

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ

Институт промышленной автоматизации и цифровизации

Кафедра «Энергетика»

Тулакбаева Ариаш Тимуровна

**ДИПЛОМНАЯ РАБОТА**

Разработка парогазовой установки с дожиганием топлива с применением  
программного комплекса WaterSteamPro

5В071700 - «Теплоэнергетика»

Алматы 2020

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ

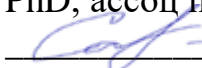
Институт промышленной автоматизации и цифровизации

Кафедра «Энергетика»

**ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ**

Заведующий кафедрой

PhD, ассоц профессор

 Е.А.Сарсенбаев

«29» мая 2020 г.

## ДИПЛОМНАЯ РАБОТА

на тему: «Разработка парогазовой установки с дожиганием топлива с применением программного комплекса WaterSteamPro»

5B071700 – Теплоэнергетика

Выполнила:

Тулакбаева А.Т.

Научный руководитель

PhD, ассоц. профессор

Д.Р.Умышев



«20» мая 2020 г.

Алматы 2020

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

СӘТБАЕВ УНИВЕРСИТЕТІ

Институт промышленной автоматизации и цифровизации

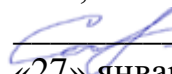
Кафедра «Энергетика»

5B071700 - «Теплоэнергетика»

**УТВЕРЖАЮ**

Заведующий кафедрой

PhD, ассоц профессор

 Е.А.Сарсенбаев

«27» января 2020 г.

### **ЗАДАНИЕ**

#### **на выполнение дипломной работы**

Студентке Тулакбаевой А.Т.

Тема: Разработка парогазовой установки с дожиганием топлива с применением программного комплекса WaterSteamPro

Утверждено приказом Ректора Университета № 762-п от «27» января 2020 г.

Срок сдачи законченной работы: «2» июня 2020 г.

Перечень подлежащих разработке в дипломном проекте вопросов:

- а) Цикл ПГУ;
- б) Расчет характерных точек газотурбинной, паротурбинной установок и котла-утилизатора;
- в) Расчет ПГУ с помощью программного комплекса WaterSteamPro;
- г) Проведение анализа и построение графиков зависимостей;
- д) Приложение.

Перечень графического материала:

представлены 14 слайдов презентации работы

Рекомендуемая основная литература:

1 Орлов К.А. 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 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.





3 Александров А.А. Термодинамические основы циклов теплоэнергетических установок. - М.: МЭИ, 2006. - 160 с.

**ГРАФИК**  
подготовки дипломной работы


<b>Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов</b>	<b>Сроки представления научному руководителю</b>	<b>Замечания</b>
Цикл ПГУ	13.02.2020	нет
Расчет характерных точек	15.03.2020	нет
Расчет ПГУ с помощью программного комплекса WaterSteamPro	28.04.2020	нет
Проведение анализа и построение графиков зависимостей	5.05.2020	нет

**Подписи**

консультантов и нормоконтролера на законченную дипломную работу

<b>Наименования разделов</b>	<b>Консультанты, Ф.И.О. (уч. степень, звание)</b>	<b>Дата подписания</b>	<b>Подпись</b>
Цикл ПГУ	Умышев Д.Р., PhD	15.02.2020	
Расчет характерных точек	Умышев Д.Р., PhD	18.03.2020	
Расчет ПГУ с помощью программного комплекса WaterSteamPro	Умышев Д.Р., PhD	01.05.2020	
Проведение анализа и построение графиков зависимостей	Умышев Д.Р., PhD	10.05.2020	
Нормаконтроль	Бердибеков А.О., сеньор - лектор	30.05.2020	

Научный руководитель

 / Д.Р. Умышев/

Задание приняла к исполнению студентка

 /А.Т.Тулакбаева/

Дата «20» января 2020 г.

## АНДАТПА

Дипломдық жұмыста WaterSteamPro бағдарламасын қолдана отырып, циклді зауыттың зерттеуі ұсынылған. Газ турбинысын, күйдіргіші бар жылу қазандығын және бу турбинысын орнату параметрлерінің есебі ұсынылған. Сонымен қатар, газ турбинысы мен бу турбинысы циклдерінің тұрақты параметрлері бар бу қондырғысының цикл тиімділігіне, сондай-ақ бу турбинысы циклінің өзгермелі параметрлерімен, жаңа будың температурасы күйдірілген қондырғылардан кейінгі газдың температурасынан анықталған кезде әсері қарастырылады.

Түйінді сөздер: газ турбинысын орнату, қалдықсыз жылу қазандығы, жану камерасы, пайдалы әсер коэффициенті, WaterSteamPro бағдарламасын.

## АННОТАЦИЯ

В дипломной работе представлено исследование парогазовой установки при помощи программы WaterSteamPro. Приведен расчет параметров газотурбинной установки, котла-утилизатора с дожигającym устройством и паротурбинной установки. Кроме того, рассмотрено влияние дожигания топлива на эффективность цикла парогазовой установки при постоянных параметрах газотурбинного и паротурбинного циклов, а также при переменных параметрах паротурбинного цикла, когда определяется температура свежего пара по температуре газа после устройств дожигания.

Ключевые слова: газотурбинная установка, котел-утилизатор, камера сгорания, коэффициент полезного действия, программный комплекс WaterSteamPro.

## ANNOTATION

The thesis presents the study of a combined cycle plant by using WaterSteamPro program. The calculation of the parameters of a gas turbine installation, a waste heat boiler with an afterburner, and a steam turbine installation is presented. In addition, the effect of fuel afterburning on the efficiency of the cycle of a combined cycle plant with constant parameters of the gas turbine and steam turbine cycles, as well as with variable parameters of the steam turbine cycle, when the temperature of fresh steam is determined by the temperature of the gas after the afterburning devices, is considered.

Key words: gas turbine installation, waste-heat boiler, combustion chamber, efficiency, WaterSteamPro program.

## СОДЕРЖАНИЕ

	Введение	7
1	Цикл ПГУ	8
1.1	Классификация парогазовых установок	9
1.2	Котлы–утилизаторы в схемах ПГУ	9
2	Расчет характерных точек	11
2.1	Расчет параметров газотурбинной установки	11
2.2	Расчет котла-утилизатора	13
2.3	Расчет параметров паротурбинной установки	16
3	Расчет ПГУ с помощью программы WaterSteamPro	18
3.1	Начальные данные для расчета	18
3.2	Расчет свойств наружного воздуха	19
3.3	Расчет свойств газообразного топлива и теоретических объемов продуктов сгорания	20
3.4	Расчет воздушного компрессора	22
3.5	Расчет топливного компрессора	23
3.6	Расчет камеры сгорания	24
3.7	Расчет газовой турбины	25
3.8	Расчет котла-утилизатора	26
3.9	Расчет паровой турбины	30
3.10	Расчет характеристик ПГУ	31
3.11	Сравнение полученных результатов и построение графиков	32
	Заключение	36
	Перечень обозначений и сокращений	37
	Список литературы	38
	Приложение А	39

## ВВЕДЕНИЕ

Одним из способов увеличения эффективности установок комбинированного цикла является дожигание топлива, которое повышает температуру газа перед КУ. Дожег топлива позволяет повысить начальные значения пара в цикле паровой турбины, особенно при низких температурах газа за газовой турбиной, и, таким образом, повысить общую эффективность блоков ПГУ.

В дипломной работе показаны результаты аналитического исследования термодинамических циклов ПГУ, зависимости эффективности цикла от параметров газа и пара с использованием программного пакета WaterSteamPro, чтобы определить их оптимальные значения.

Актуальность: На сегодняшний день изучение способов повышения КПД электростанций играет большую роль, один из методов повышения КПД блоков ПГУ был изучен в работе, а также было проведено сравнение циклов ГТУ, ПТУ и ПГУ с использованием традиционного метода расчета и использования программного пакета WSP.

Объект исследования: ПГУ с дожигающим устройством, газовой и паровой турбинами, котлом-утилизатором.

Новизна: использование нового метода расчета, а именно, программы WaterSteamPro, благодаря которой можно упростить ход решения.

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

Практическая значимость работы: Результаты дипломного проекта могут быть использованы при составлении методических указаний для работы в программе WaterSteamPro, а также будут полезны при изучении работ по повышению эффективности работы энергооборудования.

Публикации по теме работы: Статья по данной работе публиковалась в «Труды Сатпаевских чтений»

Структура: состоит из 41 страниц, включает в себя обложку, титульный лист, задание, аннотацию, содержание, введение, основную часть, графики, таблицы, заключение, список литературы и приложение.

## 1 Цикл ПГУ

В рамках дипломного проекта был рассмотрен более практичный для сферы энергетики Казахстана разновидность повышения энергетической стабильности - строительство энергоблоков с комбинированным циклом (парогазовые установки).

Важной причиной перспектив ПГУ является использование природного газа в качестве топлива, запасы которого достаточно велики, а коэффициент эффективности топлива (КПД цикла) достигает до 55%. На рисунке 1 изображена термодинамический цикл, положивший основу для ПГУ с КУ. Здесь воздух, взятый из атмосферы, сжимается в компрессоре (процесс 1-2), а тепло  $q_1$  подается при постоянном давлении в камеру сгорания газовой турбины (процесс 2-3).

