

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	2
1 Расчет горения топлива	3
2 Расчет оптимальной степени повышения давления в компрессоре	8
3 Термодинамический расчет газового цикла.....	11
4 Термодинамический расчет парового цикла	18
5 Расчет энергетических показателей парогазовой установки.....	25
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	26
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	27

					ТГТУ.13.03.01.0XX КР ТЭ-ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
Разраб.		XXXXXX. X.X.			Термодинамический расчет парогазовой установки с котлом утилизатором. Пояснительная записка	Лит.	Лист
Пров.		Рогов И.В.					1
							28
Н. Контр.		Рогов И.В.				ЭПТ, гр.БТЭ-31з	
Утв.		Грибков А.Н.					

ВВЕДЕНИЕ

					ТГТУ.13.03.01.0XX КР ТЭ-ПЗ	Лист
						2
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1 Расчет горения топлива

Целями расчета горения топлива являются: определение низшей теплоты сгорания топлива, теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива (при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$), состав и количество продуктов сгорания топлива (дымовых газов). В этом же расчете определим такие характеристики, как: изобарная и изохорная теплоемкости воздуха, топлива и продуктов сгорания при $\alpha = 1$; молярные массы воздуха, топлива и продуктов сгорания при $\alpha = 1$; плотности при нормальных условиях воздуха, топлива и продуктов сгорания при $\alpha = 1$. При расчетах примем следующий состав сухого воздуха: 21 % об. кислорода и 79 % об. азота.

Расчет объема кислорода необходимого для сжигания 1 кг жидкого топлива ведем по формуле [9, стр. 16]:

$$V_{O_2} = 0,01 \cdot [1,867 \cdot C^p + 5,6 \cdot H^p + 0,7 \cdot S^p - 0,7 \cdot O^p] = \frac{M^3}{\text{кг}} \quad (1.1)$$

где C^p, H^p, S^p, O^p – массовые доли компонентов (в процентах) в жидком топливе (приняты по исходным данным).

Расчет теоретически необходимого количество сухого воздуха для сгорания топлива ведем по формуле [9, стр. 16]:

$$L_0^{cb} = (1 + k)V_{O_2} = \frac{M^3}{\text{кг}} \quad (1.2)$$

где $k = 79/21 = 3,762$.

Рассчитаем теоретически необходимое количество влажного воздуха для сгорания топлива. Для этого по температуре воздуха (t_b) определим давление насыщения паров воды [15]

$$p_n = \text{МПа}$$

Парциальное давление водяных паров во влажном воздухе рассчитаем по формуле:

$$p_{\pi} = \varphi \cdot p_n = \text{МПа} \quad (1.3)$$

где φ – относительная влажность воздуха (по исходным данным).

					ТГТУ.13.03.01.0XX КР ТЭ-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		3

Влагосодержание воздуха, выраженное в граммах влаги на килограмм сухого воздуха, рассчитаем по формуле [16, ф. 279, стр. 281]:

$$d = 622 \cdot \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{в}} - p_{\text{п}}} = \frac{\Gamma}{\text{кг}} \quad (1.4)$$

где $p_{\text{в}}$ – давление воздуха (по исходным данным).

Влагосодержание воздуха, выраженное в граммах влаги на м^3 сухого воздуха при нормальных условиях, рассчитаем по формуле:

$$g^{\text{св}} = d \cdot \rho_{\text{св}} = \frac{\Gamma}{\text{м}^3} \quad (1.5)$$

где $\rho_{\text{св}} = 1,293 \text{ кг/м}^3$ – плотность сухого воздуха [16, стр. 318].

