сгорания происходит сжигание газа, продукты сгорания которого поступают в турбину, где срабатывается теплоперепад в 5-ти ступенях. Отработанные в турбине газы идут на получение пара в котле-утилизаторе для привода паровых турбин АТЭЦ.

#### **1.5 Цех химической подготовки воды.**

В цехе смонтированы три системы химической обработки воды: ультрафильтрация, механическая фильтрация и УОО (установка обратного осмоса). Ультрафильтрация предназначена для приготовления пермиата. УОО – предназначена для питания паровых котлов.

#### **1.6 Газовое хозяйство**

Природный, попутный газ поступает с городских распределительных станций (ГРС) по газопроводу  $D_n$  300 на газораспределительный пункт 1 и 2 на территории станции, где давление дожимается с 0,6 до 2,1 МПа, и подается на ГТУ.

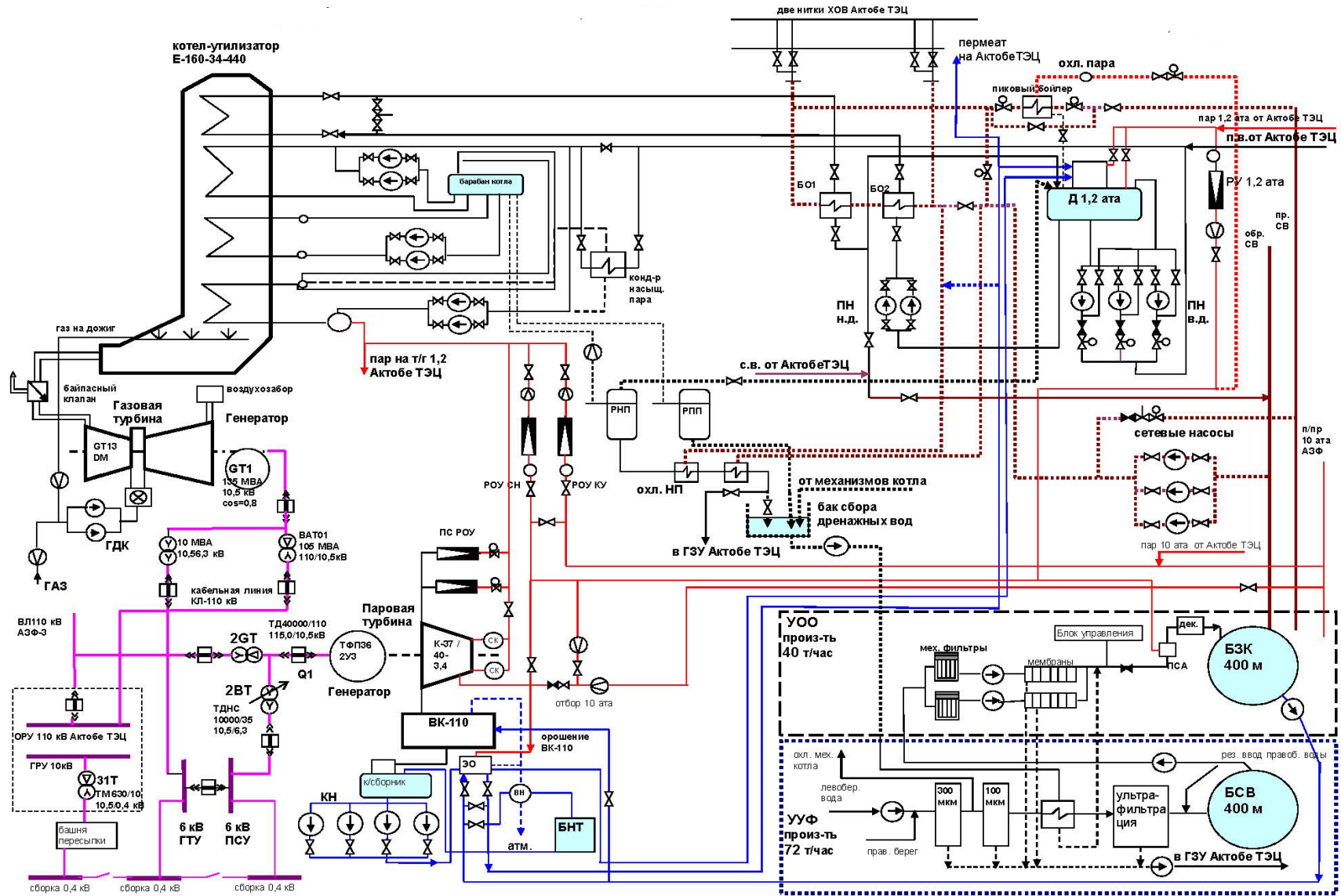


Рисунок. 1 Развернутая тепловая схема ПГУ «Палыча»