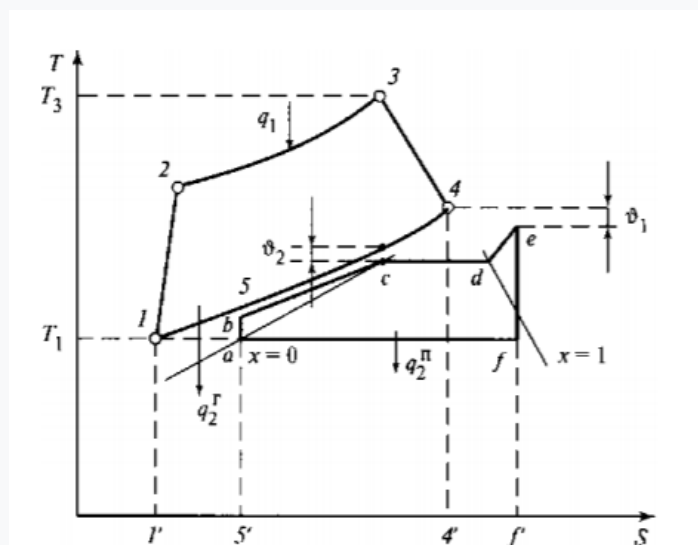


Рисунок 1 – Термодинамический цикл Брайтона – Ренкина ПГУ с КУ

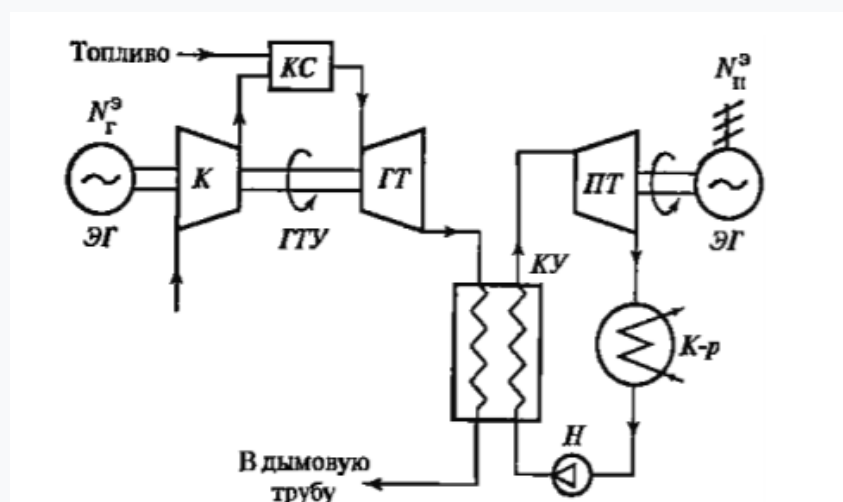


Рисунок 2 – Простейшая тепловая схема ПГУ с КУ



Полученные горячие газы высокого давления и температуры поступают в ГТ (процесс 3-4), расширяются и завершают работу, передаваемую валу ГТ. Часть полученной работы необходим для использования в компрессоре для сжатия воздуха, а остальная часть превращается в генераторе в электричество, отправляемое потребителям. Далее отработавшие газы после ГТ поступают в КУ, и тем самым процесс 4—1 условно замыкает цикл Брайтона. В связи с передачей некоторого количества теплоты рабочему телу в ПГУ происходит охлаждение газов в КУ.

Также происходят такие процессы, как: нагрев воды в экономайзере КУ (процесс b - c), испарение воды в испарителе (процесс c - d), перегрев пара в пароперегревателе (процесс d - e), расширение пара в турбине и его конденсация показаны процессами (e - f) и (f - a), (процесс a—b) характеризует повышение давления конденсата в насосе [1].

## 1.1 Классификация парогазовых установок

Схема ПГУ для организации соединений между газо-воздушными трактами газотурбинной установки и компрессорной установки представляются последовательной цепью. Они подразделяются на:

- утилизационные ПГУ – когда газы, выходящие из газовой турбины, поступают в КУ, вырабатывающий пар необходимый для работы паровой турбины;
- утилизационные ПГУ с дожиганием топлива – предназначены для повышения его паропроизводительности установки и дополнительной тепловой мощности.

## 1.2 Котлы-утилизаторы в схеме ПГУ

Котлы-утилизаторы для энергоблоков парогазовых установок отличаются компоновкой, тепловыми схемами и параметрами. По своей конструкции котлы-утилизаторы делятся на горизонтальные и вертикальные, имеющие барабан с естественной или принудительной циркуляцией.

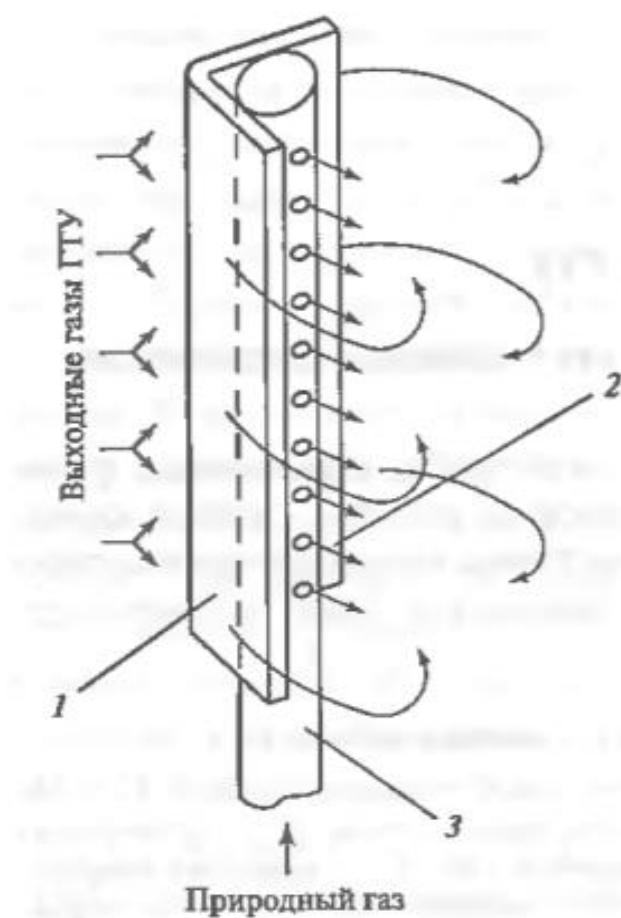
Теплообменники могут быть выполнены из трубчатой и внешней спирали, что позволяет снизить поверхность теплообменника и расход ее металла. Все эти компоненты имеют различные конструктивные схемы в виде блоков, установленных в общих блоках и подвешенных к потолку с боковыми газовыми движениями в горизонтальном блоке управления, и в виде отдельных блоков, установленных в вертикальных шахтных стволах. В горизонтальных КУ поверхность состоит из отдельных секций, а каждая секция включает в себя верхний и нижний коллекторы, соединенные между собой трубами.

Вертикальные котлы-утилизаторы имеют свою особенную конструкцию. Во многих случаях в котлах – утилизаторах для повышения

паропроизводительности могут использоваться средства дожигания. Когда топливо дополнительно сжигается в среде дымовых газов.

Система дожигания связана с жесткими требованиями к дожигающим устройствам камеры сгорания. Назначение их заключается в том, чтобы обеспечить полное горение топлива, образования равномерного температурного поля после горелочных устройств, а также воспламенение топлива (рисунок 3).

Горючие элементы системы газораспределения, установленные в газоходе, соблюдают следующие требования: температурный режим работы, температура газовой камеры сгорания не должна превышать  $750^{\circ}\text{C}$  для избегания некоторых повреждений корпуса установок.



1 – стабилизатор; 2 – ось струи газа; 3 – газовый коллектор – сопло

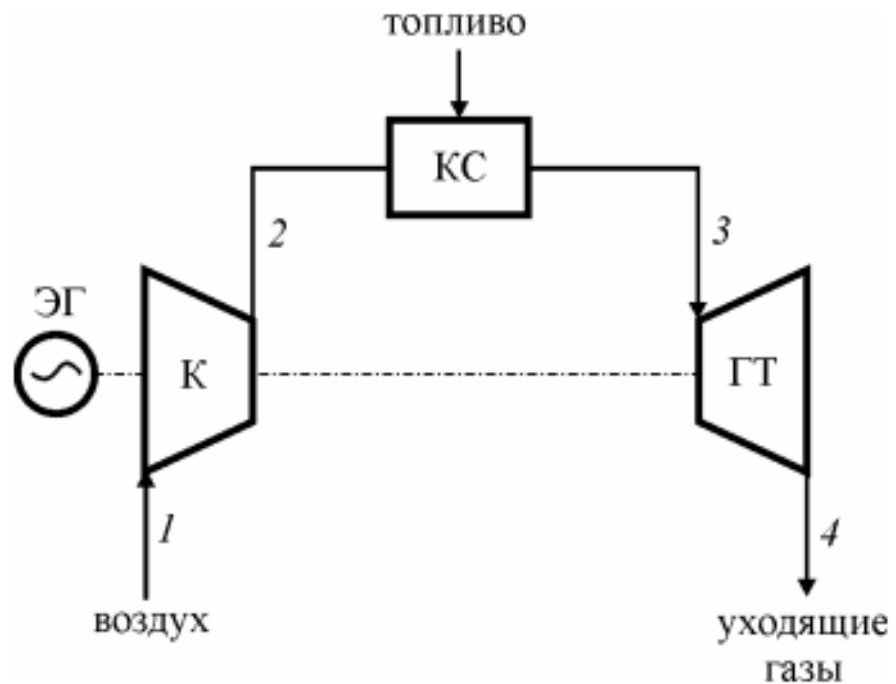
**Рисунок 3 - Диффузионно-стабилизаторная горелка камеры дожигания**

## 2 Расчет характерных точек

### 2.1 Расчет газотурбинной части

Цель расчета ГТУ: определение значений энтальпии и температуры газов на выходе из турбины.

Как показано на рисунке 4 в компрессор (К) подается атмосферный воздух с температурой 15 °С, после чего сжимается и под высоким давлением поступает в камеру сгорания (КС), в которую через форсунки подается топливо. В результате соединения происходит процесс горения, после чего выделяется энергия. Далее продукты сгорания из КС поступают в газовую турбину (ГТ), где происходит преобразование тепловой энергии в механическую энергию вращения вала турбины. Часть полученной механической энергии преобразовывается в электрическую энергию с помощью электрогенератора (ЭГ), другая часть идет на работу компрессора для сжатия воздуха, тем самым образуя некий цикл.



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

**Рисунок 4 – Простейшая схема газотурбинной установки**

Расчет газотурбинной установки, работающая по циклу Брайтона, следует начинать с определения значений в характерных точках действительного и теоретического цикла.