Расчет теоретически необходимого количество влажного воздуха для сгорания топлива ведем по формуле [9, ф. 15, стр. 16]:

$$L_0^{\text{вв}} = (1 + 0,00124 \cdot g^{\text{св}}) L_0^{\text{св}} = \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad (1.6)$$

Расчет объемов отдельных составляющих продуктов сгорания при $\alpha = 1$, ведем по следующим формулам [23, стр. 17-18]:

$$V_0^{\text{CO}_2} = 0,01 \cdot 1,867 \cdot C^{\text{п}} = \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad (1.7)$$

$$V_0^{\text{SO}_2} = 0,01 \cdot 0,7 \cdot S^{\text{п}} = \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad (1.8)$$

$$V_0^{\text{H}_2\text{O}} = 0,01(11,2 \cdot H^{\text{п}} + 1,244 \cdot W^{\text{п}} + 0,124 \cdot L_0^{\text{св}}) = \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad (1.9)$$

$$V_0^{\text{N}_2} = 0,01 \cdot 0,8 \cdot N^{\text{п}} + k \cdot V_{\text{O}_2} = \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad (1.10)$$

Выход продуктов сгорания при сжигании 1 кг жидкого топлива при $\alpha = 1$, рассчитываем по формуле [9, ф. 17, стр. 17]:

$$V_0 = V_0^{\text{CO}_2} + V_0^{\text{SO}_2} + V_0^{\text{H}_2\text{O}} + V_0^{\text{N}_2} = \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad (1.11)$$

Рассчитаем состав (объемные доли отдельных газов) продуктов полного сгорания при сжигании 1 кг с $\alpha = 1$ [9, ф. 18, стр. 18]:

					ТГТУ.13.03.01.0XX КР ТЭ-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		4

$$CO_2 = \frac{V_0^{\dot{CO}_2}}{V_0} \cdot 100\% = \% \quad (1.12)$$

$$SO_2 = \frac{V_0^{SO_2}}{V_0} \cdot 100\% = \% \quad (1.13)$$

$$H_2O = \frac{V_0^{H_2O}}{V_0} \cdot 100\% = \% \quad (1.14)$$

$$N_2 = \frac{V_0^{N_2}}{V_0} \cdot 100\% = \% \quad (1.15)$$

Рассчитаем низшую теплоту сгорания топлива по формуле [9, стр. 10]:

$$Q_H^p = 339 \cdot C^p + 1030 \cdot H^p - 109 \cdot (O^p - S^p) - 25 \cdot (9 \cdot H^p + W^p) = \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (1.16)$$

Рассчитаем термодинамические характеристики влажного воздуха и продуктов полного сгорания топлива при $\alpha = 1$.

Рассчитаем состав влажного воздуха по формулам:

$$N_2^{BB} = \frac{79\%}{1 + 0,00124 \cdot g^{CB}} = \% \quad (1.17)$$

$$O_2^{BB} = \frac{21\%}{1 + 0,00124 \cdot g^{CB}} = \% \quad (1.18)$$

$$H_2O^{BB} = \frac{0,00124 \cdot g^{CB}}{1 + 0,00124 \cdot g^{CB}} \cdot 100\% = \% \quad (1.19)$$

Рассчитаем молярную массу влажного воздуха по формуле:

$$\mu_B = 0,01 \cdot (\mu_{N_2} N_2^{BB} + \mu_{O_2} O_2^{BB} + \mu_{H_2O} \cdot H_2O^{BB}) = \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}} \quad (1.20)$$

где $\mu_{N_2} = 28 \text{ кг/кмоль}$, $\mu_{O_2} = 32 \text{ кг/кмоль}$, $\mu_{H_2O} = 18 \text{ кг/кмоль}$ – молярные массы соответственно азота, кислорода и водяного пара.

Рассчитаем плотность влажного воздуха при нормальных условиях по формуле:

$$\rho_B = \frac{\mu_B}{22,4} = \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad (1.21)$$

					ТГТУ.13.03.01.0XX КР ТЭ-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		5

Удельные молярные изобарную и изохорную теплоемкости влажного воздуха рассчитываем, как для смеси двухатомных и трехатомных газов по формулам:

$$\mu c_{pB} = 0,01 \cdot H_2O^{BB} \cdot 33,258 + 0,01 \cdot (N_2^{BB} + O_2^{BB}) \cdot 29,101 = \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}} \quad (1.22)$$

$$\mu c_{vB} = 0,01 \cdot H_2O^{BB} \cdot 24,943 + 0,01 \cdot (N_2^{BB} + O_2^{BB}) \cdot 20,786 = \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}} \quad (1.23)$$

где 33,258 кДж/(кмоль·К) и 29,101 кДж/(кмоль·К) – молярные изобарные теплоемкости многоатомных и двухатомных газов соответственно [3, стр. 16], а 24,943 кДж/(кмоль·К) и 20,786 кДж/(кмоль·К) – молярные изохорные теплоемкости многоатомных и двухатомных газов соответственно [3, стр. 16].