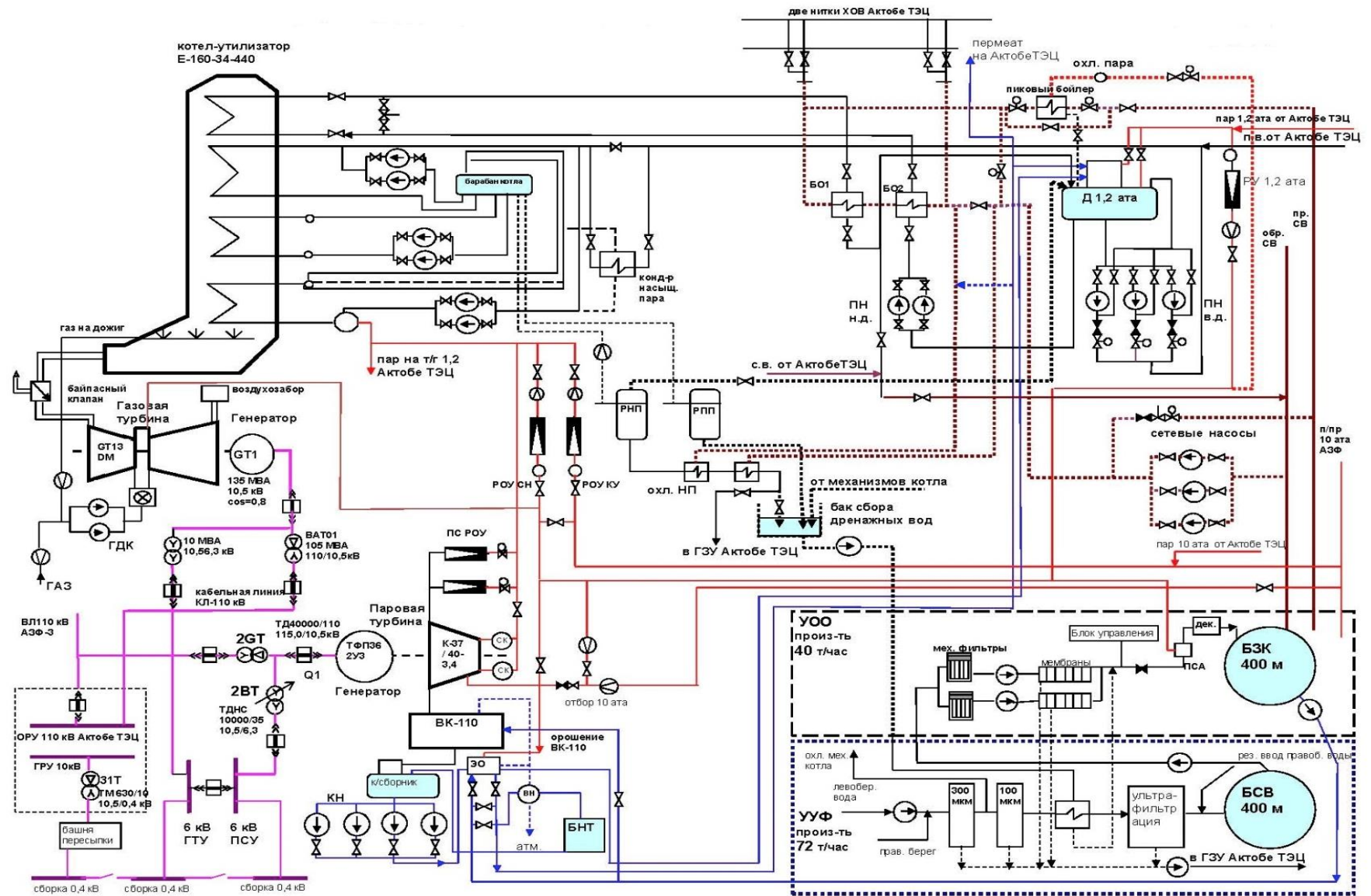


Рисунок. 2 Развернутая тепловая схема ПГУ «Палыча» с впрыском пара в КС ГТУ.