Используя следующие формулы, получили данные, результаты которых внесены в таблицу 1:

- для нахождения удельного объема,  $\frac{м^3}{кг}$

$$v = \frac{RT}{P}, \quad (2.1)$$

- для нахождения энтальпии,  $\frac{кДж}{кг}$

$$h = c_p t, \quad (2.2)$$

- для нахождения энтропии,  $\frac{Дж}{кг*К}$

$$s = c_p \ln \frac{T_1}{T_2} - R \ln \frac{P_1}{P_2} + s_0, \quad (2.3)$$

- для нахождения температуры после сжатия воздуха в компрессоре, К

$$T_{2t} = \sigma^m T_1 = T_2 = T_1 + \frac{(T_{2t} - T_1)}{\eta_k}, \quad (2.4)$$

- для нахождения температуры уходящих газов, К

$$T_{4t} = \frac{T_3}{\sigma^m} = T_3 - (T_3 - T_{4t})\eta_{гт}. \quad (2.5)$$

**Таблица 1 – Полученные данные из расчета**

	P, МПа	T, К	t, °C	s, $\frac{Дж}{кг*К}$	v, $\frac{м^3}{кг}$	h, Дж/кг
Точка 1	0,1	288	15	53,729384	0,82656	15067,5
Точка 2t	1,16	580,1274	307,127352	53,729384	0,14353151	308509,425
Точка 2	1,16	627,683	354,682967	132,87149	0,15529742	356279,04
Точка 3	1,16	1263	990	835,22784	0,31248362	994455
Точка 4t	0,1	627,0072	354,007155	835,22784	1,79951053	355600,187
Точка 4	0,1	703,3263	430,326296	950,60771	2,01854647	432262,764

В ходе расчета получили некоторые значения коэффициентов полезного действия:

- термический КПД цикла:

$$\eta_t = \frac{l_{\text{ц}}^t}{q_1^t} = \frac{464,284}{866,137} = 0,536, \quad (2.6)$$

- эффективность для цикла Брайтона:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\sigma^m} = 1 - \frac{1}{14,7^{0,286}} = 0,536, \quad (2.7)$$

- абсолютный внутренний КПД цикла:

$$\eta_i = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1} = \frac{314,049}{811,726} = 0,386. \quad (2.8)$$

## 2.2 Расчет котла-утилизатора

Цель расчета КУ – это определение параметров поступающего в паровую турбину пара, а также определение температуры уходящих газов и их состава.

Уравнение теплового равновесия соответствует формуле (2.9)

$$V_{\text{г}}(h_{\text{д}} - H_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}}) = V_{\text{п}}^{\text{ВД}}(h_0^{\text{ВД}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}}), \quad (2.9)$$

здесь  $V_{\text{г}} = 356$  кг/с - расход газов, после ГТ;  $h_{\text{д}} = 595,5$  кДж/кг – энтальпия газов, после ГТ;  $h_0^{\text{ВД}} = 3480,2$  кДж/кг – энтальпия пара на выходе из перегревателя высокого давления при  $p_0^{\text{ВД}} = 5$  МПа;  $t_0^{\text{ВД}} = 520^\circ$ ;  $h_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}} = 1154,6$  кДж/кг – энтальпия воды на выходе из экономайзера высокого давления.

Необходимо задать температурный напор  $\delta t = 31^\circ\text{C}$ , тогда температура газов вычисляется по (2.10):

$$T_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}} = t_{\text{с}} + \delta t_{\text{ЭК}} = 264 + 31 = 295^\circ\text{C}, \quad (2.10)$$

данной температуре соответствует энтальпия равная  $H_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}} = 310$  кДж/кг.

Из уравнения (2.9) необходимо определить расход пара высокого давления:

$$V_{\text{п}}^{\text{ВД}} = \frac{V_{\text{г}}(h_{\text{д}} - H_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}})}{(h_0^{\text{ВД}} - h_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}})} = \frac{356(595,5 - 310)}{(3480,2 - 1154,6)} = 43,7 \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (2.11)$$

Для экономайзера будет соответствовать следующий баланс:

$$V_{\text{г}}(H_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}} - H_{\text{УХ}}^{\text{ВД}}) = V_{\text{п}}^{\text{ВД}}(h_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}} - h_{\text{д}}), \quad (2.12)$$

где  $h_d = 640$  кДж/кг – энтальпия питательной воды;  $H_{yx}^{ВД}$  – энтальпия газов, покидающих теплообменники, определяется как:

$$H_{yx}^{ВД} = H_{эк}^{ВД} - \frac{V_{п}^{ВД}(h_{эк}^{ВД} - h_d)}{V_{г}} = 310 - \frac{43,7(1154,6 - 640)}{356} = 247 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

Это соответствует температуре  $T_{yx}^{ВД} = 235^\circ\text{C}$ .

Равновесие для совокупных поверхностей:

$$V_{г}(H_{yx}^{ВД} - H_{гпк}) = V_{п}^{ВД}(h_0^{ВД} - h_{эк}^{ВД}). \quad (2.13)$$

Из этого уравнения энтальпия газов на входе  $H_{гпк}$  определяется по температуре:

$$T_0^{ВД} = t_s + \delta t_0^{ВД} = 152 + 20 = 172^\circ\text{C}, \quad (2.14)$$

здесь  $\delta t_0^{ВД} = 20^\circ\text{C}$  – температурный напор. Данная температура соответствует  $H_{эк}^{ВД} = 180$  кДж/кг.

По формуле (2.15) определяется расход пара через контур низкого давления КУ:

$$V_{п}^{ВД} = \frac{V_{г}(H_{yx}^{ВД} - H_{гпк})}{(h_0^{ВД} - h_{эк}^{ВД})} = \frac{356(247 - 180)}{(2866 - 640)} = 10,71 \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (2.15)$$

Задаем температуру питательной воды равную  $60^\circ\text{C}$  и соответствующей энтальпии  $h_{пв} = 251$  кДж/кг.

Далее примем энтальпию воды  $h_{гпк} = 460$  кДж/кг и температуру  $t_{гпк} = 110^\circ\text{C}$ .

Из уравнения теплового баланса для деаэрата (2.15)

$$[2(V_{п}^{ВД} + V_{п}^{ВД}) - V^Д]h_{гпк} + V^Дh_0^{ВД} = 2(V_{п}^{ВД} + V_{п}^{ВД})h_d, \quad (2.16)$$

расход пара на деаэратор будет равен:

$$V^Д = \frac{2(V_{п}^{ВД} + V_{п}^{ВД})(h_d - h_{гпк})}{h_0^{ВД} - h_{гпк}} = \frac{2(43,7 + 10,71)(640 - 460)}{2866 - 460} = 8,14 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Тепловое равновесие для конденсатора и линии рециркуляции

$$[2(V_{п}^{ВД} + V_{п}^{ВД}) - V^Д]h_k + V^Ph_{гпк} = [2(V_{п}^{ВД} + V_{п}^{ВД}) - V^Д + V^P]h_{пв}, \quad (2.17)$$

здесь  $h_k = 138$  кДж/кг – энтальпия конденсата в состоянии насыщения при  $p_k = 5$  кПа, тогда расход рециркуляции находится по (2.18):

$$V^p = \frac{[2(V_{II}^{ВД} + V_{II}^{НД}) - V^д](h_{пв} - h_k)}{h_{гпк} - h_{пв}}, \quad (2.18)$$

$$V^p = \frac{[2(43,7 + 10,71) - 8,14](251 - 138)}{460 - 251} = 54,43 \text{ кг/с.}$$

Из уравнения теплового равновесия для газового подогревателя конденсата:

$$V_{г}(H_{гпк} - H_{ух}) = \left( V_{II}^{ВД} + V_{II}^{НД} - \frac{V^д}{2} + \frac{V^p}{2} \right) (h_{гпк} - h_{пв}), \quad (2.19)$$

необходимо найти энтальпию уходящих газов котла-утилизатора:

$$H_{ух} = H_{гпк} - \frac{\left( V_{II}^{ВД} + V_{II}^{НД} - \frac{V^д}{2} + \frac{V^p}{2} \right) (h_{гпк} - h_{пв})}{V_{г}}, \quad (2.20)$$

$$H_{ух} = 180 - \frac{(43,7 + 10,71 - \frac{8,14}{2} + \frac{54,43}{2})(460 - 251)}{356} = 134,5 \text{ кДж/кг.}$$

Тогда температура газов будет равна  $T_{ух} = 120^\circ\text{C}$ .

Эффективность котла-утилизатора определяем по формуле (2.21):

$$\eta_{ку} = \frac{H_d - H_{ух}}{H_d - H_a} = \frac{595,5 - 134,5}{595,5 - 15,4} = 0,795. \quad (2.21)$$

Количество теплоты, передаваемое газами газотурбинной установки в ПТУ:

$$Q_{газ} = 2V_{г}(H_d - H_{ух}) = 2 \cdot 356(595,5 - 134,5) = 328232 \text{ кВт},$$

полученное паром количество тепла равно:

$$Q_{пар} = 2V_{II}^{ВД}h_0^{ВД} + (2V_{II}^{НД} - V^д)h_0^{НД} - [2(V_{II}^{ВД} + V_{II}^{НД}) - V^д]h_k, \quad (2.22)$$

$$Q_{пар} = 2 \cdot 43,7 \cdot 3480,2 + (2 \cdot 10,71 - 8,14)2866 - [2(43,7 + 10,71) - 8,14]138 = 328336 \text{ кВт.}$$

Как можно заметить из полученных результатов, погрешность не значительна (0,04 %), следует расчеты проведены верно. Из этого можно считать что тепловая мощность котла-утилизатора равна арифметической средней значению количества теплоты  $Q_{КУ} = 328284/2 = 164142$  кВт.

### 2.3 Расчет паровой турбины

Относительная эффективность ПТ расчет которой проводится в два этапа, начинается с расчета эффективности части ВД (высокое давление), и заканчивается вычислением экономичности установки в части НД (низкое давление).

Относительный внутренний КПД высокого давления  $\eta_{oi}^{ВД}$  можно определить по приближенной формуле (2.23):

$$\eta_{oi}^{ВД} = \left(0,92 - \frac{0,2}{v_{cp}}\right) \cdot \left(1 + (H_0^{ГР} - 700)/2000\right) k_{вд}, \quad (2.23)$$

здесь  $v_{cp} = \sqrt{v_0 \cdot v_z}$ ,  $H_0^{ГР} = 632$  кДж/кг - располагаемый теплоперепад,  $k_{вд}$  принимается равной 1.

С помощью h-s диаграммы, находим удельный объем пара на входе в паровую турбину  $v_0 = 0,07$  м<sup>3</sup>/кг и удельный объем пара на выходе из части высокого давления  $v_z = 0,45$  м<sup>3</sup>/кг; тогда  $v_{cp} = \sqrt{v_0 \cdot v_z} = 0,177$  м<sup>3</sup>/кг.