Удельные изобарную и изохорную теплоемкости воздуха рассчитываем по формулам:

$$c_{pB} = \frac{\mu c_{pB}}{\mu_B} = \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad (1.24)$$

$$c_{vB} = \frac{\mu c_{vB}}{\mu_B} = \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad (1.25)$$

Газовую постоянную воздуха рассчитываем по формуле:

$$R_B = \frac{\mu R}{\mu_B} = \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad (1.26)$$

где $\mu R = 8,314$ кДж/(кмоль·К) – универсальная газовая постоянная.

Пересчитаем теоретически необходимого количество влажного воздуха для сгорания топлива из м³ воздуха на кг сжигаемого топлива в кг воздуха на кг сжигаемого топлива:

$$L_{0m}^{BB} = L_{0m}^{BB} \cdot \rho_B = \frac{\text{кг}}{\text{кг}} \quad (1.27)$$

Рассчитаем молярную массу продуктов сгорания при $\alpha = 1$ по формуле:

$$\mu_{\text{пс}} = 0,01 \cdot (CO_2 \cdot \mu_{CO_2} + SO_2 \cdot \mu_{SO_2} + H_2O \cdot \mu_{H_2O} + N_2 \cdot \mu_{N_2}) = \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}} \quad (1.28)$$

где $\mu_{CO_2} = 44$ кг/кмоль, $\mu_{SO_2} = 64$ кг/кмоль, $\mu_{H_2O} = 18$ кг/кмоль, $\mu_{N_2} = 28$ кг/кмоль – молярные массы отдельных компонентов продуктов сгорания.

					ТГТУ.13.03.01.0XX КР ТЭ-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		6

Рассчитаем плотность продуктов сгорания ($\alpha = 1$) при нормальных условиях по формуле:

$$\rho_{\text{пс}} = \frac{\mu_{\text{пс}}}{22,4} = \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad (1.29)$$

Удельные молярные изобарную и изохорную теплоемкости продуктов сгорания при $\alpha = 1$ рассчитываем, как для смеси двухатомных и трехатомных газов по формулам:

$$\mu c_{p\text{пс}} = (r_{\text{CO}_2} + r_{\text{SO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}})33,258 + r_{\text{N}_2}29,101 = \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}} \quad (1.30)$$

$$\mu c_{v\text{пс}} = (r_{\text{CO}_2} + r_{\text{SO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}})24,943 + r_{\text{N}_2}20,786 = \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}} \quad (1.31)$$

где 33,258 кДж/(кмоль·К) и 29,101 кДж/(кмоль·К) – молярные изобарные теплоемкости многоатомных и двухатомных газов соответственно [3, стр. 16], а 24,943 кДж/(кмоль·К) и 20,786 кДж/(кмоль·К) – молярные изохорные теплоемкости многоатомных и двухатомных газов соответственно [3, стр. 16].

Удельные изобарную и изохорную теплоемкости продуктов сгорания при $\alpha = 1$ рассчитываем по формулам:

$$c_{p\text{пс}} = \frac{\mu c_{p\text{пс}}}{\mu_{\text{пс}}} = \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad (1.32)$$

$$c_{v\text{пс}} = \frac{\mu c_{v\text{пс}}}{\mu_{\text{пс}}} = \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad (1.33)$$

Газовую постоянную продуктов сгорания при $\alpha = 1$ рассчитываем по формуле:

$$R_{\text{пс}} = \frac{\mu R}{\mu_{\text{пс}}} = \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad (1.34)$$

где $\mu R = 8,314$ кДж/(кмоль·К) – универсальная газовая постоянная.