На рис. 2 представлен вариант схемы с подводом пара в КС ГТУ. Отличительной чертой схемы является то что паропровод идущий в ГТУ установлен после РОУ, причина этому в следующем – для предотвращения повышения температурного напряжения в КС необходимо впрыскивать пар с давлением близким к давлению в КС. Исходя из этого пара проводят через РОУ, понижается до давления соответствующего давлению КС.

## ПРИЛОЖЕНИЕ В. Описание основных формул расчета в пакете WaterSteamPro.

Данные таблицы составлялись согласно данным [1].

Таблица 1. Определение функций Water SteamPro.

Функция	Формула	Определение
<b>Функции состояния воды</b>		
Давление воды при температура насыщения	wspPST(T)	Функция вычисляет давление воды при заданной температуре насыщения
Влажность воды	wspXPH(p, h)	Это обобщенная функция. Алгоритм работы следующий: по заданным p и h определяется область состояния (по функции wspWATERSTATEAREAPH). Если эта область двухфазная, то вызывается функция для определения искомой величины.
Энтальпия воды	wspHSWT	Определяет энтальпию воды на линии насыщения при заданной температуре
Теплота парообразования	wspRST(T)	Вычисляется по формуле $g = \{h_s - h_w\}$ , где $h_s$ - удельная энтальпия пара на линии насыщения, $h_w$ - удельная энтальпия воды на линии насыщения.
Удельный объем	wspVPH(p,h)	Функция определяет удельный объем воды в зависимости от заданного давления и энтальпии.
Расширение водяного пара в турбине	wspHEXPANSIONPT PEFF	Обобщенная функция. Возвращает искомый параметр в конце процесса расширения от параметров $p_0, T_0, x_0$ до давления p с внутренним относительным КПД eff. Для расчета процессов сжатия



		необходимо использовать вместо КПД обратную величину (т.е. 1/eff).
<b>Функции состояния газов</b>		
Молярная масса	wspgMMID(id)	Функция вычисляет молярную массу заданного газа/смеси.
Удельная энтальпия	wspgHIDT(id, T)	Функция вычисляет удельную энтальпию заданного газа в идеальном состоянии на основе интегрирования удельной изобарной теплоемкости.
Удельная энтропия	wspgSIDPT(id,p,T)	Функция вычисляет удельную энтропию заданного газа в идеальном состоянии на основе интегрирования удельной изобарной теплоемкости, отнесенной к температуре.
Идентификатор (id) новой смеси	wspgNEWID()	Функция возвращает идентификатор новой смеси, который можно затем использовать при добавлении оставляющих к смеси.
Добавление газа к смеси (в массе)	wspgADDGASM(id,id <sub>га</sub> за,m)	Функция производит добавление массовой порции существующего газа к смеси
Объемная доля газа	wspgVFIDID(id, id)	Функция определяет объемную долю газа в составе газовой смеси
Массовая доля газа	wspgMFIDID (id,id)	Функция определяет массовую долю газа в составе газовой смеси
Температура газа	wspgTIDPS(id,p,s)	Функция вычисляет температуру газа в зависимости от удельной энтропии заданного газа в идеальном состоянии.
Температура газа	wspgTIDH(id, h)	Функция вычисляет температуру газа в зависимости от удельной

		энтальпии заданного газа в идеальном состоянии.
Температура газа	wspgTSP(id,s,h)	Функция вычисляет температуру газа в зависимости от удельной Энтальпии и энтропии заданного газа в идеальном состоянии.
Температура газа	wspgTIDH(id, h)	Функция вычисляет температуру газа в зависимости от удельной энтальпии заданного газа в идеальном состоянии.
Удельная энтальпия	wspgHIDPT(id,P, T)	Функция вычисляет удельную энтальпию заданного газа в идеальном состоянии при заданном давлении и температуре.
Удельный объем	wspgVIDT(id, T)	Функция вычисляет удельный объем заданного газа/смеси при давлении P= 100 кПа.

Таблица 2. Определение символам в таблице 1.

Символ	Определение	Единица измерения
id	идентификатор газа	
T	температура	К, °С
h	удельная энтальпия	кДж/кг
s	удельная энтропия	кДж/кг*К
m	масса	кг