По формуле (2.3.1) и расходу свежего пара находим КПД ВД:

$$\eta_{oi}^{ВД} = \left(0,92 - \frac{0,2}{87,4 * 0,177}\right) \cdot \left(1 + \frac{632 - 700}{20000}\right) = 0,89, \quad (2.24)$$

Тогда использованный располагаемый теплоперепад

$$H_i^{ВД} = H_0 \cdot \eta_{oi}^{ВД} = 632 \cdot 0,89 = 562 \text{ кДж/кг.} \quad (2.25)$$

По формуле (2.26) необходимо найти энтальпию пара, выходящий из части высокого давления:

$$h_k^{ВД} = h_0^{ВД} - H_i^{ВД} = 3480,2 - 562 = 2918,2 \text{ кДж/кг.} \quad (2.26)$$

А энтальпия пара, входящий в часть низкого давления можно определить по формуле (2.27):

$$h_{см}^{НД} = \frac{[2B^{ВД}h_k^{ВД} + (2B^{НД} - B^Д)h_0^{НД}]}{[2B^{ВД} + B^{НД} - B^Д]}, \quad (2.27)$$



$$h_{\text{см}}^{\text{нл}} = \frac{[2 \cdot 43,2 \cdot 2918 + (2 \cdot 10,71 - 8,14)2866]}{[2 \cdot (43,7 + 10,71) - 8,14]} = 2908 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Энтальпия, давление, температура пара на входе в ЧНД будут иметь соответственно следующие значения:  $h_{\text{см}}^{\text{нл}} = 2908$  кДж/кг,  $p_0^{\text{нл}} = 0,5$  МПа,  $t_0^{\text{нл}} = 227^\circ\text{C}$ .

Далее необходимо вычислить коэффициент эффективности для части низкого давления по эмпирической формуле

$$\eta_{\text{oi}}^{\text{нл}} = 0,87 \left( 1 + \frac{(H_0^{\text{нл}} - 400)}{10000} \right) k_{\text{вл}} - \frac{\Delta H_{\text{вс}}}{H_0^{\text{нл}}}, \quad (2.28)$$

здесь  $H_0^{\text{нл}} = 903$  кДж/кг — располагаемый теплоперепад части низкого давления,  $\Delta H_{\text{вс}}$  - потери пара.

Внутренняя мощность паровой турбины:

$$N_i^{\text{пт}} = V_{\text{п}}^{\text{вд}} H_0^{\text{вд}} \eta_{\text{oi}}^{\text{вд}} + [(V_{\text{п}}^{\text{вд}} + V_{\text{п}}^{\text{нл}}) - V^{\text{л}}] H_0^{\text{нл}} \eta_{\text{oi}}^{\text{нл}}, \quad (2.29)$$

$$N_i^{\text{пт}} = 43,7 \cdot 632 \cdot 0,89 + [(43,7 + 10,71) - 8,14] 716 \cdot 0,84 = 52,4 \text{ кВт}.$$

Располагаемая мощность ПТ установки равен:

$$N_0^{\text{пт}} = 2V_{\text{п}}^{\text{вд}} H_0^{\text{вд}} + [2(V_{\text{п}}^{\text{вд}} + V_{\text{п}}^{\text{нл}}) - V^{\text{л}}] H_0^{\text{нл}}, \quad (2.30)$$

$$N_0^{\text{пт}} = 2 \cdot 43,7 \cdot 632 + [2(43,7 + 10,71) - 8,14] 716 = 60,7 \text{ кВт}.$$

Внутренний относительный коэффициент полезного действия ПТ вычисляется по следующей формуле:

$$\eta_{\text{oi}}^{\text{пт}} = \frac{N_i^{\text{пт}}}{N_0^{\text{пт}}} = \frac{109714}{127323,7} = 0,863. \quad (2.31)$$

### 3 Расчет ПГУ с помощью программы WaterSteamPro

#### 3.1 Начальные данные для расчета наружного воздуха

Таблица 2 – Исходные данные для расчета

Газовая турбина	
Температура окружающего воздуха	$t_{нв} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Давление окружающего воздуха	$p_{нв} = 0,1 \text{ МПа}$
Относительная влажность воздуха	$\varphi_{нв} = 60\%$
Состав топлива	$x_{\text{CH}_4} = 100\%$
Удельная низшая теплота сгорания топлива (CH <sub>4</sub> )	$Q_{н_р} = 50 \text{ МДж/кг}$
Температура определения удельной низшей теплоты сгорания топлива	$t_{Q_{н_р}} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Давление поступающего топлива	$p_{\text{топл}} = 0,6 \text{ МПа}$
Температура поступающего топлива	$t_{\text{топл}} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Избыточное давление топлива перед камерой сгорания	$\Delta p_{\text{топл_кc}} = 0,5 \text{ МПа}$
Степень повышения давления в компрессоре	$\pi_{\text{к}} = 14,7$
Температура газов перед турбиной	$t_{\text{нгт}} = 1210 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Изоэнтروпный КПД компрессора	$\eta_{\text{к}} = 86 \%$
Внутренний относительный КПД газовой турбины	$\eta_{\text{гт}} = 88 \%$
Изоэнтропный КПД топливного компрессора	$\eta_{\text{топл_к}} = 80 \%$
Потеря давления в КС	$\delta p_{\text{к}} = 5 \%$
Потеря давления за ГТ	$\Delta p_{\text{гт}} = 5 \%$
Коэффициент использования теплоты камеры сгорания	$\eta_{\text{кc}} = 99,5 \%$
<b>а</b> Котел-утилизатор	
Давление в контуре КУ	3,5 МПа
Недогрев в трубопроводах КУ	15 <sup>0</sup> С
Температура пара на выходе КУ	440 <sup>0</sup> С
Температура питательной воды	60 <sup>0</sup> С
<b>с</b> Паровая турбина	
Давление в деаэраторе	0,5 МПа
Давление в конденсаторе	5 кПа
Давление за турбиной	15 кПа
Механический КПД	$\eta_{\text{м}} = 99\%$
КПД электрогенератора	$\eta_{\text{эГ}} = 98\%$
<b>в</b>	

Первоначально необходимо произвести расчеты свойств наружного воздуха. Состав сухого воздуха был принят по [1]. С помощью программы WaterSteamPro при необходимости можно изменить состав воздуха. Для получения значения массового влагосодержания используется формула, где когда воздуха и водяного пара рассматривается как идеального газа:

$$d = \frac{\text{wspgMMID}(\text{wspgH2O})}{\text{wspgMMID}(\text{wspgAIR})} * \frac{\varphi * P_{\text{пред}}}{P_{\text{нв}} - \varphi * P_{\text{пред}}} =$$

$$= \frac{\text{wspgMMID}(4) * 0,6 * 1689,3 \text{ кПа}}{\text{wspgMMID}(13) * (101,325 \text{ кПа} - 0,6 * 1689,3 \text{ кПа})} \quad (3.1)$$

здесь  $\text{wspgMMID}(id)$  – функция для расчета молярной массы газа, кг/моль;  $\varphi$  – относительное влагосодержание;  $P_{\text{нв}}$  – давление воздуха, кПа;  $P_{\text{пред}}$  – предельное давление при заданной температуре воздуха, 1689,3 кПа.

1 Выбираем стандартный состав воздуха, выбранный из таблицы:

- объемная доля азота  $x_{\text{св N}_2} = 78\%$
- объемная доля кислорода  $x_{\text{св O}_2} = 21\%$
- объемная доля аргона  $x_{\text{св Air}} = 1\%$
- объемная доля водорода  $x_{\text{св H}_2} = 0,01\%$
- объемная доля диоксида углерода  $x_{\text{св CO}_2} = 0,01\%$

2 Далее необходимо создать смесь этих газов

$id_{\text{смеси}} = \text{wspgNEWID}(114525816)$  (подбирается с помощью ряда случайных чисел)

После чего необходимо добавить в смесь влагу и воздушную смесь:

$$\text{wspgADDGASV}(id_{\text{нв}}, \text{wspgAIRMIX}, 1) = 1,$$

$$\text{wspgADDGASV}(id_{\text{нв}}, \text{wspgH2O}, x_{\text{нв}}) = 2.$$

3 Находим энтальпию и энтропию полученного газа

$$h_{\text{св}}(id, T_{\text{нв}}) = (114525816; 288) = 290,962 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$S_{\text{св}}(id, P_{\text{нв}}, T_{\text{нв}}) = (114525816; 101325; 288) = 7,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

### 3.3 Расчет свойств газообразного топлива и теоретических объемов продуктов сгорания

В данном разделе проводится:

- Расчет объемного состава воздуха при их нормальных условиях и начальном влагосодержании.
- Расчет теоретического количество воздуха при НУ.
- Расчет объемов веществ, которые образовались при горении топлива выбранного состава.

1 Плотность водяных паров при температуре 288 К:

$$\rho_{H_2O} = \frac{wspgMMID(id)}{R_m \cdot T_0} = \frac{wspgMMID(id)}{8,31 \cdot 288} = 0,732 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}. \quad (3.2)$$

2 С помощью формул (3.3 – 3.4) находим количество сухого воздуха, которое необходимо для полного сгорания топлива при заданной температуре:

- процент кислорода в воздухе:

$$x_{O_2\_B} = wspgVFIDID(wspgAIRMIX, wspgO_2) = wspgVFIDID(13; 1) = 20,99\%, \quad (3.3)$$

- процент водорода в воздухе:

$$x_{H_2\_B} = wspgVFIDID(wspgAIRMIX, wspgH_2) = wspgVFIDID(13; 12) = 0,01 \%, \quad (3.4)$$

$$V_{0\_H} = \frac{1}{(x_{O_2\_B} - 0,5 \cdot x_{H_2\_B})} \cdot (2 \cdot x_{CH_4}) = \frac{1 \cdot 2}{20,99 - 0,5 \cdot 0,01} = 9,53 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}.$$

3 Расчет объемов продуктов сгорания таких как: азот, CO<sub>2</sub>, водяных паров, аргона:

$$V_{0\_N_2\_H} = wspgVFIDID(wspgAIRMIX, wspgN_2) \cdot V_{0\_H} = \\ = wspgVFIDID(13; 0) \cdot 9,53 = 7,436 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}, \quad (3.5)$$

$$V_{0\_CO_2\_H} = V_{0\_H} \cdot wspgVFIDID(wspgAIRMIX; wspgCO_2) + x_{CH_4} \\ = 9,53 \cdot wspgVFIDID(13; 2) + 1 = 1 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}, \quad (3.6)$$

$$V_{0\_H_2O\_H} = V_{0\_H} \cdot x_{H_2\_B} + 2 \cdot x_{CH_4} = 9,53 \cdot 0,0001 + 2 \cdot 1 = \\ = 2,001 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^3}, \quad (3.7)$$

$$V_{0_{Ar_H}} = \text{wspgVFIDID}(\text{wspgAIRMIX}; \text{wspgAr})V_{0_H} = \text{wspgMFIDID}(13; 10) \cdot 9,53 = 0,0094 \cdot 9,530,0895. \quad (3.8)$$

4 Молярная масса полученной смеси равна:

$$MM_{\text{ТОПЛ}} = MM_{\text{CH}_4} = 16,043 \frac{\text{Г}}{\text{МОЛЬ}}. \quad (3.9)$$