					ТГТУ.13.03.01.0XX КР ТЭ-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		7

2 Расчет оптимальной степени повышения давления в компрессоре

Оптимальная степень повышения давления в компрессоре ГТУ определяется из условия обеспечения максимального внутреннего относительного КПД ГТУ на расчётном режиме работы установки. Для газотурбинной установки, при условии $c_{рг} \approx c_{рв}$, внутренний КПД определяется по формуле [18, стр. 374]:

$$\eta_{ГТУ} = \frac{\tau \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi^m}\right) \cdot \eta_t - \frac{(\pi^m - 1)}{\eta_k}}{\tau - 1 - \frac{(\pi^m - 1)}{\eta_k}} \cdot \eta_{кс} \quad (2.1)$$

где $c_{рг}$ – средняя теплоемкость газа в турбине, $c_{рв}$ – средняя теплоемкость воздуха в компрессоре, η_k – внутренний относительный КПД компрессора, η_t – внутренний относительный КПД газовой турбины, $\eta_{кс}$ – КПД камеры сгорания, τ – отношение абсолютной температуры газов, выходящих из камеры сгорания, к абсолютной температуре воздуха, засасываемого в компрессор, π – степень повышения давления в компрессоре, $m = (k-1)/k$, k – показатель адиабаты ($k \approx 1,4$ для двухатомных газов).

Числовые значения коэффициентов, входящих в формулу (2.1) приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Значения величин, необходимых для расчета внутреннего КПД ГТУ

Наименование	Значение	Примечание
1	2	3
КПД компрессора, η_k		по исходным данным
КПД турбины, η_t		по исходным данным
КПД камеры сгорания, $\eta_{кс}$		по исходным данным
температура воздуха перед компрессором, t_v		по исходным данным
температура газа (рабочего тела) перед газовой турбиной, $t_{г.т}$		по исходным данным

Продолжение таблицы 2.1

1	2	3
отношение абсолютных температур, τ	$\tau = \frac{T_{г.т}}{T_{в}} =$	
m	$m = \frac{1,4 - 1}{1,4} = 0,286$	

Для определения оптимальной степени повышения давления в компрессоре, проведем расчет зависимости внутреннего относительного КПД ГТУ от степени повышения давления π (по формуле (2.1)). Зададимся диапазон варьирования π в пределах от X до XX. Результаты расчета сведем в таблицу 2.2.

Таблица 2.2 - Зависимость внутреннего КПД ГТУ от степени повышения давления в компрессоре

π	$\eta_{ГТУ}$	π	$\eta_{ГТУ}$

По результатам расчета построим график зависимости $\eta_{ГТУ}=f(\pi)$ (см. рисунок 2.1). По рисунку 2.1 определяем, что максимум КПД газотурбинной установки соответствует степени повышения давления $\pi_{\text{опт}} = \text{X,XX}$. При этом значении степени повышения давления внутренний КПД ГТУ составляет $\eta_{ГТУ} = \text{X,XXX}$.

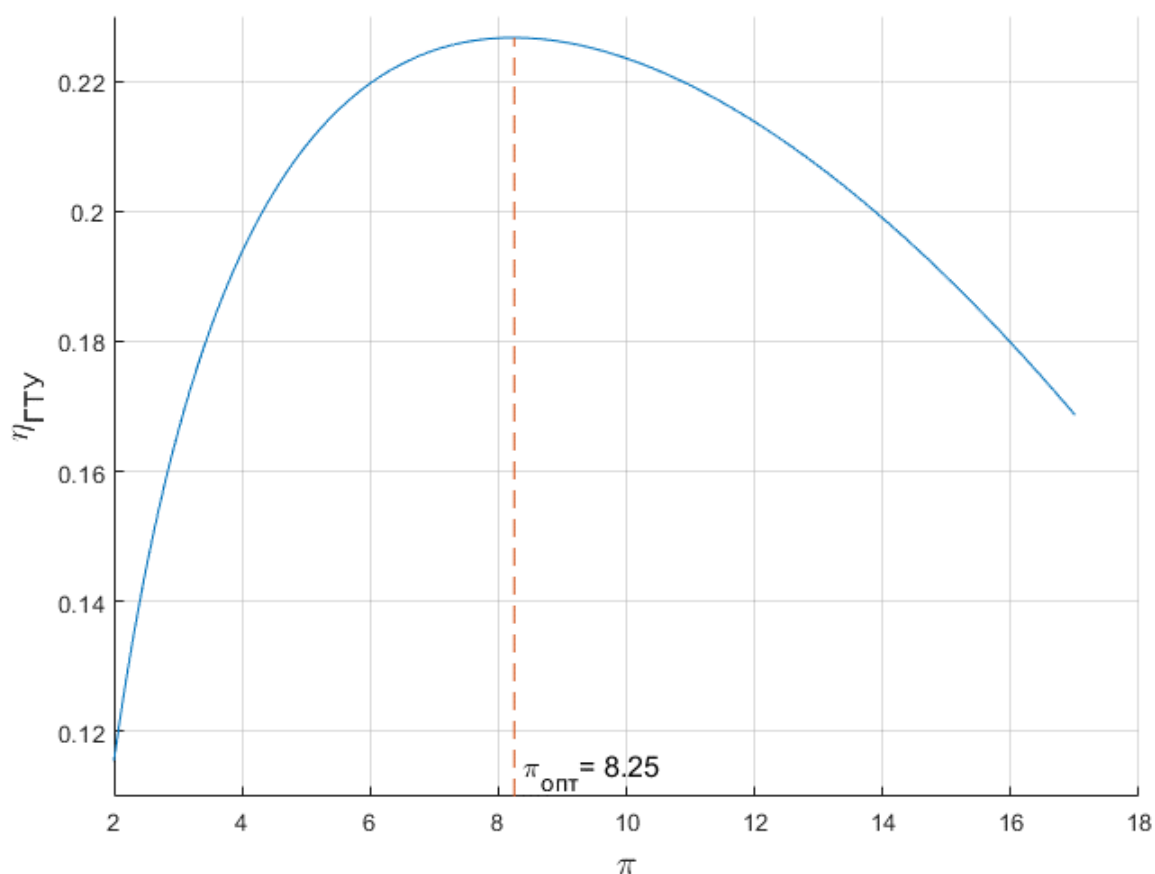


Рисунок 2.1 – Зависимость внутреннего КПД ГТУ
от степени повышения давления в компрессоре

3 Термодинамический расчет газового цикла

Принципиальная схема газотурбинной установки (ГТУ) входящей в состав парогазовой установки приведена на рисунке 3.1.

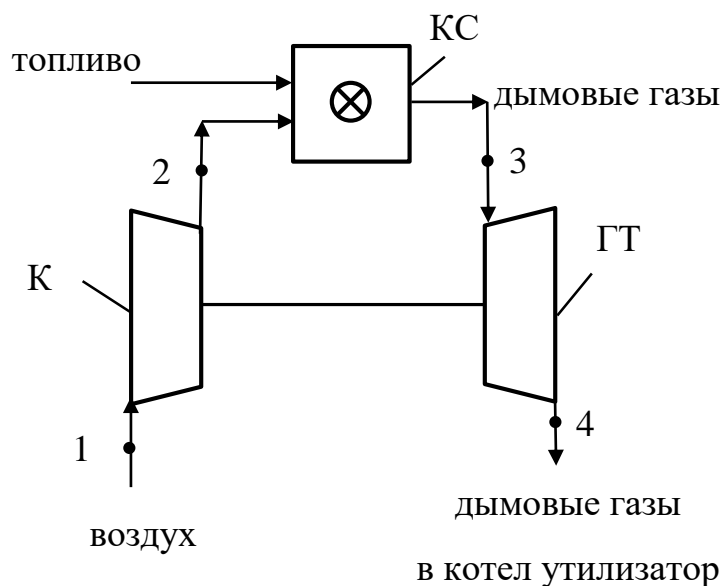


Рисунок 3.1 - Принципиальная схема ГТУ:

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

Найдем параметры рабочего тела в характерных точках цикла.