5 Плотность топлива при заданной температуре:

$$\rho_{\text{ТОПЛ}_0} = \frac{MM_{\text{ТОПЛ}} \cdot P_0}{R_m \cdot T_0} = 0,706 \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3}. \quad (3.10)$$

6 Теоретическая масса необходимого количества воздуха на сгорание 1 кг топлива:

$$\begin{aligned} L_0 &= V_{0_H} \frac{\text{wspgMMID}(\text{wspgAIRMIX})}{MM_{\text{ТОПЛИВА}}} = 9,53 \cdot \frac{\text{wspgMMID}(13)}{16,043} \\ &= 9,53 \cdot \frac{0,028964}{16,043} = 17,2 \frac{\text{КГ}}{\text{КГ}} \end{aligned}$$

7 Расчет смеси - продуктов сгорания

$$\text{id}_{0_{\text{ПС}}} = \text{wspgNEWID}(\text{ch}) = 167208576,$$

$$\text{wspgADDGASV}(\text{id}_{0_{\text{ПС}}}; \text{wspgN}_2; V_{0_{\text{N}_2_{\text{H}}}}) = 1,$$

$$\text{wspgADDGASV}(\text{id}_{0_{\text{ПС}}}; \text{wspgCO}_2; V_{0_{\text{CO}_2_{\text{H}}}}) = 2,$$

$$\text{wspgADDGASV}(\text{id}_{0_{\text{ПС}}}; \text{wspgH}_2\text{O}; V_{0_{\text{H}_2\text{O}_{\text{H}}}} + V_{0_{\text{H}}} \cdot x_{\text{H}_2_{\text{B}}}) = 3,$$

$$\text{wspgADDGASV}(\text{id}_{0_{\text{ПС}}}; \text{wspgAr}; V_{0_{\text{Ar}_{\text{H}}}}) = 4.$$

8 С помощью формулы (3.3.10) находим удельный энтальпию продуктов сгорания новой смеси:

$$h_{0_{\text{ПС}_{\text{НГТ}}}} = \text{wspgHIDT}(\text{id}_{0_{\text{ПС}}}, t_{\text{НГТ}}) = \text{wspgHIDT}(167208576; 304,15) = 216,95 \frac{\text{КДЖ}}{\text{КГ}}. \quad (3.11)$$

### 3.4 Расчет воздушного компрессора

Цель расчета компрессора – это определить параметр воздуха перед камерой сгорания, после ее сжатия в компрессоре.

1 Давление перед компрессором принимаем как стандартное значение:

$$p_{HK} = p_{HB} = 0,1 \text{ МПа.}$$

2 Удельная энтропия воздуха при начальной температуре перед компрессором равна:

$$S_{HK} = \text{wspgSIDPT}(id_{HB}, p_{HK}, t_{HB}) = 7,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

3 Давление воздуха за компрессором с учетом степени повышения давления

$$p_{KK} = \pi_k \cdot p_{HK} = 14,7 \cdot 0,1 \text{ МПа} = 1,47 \text{ МПа.} \quad (3.12)$$

4 Температура и энтальпия воздуха перед камерой сгорания при изоэнтропном сжатии

$$T_{KK0} = \text{wspgTIDPS}(id_{HB}; p_{KK}; S_{HK}) = 612 \text{ К,} \quad (3.13)$$

$$h_{KK0} = \text{wspgHIDT}(id_{HB}; T_{KK0}) = 625,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.14)$$

6 Значения теплоперепада в компрессоре при изоэнтропном и реальном сжатиях вычисляются как:

$$\Delta h_{k0} = h_{KK0} - h_{HB} = (625,7 - 290,9) \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} = 334,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (3.15)$$

$$\Delta h_k = \frac{\Delta h_{k0}}{\eta_k} = \frac{334,8}{0,87} = 389,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.16)$$

8 Параметры удельной энтальпии, температуры и энтропии воздуха перед КС при реальном сжатии

$$h_{KK} = h_{HB} + \Delta h_k = 290,9 + 389,3 = 680,27 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (3.17)$$

$$T_{KK} = \text{wspgTIDH}(id_{HB}; h_{KK}) = 663 \text{ К,} \quad (3.18)$$

$$s_{\text{КК}} = \text{wspgSIDPT}(id_{\text{НВ}}; p_{\text{КК}}; T_{\text{КК}}) = 729,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \quad (3.19)$$

### 3.5 Расчет топливного компрессора

1 Значения удельных энтальпии и энтропии выбранного топлива перед топливным компрессором вычисляются по (3.20) и (3.21)

$$h_{\text{НТК}} = c_{p_{\text{СН}_4}}(T_{\text{ТОПЛ}}) = 777,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (3.20)$$

$$s_{\text{НТК}} = \text{wspgSIDPT}(id_{0_{\text{ПС}}}, p_{\text{ТОПЛ}}, T_{\text{ТОПЛ}}) = 8,09 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \quad (3.21)$$

2 Для расчета необходимо знать значение давления топлива за топливным компрессором

$$P_{\text{ТОПЛ\_КС}} = P_{\text{КК}} + \Delta P_{\text{ТОПЛ\_КС}} = 1,47 + 0,5 = 1,97 \text{ МПа}. \quad (3.22)$$

3 Температура, энтальпия, теплоперепад топлива за ТК при изоэнтропном сжатии

$$T_{\text{КТК0}} = \text{wspgTIDPS}(id_{0_{\text{ПС}}}, P_{\text{ТОПЛ\_КС}}, s_{\text{НТК}}) = 392,6 \text{ К}, \quad (3.23)$$

$$h_{\text{КТК0}} = c_{p_{\text{СН}_4}}(T_{\text{КТК0}}) = 1060 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (3.24)$$

$$\Delta h_{\text{ТК0}} = h_{\text{КТК0}} - h_{\text{НТК}} = 1060 - 777,6 = 282,48 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.25)$$

4 Теплоперепад, температура и удельная энтальпия топлива в топливном компрессоре при реальном сжатии равны:

$$\Delta h_{\text{ТК}} = \frac{\Delta h_{\text{ТК0}}}{\eta_{\text{ТОПЛ\_К}}} = \frac{282,48}{0,8} = 353,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (3.26)$$

$$h_{\text{КТК}} = h_{\text{НТК}} + \Delta h_{\text{ТК}} = 777,6 + 353,1 = 1130,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (3.27)$$

$$T_{\text{КТК0}} = \frac{h_{\text{КТК}}}{c_{p_{\text{СН}_4}}} = \frac{1130,7}{2,7} = 418,78 \text{ К}. \quad (3.28)$$

### 3.6 Расчет камеры сгорания

Цель расчета камеры сгорания – необходимость определения количества избыточного воздуха, которое поступает в камеру сгорания параллельно с воздухом, требуемым для горения топлива при выбранной температуре за КС.

- 1 Энтальпия воздуха при температуре 1483 К на входе в турбину

$$h_{\text{НВ\_НГТ}} = \text{wspgHIDT}(\text{id}_{\text{НВ}}; t_{\text{НГТ}}) = 1632,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.29)$$

- 2 Удельные энтальпии по заданной температуре определения  $Q_{\text{нр}}$

$$\begin{aligned} h_{\text{кк\_qhp}} &= h_{\text{кк}} - \text{wspgHIDT}(\text{id}_{\text{НВ}}; T_{Q_{\text{нр}}}) = \\ &= 680,3 - 275,8 = 404,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \end{aligned} \quad (3.30)$$

$$\begin{aligned} h_{0_{\text{лс\_кк\_нгт\_qhp}}} &= h_{0_{\text{лс\_нгт}}} - \text{wspgHIDT}(\text{id}_{0_{\text{лс}}}; t_{Q_{\text{нр}}}) = 342,195 - \\ &\text{wspgHIDT}(167208576; 273,15) = 307,22 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \end{aligned}$$

$$h_{\text{ктк\_qhp}} = h_{\text{ктк}} - h_{0_{\text{CH}_4_t}}(t_{Q_{\text{нр}}}) = 680,3 - h_{0_{\text{CH}_4_t}}(t_{Q_{\text{нр}}}) = 343,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$h_{\text{НВ\_НГТ\_qhp}} = h_{\text{НВ\_НГТ}} - \text{wspgHIDT}(\text{id}_{\text{НВ}}; t_{Q_{\text{нр}}}) = 1632,3 = \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

### 3.7 Расчет газовой турбины

- 1 Найдем давления газа, учитывая потери давления после камеры сгорания в 1 %

$$P_{\text{шт}} = P_{\text{кс}} \cdot (1 - 0,01) = 1,47 \cdot (0,99) = 1,396 \text{ МПа}. \quad (3.31)$$

- 2 Удельная энтропия полученной смеси на входе в газовую турбину:

$$\begin{aligned} S_{\text{шт}} &= \text{wspgSIDPT}(\text{id}_{\text{ГКС}}; P_{\text{ГТУ}}; T_{\text{КС\_ВЫХ}}) \\ &= \text{wspgSIDPT}(129519476; 1,396 \text{ МПа}; 1483 \text{ } ^\circ\text{C}) \\ &= 9,27 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \end{aligned}$$



3 Температура продуктов сгорания, удельная энтальпия тела и теплоперепад за турбиной при изоэнтропном расширении в ГТ:

$$\begin{aligned} T_{\text{кт}0} &= \text{wspgTIDPS}(id_{\text{Г\_КС}}; P_{\text{НВ}}; P_{\text{НТ}}) \\ &= \text{spgTIDPS}(129519476; 1 \text{ МПа}; 0,105 \text{ МПа}) = 797,9 \text{ К}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_{\text{кт}0} &= \text{wspgHIDT}(id_{\text{Г\_КС}}; T_{\text{кт}0}) = \text{wspgHIDT}(129519476; 797,9\text{К}) \\ &= 873 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \end{aligned} \quad (3.32)$$

$$\Delta h_{\text{т}0} = h_{\text{Г\_КС\_ВЫХ}} - h_{\text{кт}0} = 1732,5 - 873 = 859,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.33)$$

4 При реальном расширении удельные энтальпии за турбиной и в турбине соответственно равны:

$$\Delta h_{\text{т}} = \Delta h_{\text{т}0} \cdot \eta_{\text{т}} = 859,5 \cdot 0,88 = 756,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (3.34)$$

$$h_{\text{кт}} = h_{\text{Г\_КС\_ВЫХ}} - \Delta h_{\text{т}} = 1732,5 - 756,4 = 976,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.35)$$

Для проведения расчетов с учетом дожигания необходимо увеличить энтальпию за турбиной до 1500 кДж/кг. Дальнейшие расчеты делятся на 2 раздела: а) без учета дожигания; б) с учетом дожигания топлива.

5 Температура продуктов сгорания топлива на выходе из турбины при изоэнтропном расширении:

$$\begin{aligned} \text{а) } T_{\text{кт}} &= \text{wspgTIDH}(id_{\text{Г\_КС}}; h_{\text{кт}}) = \text{spgTIDH}\left(129519476; 976,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right) \\ &= 884,6 \text{ К}, \end{aligned} \quad (3.36)$$

$$\begin{aligned} \text{б) } T_{\text{кт}} &= \text{wspgTIDH}(id_{\text{Г\_КС}}; h_{\text{кт}}) = \text{spgTIDH}\left(129519476; 1500 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right) \\ &= 1242,3 \text{ К}. \end{aligned}$$

6 При реальном расширении рабочего смеси удельная энтропия равна:

$$\begin{aligned}
 \text{а) } S_{\text{КТ}} &= \text{wspgSIDPT}(id_{\text{Г_КС}}; P_{\text{НВ}}; T_{\text{КТ}}) = \\
 &= \text{wspgSIDPT}(129519476; 1 \text{ МПа}; 884,6\text{К}) = \\
 &= 9,39 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}, \quad (3.37)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{б) } S_{\text{КТ}} &= \text{wspgSIDPT}(id_{\text{Г_КС}}; P_{\text{НВ}}; T_{\text{КТ}}) = \\
 &= \text{wspgSIDPT}(129519476; 1 \text{ МПа}; 1242,3\text{К}) = 10,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.
 \end{aligned}$$

### 3.8 Расчет котла-утилизатора

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

$$\begin{aligned}
 h_{\text{Воды}_0} &= \text{wspHPT}(P_{\text{ВД}}; T_{\text{КТ}}) = \text{wspHPT}(3,5\text{МПа}; (797,9 - 15)\text{К}) = \\
 3473 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.38)
 \end{aligned}$$

2 Температуры воды при высоких давлениях в экономайзере:

$$T_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}} = \text{wspTSP}(P_{\text{ВД}}) = \text{wspTSP}(3,5\text{МПа}) = 515,7 \text{ К}.$$

3 Температуры и энтальпия газов перед экономайзером:

$$T_{\text{Газ}}^{\text{ВД}} = T_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}} + \delta_{\text{напор}} = 515,7 + 31 = 546,7 \text{ К}, \quad (3.39)$$

$$h_{\text{Газ}_\text{ЭК}} = \text{wspgHIDT}(id_{\text{Г_КС}}; T_{\text{Газ}}^{\text{ВД}}) = 615,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.40)$$

4 Энтальпия воды в экономайзере при температуре насыщения:

$$h_{\text{Вода}_\text{ЭК}} = \text{wspHSWT}(T_{\text{ЭК}}^{\text{ВД}}) = \text{wspHSWT}(515,7) = 1049,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

5 Производительность КУ с джиганием топлива и без:

$$\text{а) } G_{\text{пар}} = G_{\text{Газ}} \frac{(h_{\text{КТ}} - h_{\text{Газ}_\text{ЭК}})}{(h_{\text{Воды}_0} - h_{\text{Вода}_\text{ЭК}})} = 394 \frac{(976,2 - 581)}{(3473 - 1049,7)} = 57,3 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

$$\text{б) } G_{\text{пар}} = G_{\text{Газ}} \frac{(h_{\text{КТ}} - h_{\text{Газ}_\text{ЭК}})}{(h_{\text{Воды}_0} - h_{\text{Вода}_\text{ЭК}})} = 394 \frac{(1500 - 581)}{(3473 - 1049,7)} = 128 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

6 Энтальпия питательной воды, призаданной температуре (обычно в диапазоне от 60 до 70 °С):

$$h_{\text{ПВ}} = \text{wspHPT}(3,5\text{МПа}; 60^\circ\text{C}) = 253,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.41)$$

7 Энтальпия воды в при температуре насыщения и давлении в деаэраторе:

$$\begin{aligned} h_{\text{вода}_д} &= \text{wspHSWT}(\text{wspTSP}(P_d)) = \text{wspHSWT}(\text{wspTSP}(0,5\text{МПа})) \\ &= 640 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned} \quad (3.42)$$

8 Энтальпии и температуры уходящих газов за экономайзером:

$$\begin{aligned} \text{а) } h_{\text{УГ}_\text{ЭК}} &= h_{\text{газ}_\text{ЭК}} - G_{\text{пар}} \frac{(h_{\text{вода}_\text{ЭК}} - h_{\text{вода}_д})}{(G_{\text{газ}})} = 581 - 57,3 \frac{(1049,7 - 640)}{(394)} \\ &= 519,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \end{aligned} \quad (3.43)$$

$$\begin{aligned} \text{б) } h_{\text{УГ}_\text{ЭК}} &= h_{\text{газ}_\text{ЭК}} - G_{\text{пар}} \frac{(h_{\text{вода}_\text{ЭК}} - h_{\text{вода}_д})}{(G_{\text{газ}})} = 581 - 128 \frac{(1049,7 - 640)}{(394)} \\ &= 467,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \end{aligned} \quad (3.44)$$

$$\begin{aligned} \text{а) } T_{\text{УГ}_\text{ЭК}} &= \text{wspgTIDH}(id_{\text{Гкк}}; h_{\text{УГ}_\text{ЭК}}) = \text{wspgTIDH}\left(129519476; 519,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right) \\ &= 486,89 \text{ К}, \end{aligned} \quad (3.45)$$

$$\begin{aligned} \text{б) } T_{\text{УГ}_\text{ЭК}} &= \text{wspgTIDH}(id_{\text{Гкк}}; h_{\text{УГ}_\text{ЭК}}) = \text{wspgTIDH}\left(129519476; 467,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right) \\ &= 419 \text{ К}. \end{aligned} \quad (3.46)$$

9 Энтальпия воды за ГПК при выбранной температуре 383 К :

$$h_{\text{ГПК}} = \text{wspHSWT}(T_{\text{вода}_\text{ГПК}}) = \text{wspHSWT}(383) = 460,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.47)$$

10 Расход воды на деаэратор :

$$\text{а) } G_{\text{деаэр}} = G_{\text{пар}} \frac{(h_{\text{вода}_д} - h_{\text{вода}_\text{ГПК}})}{h_{\text{вода}_\text{ЭК}} - h_{\text{вода}_\text{ГПК}}} = 57,3 \frac{(640 - 460,7)}{(1049,7 - 460,7)} = 17,46 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

$$\text{б) } G_{\text{деаэр}} = G_{\text{пар}} \frac{(h_{\text{вода\_д}} - h_{\text{вода\_ГПК}})}{h_{\text{вода\_эк}} - h_{\text{вода\_ГПК}}} = 128 \frac{(640 - 460,7)}{(1049,7 - 460,7)} = 39 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

11 Энтальпия конденсата и уходящих газов за КУ и их температура :

$$\begin{aligned} h_{\text{конд}} &= \text{wspHSWT}(\text{wspTSP}(P_{\text{конд}})) = \text{wspHSWT}(\text{wspTSP}(5\text{кПа})) \\ &= 137,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \end{aligned} \quad (3.48)$$

$$\begin{aligned} \text{а) } h_{\text{УГ\_КУ}} &= h_{\text{ух\_экон}} - G_{\text{пар}} \frac{((h_{\text{ГПК}} - h_{\text{ПВ}}))}{(G_{\text{газ}})} = 519,9 - 57,3 \frac{(460,7 - 253)}{(394)} \\ &= 486,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \end{aligned} \quad (3.49)$$

$$\begin{aligned} \text{б) } h_{\text{УГ\_КУ}} &= h_{\text{ух\_экон}} - G_{\text{пар}} \frac{((h_{\text{ГПК}} - h_{\text{ПВ}}))}{(G_{\text{газ}})} = 519,9 - 128 \frac{(460,7 - 253)}{(394)} \\ &= 392,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \end{aligned} \quad (3.50)$$

$$\begin{aligned} \text{а) } T_{\text{УГ\_КУ}} &= \text{wspgTIDH}(id_{\text{Гк}}; h_{\text{УГ\_КУ}}) = \text{wspgTIDH}\left(129519476; 486,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right) \\ &= 456,3 \text{ К}, \end{aligned} \quad (3.51)$$

$$\begin{aligned} \text{б) } T_{\text{УГ\_КУ}} &= \text{wspgTIDH}(id_{\text{Гк}}; h_{\text{УГ\_КУ}}) = \text{wspgTIDH}\left(129519476; 392,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right) \\ &= 353,3 \text{ К}, \end{aligned} \quad (3.52)$$

$$h_a = \text{wspgHIDT}(id_{\text{Гк}}; T_{\text{атм}}) = \text{wspgHIDT}(129519476; 288\text{К}) = 305,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

12 Эффективность котла-утилизатора, завищая от энтальпии уходящих газов равна:

$$\text{а) } \eta_{\text{ку}} = \frac{h_{\text{кт}} - h_{\text{УГ\_КУ}}}{h_{\text{кт}} - h_a} = \frac{976,2 - 486,5}{976,2 - 305,4} \cdot 100\% = 73\%, \quad (3.53)$$

$$\text{б) } \eta_{\text{ку}} = \frac{h_{\text{кт}} - h_{\text{УГ\_КУ}}}{h_{\text{кт}} - h_a} = \frac{1500 - 353,3}{1500 - 305,4} \cdot 100\% = 93,7\%. \quad (3.54)$$

13 Тепло отданное газами ГТУ и полученное пара в котел равны:

$$а) Q_{\text{газ}} = G_{\text{газ}}(h_{\text{кт}} - h_{\text{уГКУ}}) = 394(976,2 - 486,5) = 174,3 \text{ МВт}, \quad (3.55)$$

$$б) Q_{\text{газ}} = G_{\text{газ}}(h_{\text{кт}} - h_{\text{уГКУ}}) = 394(1500 - 353,3) = 394,1 \text{ МВт}, \quad (3.56)$$

$$а) Q_{\text{пар}} = G_{\text{пар}} \cdot h_{\text{воды}_0} - (G_{\text{пар}} - G_{\text{деаэр}}) \cdot h_{\text{конд}} = \\ = 57,3 \cdot 3409 - (57,3 - 17,46) \cdot 137,7 = 193,6 \text{ МВт}, \quad (3.57)$$

$$б) Q_{\text{пар}} = G_{\text{пар}} \cdot h_{\text{воды}_0} - (G_{\text{пар}} - G_{\text{деаэр}}) \cdot h_{\text{конд}} = \\ = 128 \cdot 3409 - (128 - 39) \cdot 137,7 = 437,3 \text{ МВт}. \quad (3.58)$$

14 Расчет погрешности:

$$а) \Delta Q_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{п}} - Q_{\text{г}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100\% = \frac{193,6 - 174,3}{193,6} \cdot 100\% = 0,9\%, \quad (3.59)$$

$$б) \Delta Q_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{п}} - Q_{\text{г}}}{Q_{\text{п}}} \cdot 100\% = \frac{437,3 - 394,1}{437,3} \cdot 100\% = 0,9\%. \quad (3.60)$$

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

$$а) Q_{\text{КУ}} = \frac{193,6 + 174,3}{2} = 183,9 \text{ МВт}, \quad (3.61)$$

$$б) Q_{\text{КУ}} = \frac{437,3 + 394,1}{2} = 415,7 \text{ МВт}. \quad (3.62)$$

### 3.9 Расчет паровой турбины

Цель расчета паровой турбины заключается в определении параметров водяного пара после турбины.

1 Удельный объем пара перед турбиной:

$$v_0 = \text{wspVPH}(P_0; h_{\text{воды}_0}) = \text{wspVPH}\left(3,5 \text{ МПа}; 3409 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right) = 0,1 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

2 Удельная энтальпия воды и объем пара при температуре насыщения за турбиной:

$$\begin{aligned} h_{в,z} &= \text{wspHSWT}(\text{wspTSP}(P_z)) = \text{wspHSWT}(\text{wspTSP}(15\text{кПа})) \\ &= 225,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \end{aligned} \quad (3.63)$$

$$v_z = \text{wspVPH}(P_z; h_{в,z}) = \text{wspVPH}\left(15 \text{ кПа}; 225,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right) = 0,01 \text{ м}^3.$$

3 Расширение пара в турбины с дожиганием топлива и без:

$$\begin{aligned} \text{а) } h_{\text{расш}} &= \text{wspHEXPANSIONPTREFF}(P_0; T_{\text{пара}}; P_z; 1) = \\ &= \text{wspHEXPANSIONPTREFF}(3,5 \text{ МПа}; 884,6 \text{ К}; 15 \text{ кПа}; 1) \\ &= 2421 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \end{aligned} \quad (3.64)$$

$$\begin{aligned} \text{б) } h_{\text{расш}} &= \text{wspHEXPANSIONPTREFF}(P_0; T_{\text{пара}}; P_z; 1) = \\ &= \text{wspHEXPANSIONPTREFF}(3,5 \text{ МПа}; 1242,3 \text{ К}; 15 \text{ кПа}; 1) \\ &= 2690,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned} \quad (3.65)$$

4 Располагаемый теплоперепад в турбине при наличии и отсутствии дожигающих устройств:

$$\text{а) } H_0 = h_{\text{воды}_0} - h_{\text{расш}} = 3409 - 2421 = 1052 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (3.66)$$

$$\text{б) } H_0 = h_{\text{воды}_0} - h_{\text{расш}} = 3409 - 2690,9 = 819 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.67)$$

5 Использованный теплоперепад в турбине:

$$\text{а) } H_i = H_0 \cdot \eta_{oi} = 1052 \cdot 0,75 = 789 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (3.68)$$

$$\text{б) } H_i = H_0 \cdot \eta_{oi} = 819 \cdot 0,75 = 614 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.69)$$

6 Энтальпия пара за турбиной:

$$\text{а) } h_{вв} = h_{\text{воды}_0} - H_i = 3409 - 789 = 2684 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (3.70)$$

$$\text{б) } h_{\text{вв}} = h_{\text{воды0}} - H_i = 3409 - 614 = 2895 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.71)$$

7 Внутренняя и располагаемая мощности турбины:

$$\text{а) } N_i^{\text{пт}} = G_{\text{пар}} \cdot H_i \cdot \eta_{oi} = 57,3 \cdot 789 \cdot 0,75 = 33,9 \text{ МВт}, \quad (3.72)$$

$$\text{б) } N_i^{\text{пт}} = G_{\text{пар}} \cdot H_i \cdot \eta_{oi} = 128 \cdot 614 \cdot 0,75 = 59 \text{ МВт}, \quad (3.73)$$

$$\text{а) } N_0^{\text{пт}} = G_{\text{пар}} \cdot H_i = 57,3 \cdot 789 = 45,25 \text{ МВт}, \quad (3.74)$$

$$\text{б) } N_0^{\text{пт}} = G_{\text{пар}} \cdot H_i = 128 \cdot 614 = 78,6 \text{ МВт}. \quad (3.75)$$

### 3.10 Расчет характеристик ПГУ

В данном разделе проводим расчеты для получения значений эффективности установки:

1 Абсолютный внутренний КПД ПТУ с дожиганием и без:

$$\text{а) } \eta_i^{\text{ПТУ}} = \frac{N_i^{\text{пт}}}{Q_{\text{кв}}} = \frac{33,9}{183,9} \cdot 100\% = 18,4\%, \quad (3.76)$$

$$\text{б) } \eta_i^{\text{ПТУ}} = \frac{N_i^{\text{пт}}}{Q_{\text{кв}}} = \frac{59}{415,7} \cdot 100\% = 14 \%. \quad (3.77)$$

2 Электрические КПД паросиловой установки:

$$\text{а) } \eta_{\text{э}}^{\text{ПСУ}} = \eta_i^{\text{ПТУ}} \cdot \eta_{\text{кв}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{эГ}} = 0,184 \cdot 0,68 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 100\% = 13\%, \quad (3.78)$$

$$\text{б) } \eta_{\text{э}}^{\text{ПСУ}} = \eta_i^{\text{ПТУ}} \cdot \eta_{\text{кв}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{эГ}} = 0,14 \cdot 0,68 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 100\% = 12,9\%, \quad (3.79)$$

3 Электрические мощности ПГУ:

$$\text{а) } N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = N_{\text{э}}^{\text{ГТУ}} + N_i^{\text{пт}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{эГ}} = 99 + 33,9 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 147,4 \text{ МВт}, \quad (3.80)$$

$$\text{б) } N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = N_{\text{э}}^{\text{ГТУ}} + N_i^{\text{пт}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{эГ}} = 99 + 59 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 171,7 \text{ МВт}. \quad (3.81)$$

4 Тепло подведенное в КС газотурбинного цикла:

$$а) Q_{кc} = \frac{N_{э}^{ГТУ}}{\eta_{э}^{ГТУ}} = \frac{147,4}{0,526} = 217,5 \text{ МВт}, \quad (3.82)$$

$$б) Q_{кc} = \frac{N_{э}^{ГТУ}}{\eta_{э}^{ГТУ}} = \frac{171,7}{0,34,6} = 230,6 \text{ МВт}. \quad (3.83)$$

5 Абсолютные электрические КПД ПГУ:

$$а) \eta_{э}^{ПГУ} = \frac{N_{э}^{ПГУ}}{Q_{кc}} = \frac{147,4}{217,5} \cdot 100\% = 51 \%, \quad (3.84)$$

$$б) \eta_{э}^{ПГУ} = \frac{N_{э}^{ПГУ}}{Q_{кc}} = \frac{171,7}{230,6} \cdot 100\% = 67,79\%. \quad (3.85)$$

6 Объемные и массовые доли водяного пара:

$$\begin{aligned} а) V_{H_2O} &= \text{wspgVFIDID}(id_{Гкc}; id_{газа}) \\ &= \text{wspgVFIDID}(129519476; 4) \cdot 100\% = 11\%, \end{aligned} \quad (3.86)$$

$$\begin{aligned} б) V_{H_2O} &= \text{wspgVFIDID}(id_{Гкc}; id_{газа}) \\ &= \text{wspgVFIDID}(129519476; 4) \cdot 100\% = 20,4 \%, \end{aligned} \quad (3.87)$$

$$\begin{aligned} а) M_{H_2O} &= \text{wspgMFIDID}(id_{Гкc}; id_{газа}) \\ &= \text{wspgVFIDID}(129519476; 4) \cdot 100\% = 7,2\%, \end{aligned} \quad (3.88)$$

$$\begin{aligned} б) M_{H_2O} &= \text{wspgMFIDID}(id_{Гкc}; id_{газа}) \\ &= \text{wspgVFIDID}(129519476; 4) \cdot 100\% = 13,6\%. \end{aligned} \quad (3.89)$$

### 3.11 Сравнение полученных результатов и построение графиков

Для проверки расчета элементов ПГУ было проведено сравнение расчетных данных, полученных с помощью программы WaterSteamPro.

**Таблица 3 – Сравнение характеристик ПГУ**

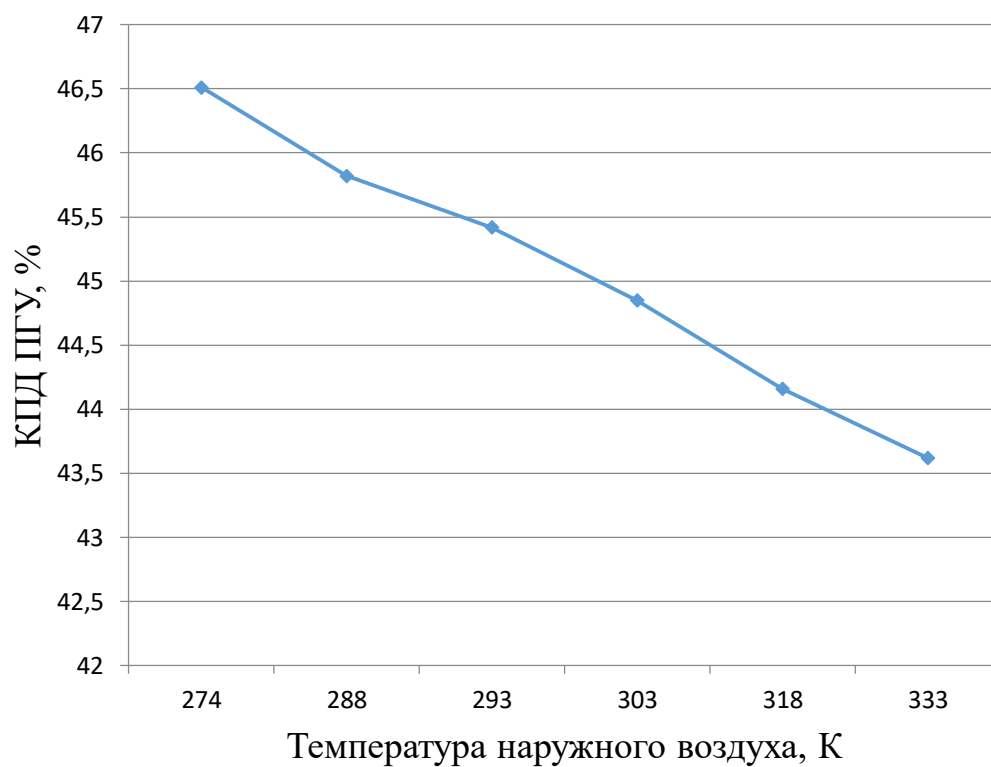
Параметр	Обычный расчет	Расчет по программе WSP	Относительные расхождения величин, %
Показатели ГТУ			
КПД ГТУ	38,6 %	34,6%	10,3



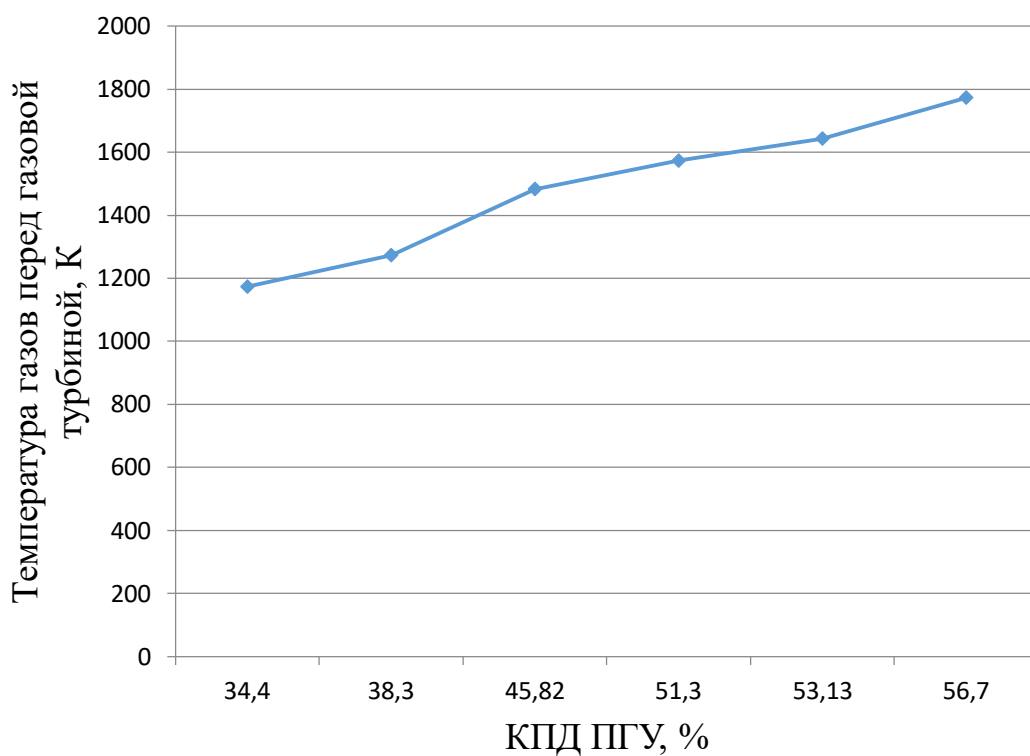
Параметр	Обычный расчет	Расчет по программе WSP	Относительные расхождения величин, %
Температура воздуха за компрессором	401,91 °С	390 °С	3
Температура выхлопных газов	783,45 °С	626,26 °С	20
Показатели ПГУ			
Номинальная мощность	127 МВт	147,4 МВт	13
Показатели КУ			
Производительность по пару	43,7 кг/с	57,3 кг/с	30
Температура уходящих газов	120 °С	180,36 °С	33

**Таблица 4 - Сравнение ПГУ с учетом дожигания и его отсутствия**

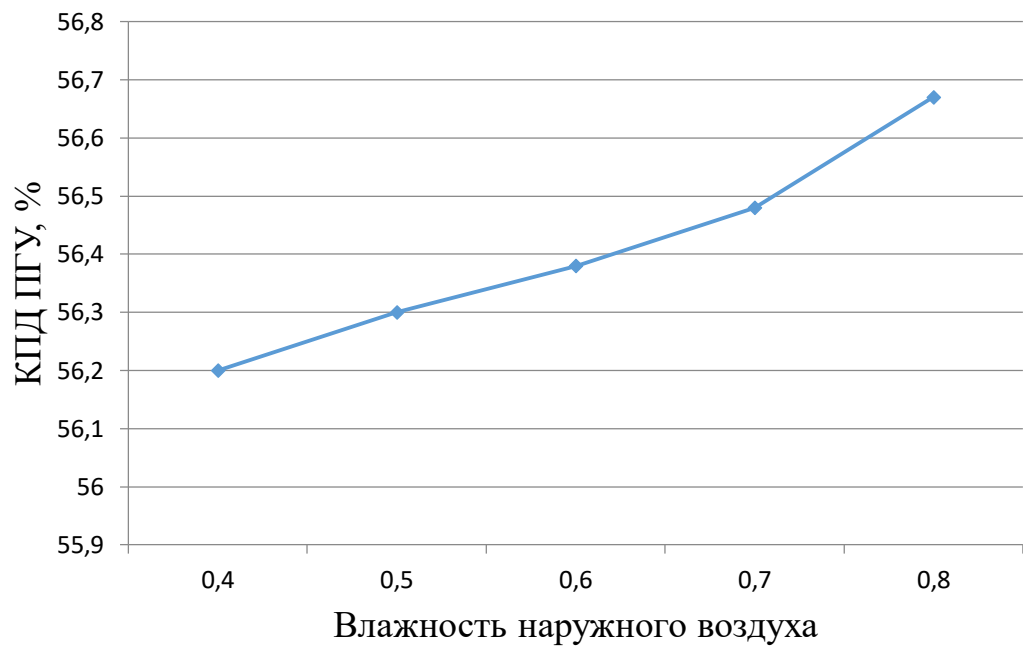
Параметр	ПГУ без дожигания	ПГУ с дожиганием	Разница, %
Расход пара, кг/с	63,04115	127,33623	50,5
Температура уходящих газов за КУ, К	453,15558	355,72783	21,5
КПД КУ, %	74,343545	93,500358	20
Внутренняя мощность турбины, МВт	38,269414	59,298132	35,5
Абсолютный электрический КПД ПГУ, %	45,8253692	51,9951369	11,9



**Рисунок 5 – Зависимость КПД ПГУ от температуры наружного воздуха**



**Рисунок 6 – Зависимость КПД ПГУ от температуры газов перед газовой турбиной**



**Рисунок 7 – Зависимость КПД ПГУ от влажности наружного воздуха**

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной дипломной работе был проведен расчет парогазовой установки, приведено сравнение относительных характеристик циклов, также построены графики зависимостей. Результаты расчета были получены с минимальной погрешностью, что говорит о правильности решения, более точными оказались расчеты, проведенные с помощью программного пакета WaterSteamPro.

Для визуального восприятия были построены графики зависимостей из которых видно как меняется значение коэффициента полезного действия от температуры наружного воздуха, влажности и температуры газов на входе в газовую турбину. Как было написано в теоретической части, коэффициент полезного действия парогазовых установок достигает до 60 %, с помощью расчетов приведенных выше мы доказали верность утверждения.

Программный комплекс WaterSteamPro позволяет проводить расчеты в среде Excel, MathCad, Visual Basic, с ее помощью мы провели расчеты свойств воды и водяного пара и получили более точные значения решений.

## ПЕРЕЧЕНЬ ОБОЗНАЧЕНИЙ И СОКРАЩЕНИЙ

ПГУ - парогазовая установка;  
ГТУ - газотурбинная установка;  
ПТУ - паротурбинная установка;  
ПСУ - паросиловая установка;  
КУ - котел-утилизатор;  
КПД - коэффициент полезного действия;  
КС – камера сгорания;  
К – компрессор;  
ЭГ – электрогенератор;  
ГТ – газовая турбина;  
ПТ – паровая турбина;  
ДУ – дожигающее устройство;  
Д – дэаратор;  
ВД – высокое давление;  
НД – низкое давление;  
Р - давление, Па;  
Т - температура, К ( $^{\circ}\text{C}$ );  
 $\rho$  - плотность, кг/м<sup>3</sup> ;  
G - массовый расход рабочего тела, кг/с;  
 $\pi$  - степень повышения давления в компрессоре;  
 $\eta$  - КПД;  
 $\eta_{oi}$  - внутренний относительный КПД;  
 $\eta_{гт}$  - внутренний относительный КПД газовой турбины;  
 $\eta_{к}$  - внутренний относительный КПД компрессора;  
S - энтропия, Дж/кгК;  
R - газовая постоянная, Дж/кгК;  
h - энтальпия, Дж/кг;  
N – мощность установки, МВт;  
Q – теплота сгорания топлива, МДж/кг.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Орлов К.А. 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 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.
- 3 РД 34.02.305-98. Методика определения валовых выбросов загрязняющих веществ в атмосферу от котельных установок ТЭС. - М.: ВТИ, 1998.
- 4 Манушин Э.А. Газовые турбины: Проблемы и перспективы. - М.: Энергоатомиздат, 1986, - 168 с.
- 5 Александров А.А. Термодинамические основы циклов теплоэнергетических установок. - М.: МЭИ, 2006. - 160 с.
- 6 Манушин Э.А. Комбинированные энергетические установки с паровыми и газовыми турбинами. - М.: ВИНТИ, 1990. - 168 с.
- 7 Скворцов А.В. 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.
- 8 Трухний А.Д., Петрунин С.В. Расчет тепловых схем парогазовых установок утилизационного типа. - М.: МЭИ, 2003. - 23 с.
- 9 Ривкин СЛ. Термодинамические свойства газов. Справочник. 4-е изд., перераб. - М.: Энергоатомиздат, 1987. – 288 с.

**ПРИЛОЖЕНИЕ А. Описание основных формул расчета в пакете  
WaterSteamPro.**

**Таблица 5 - Определение функций Water SteamPro.**

Функция	Формула	Определение
Функции состояния воды		
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 <code>wspWATERSTATEAREAPH</code> ). 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 $r = \{h_s - h_w\}$ , 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	wspHEXPANSIONPTPEFF	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.
Функции состояния газов		
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>газа</sub> ,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 6 - Определение символов в таблице 5**

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