Точка 1 (воздух перед компрессором):

$$T_1 = t_b + 273,15 = \text{К}$$

$$p_1 = p_b = \text{МПа}$$

$$v_1 = \frac{R_b T_1}{p_1} = \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

$$s_1 = c_{p_b} \ln \frac{T_1}{T_0} - R_b \ln \frac{p_1}{p_0} = \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

где $T_0 = 273,15 \text{ К}$, $p_0 = 101325 \text{ Па}$ – температура и давление при нормальных условиях.

Точка 2 (воздух за компрессором).

Давление воздуха за компрессором:

$$p_2 = p_1 \pi_{\text{опт}} = \text{МПа} \quad (3.)$$

					ТГТУ.13.03.01.0XX КР ТЭ-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		11

Температура воздуха в изоэнтропном процессе сжатия рассчитываем по формуле:

$$T_{2s} = T_1 \pi_{\text{опт}}^{\frac{k_B - 1}{k_B}} = \text{К} \quad (3.1)$$

где $k_B = c_{pB} / c_{vB} = \text{X,XXX}$ – показатель адиабаты для воздуха.

Температуру воздуха за компрессором в действительном процессе сжатия рассчитываем с учетом заданного внутреннего относительного КПД компрессора по формуле:

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_K} = \text{К} \quad (3.2)$$

где η_K – внутренний КПД компрессора.

Удельный объем и удельную энтропию воздуха за компрессором рассчитываем аналогично как для точки 1:

$$v_2 = \frac{R_B T_2}{p_2} = \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad (3.3)$$

$$s_2 = c_{pB} \ln \frac{T_2}{T_0} - R_B \ln \frac{p_2}{p_0} = \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad (3.4)$$

Точка 3 (рабочий газ перед турбиной).

Температура рабочего газа перед турбиной:

$$T_3 = t_{\text{гт}} + 273,15 = \text{К} \quad (3.5)$$

где $t_{\text{гт}}$ – температура рабочего газа перед турбиной в градусах Цельсия (принимается в соответствии с исходными данными).

Давление рабочего газа перед турбиной:

$$p_3 = p_2 = \text{МПа}$$

Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания, обеспечивающий заданную температуру рабочего газа перед турбиной, рассчитываем по формуле [18, стр. 385]:

					ТГТУ.13.03.01.0XX КР ТЭ-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		12

$$\alpha = \frac{Q_H^p \cdot \eta_{KC} + c_{pT} t_T + L_{0m}^{BB} (c_{pB} - c_{pPC}) t_3}{c_{pB} L_{0m}^{BB} (t_3 - t_2)} = \quad (3.6)$$

где t_T – температура топлива (топливного газа) перед камерой сгорания (принимается по исходным данным), t_2 и t_3 – температуры воздуха перед камерой сгорания и рабочего газа после камеры сгорания в градусах Цельсия.

Рассчитаем массовые доли воздуха и продуктов сгорания при $\alpha = 1$ в составе рабочего газа:

$$g_B = \frac{(\alpha - 1) L_{0m}^{BB}}{\alpha L_{0m}^{BB} + 1} = \quad (3.7)$$

$$g_{PC} = \frac{L_{0m}^{BB} + 1}{\alpha L_{0m}^{BB} + 1} = \quad (3.8)$$

Изобарную и изохорную теплоемкости рабочего газа рассчитываем по формулам:

$$c_{pрг} = g_B c_{pB} + g_{PC} c_{pPC} = \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad (3.9)$$

$$c_{vрг} = g_B c_{vB} + g_{PC} c_{vPC} = \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad (3.10)$$

Газовую постоянную рабочего газа рассчитываем по формуле:

$$R_{рг} = g_B R_B + g_{PC} R_{PC} = \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad (3.11)$$

Показатель адиабаты рабочего рассчитываем по формуле:

$$k_{рг} = \frac{c_{pрг}}{c_{vрг}} = \quad (3.12)$$

Удельный объем рабочего газа перед турбиной рассчитываем по формуле:

$$v_3 = \frac{R_{рг} T_3}{p_3} = \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad (3.13)$$

Удельную энтропию рабочего газа перед турбиной рассчитываем по формуле:

$$s_3 = c_{pрг} \ln \frac{T_3}{T_0} - R_{рг} \ln \frac{p_3}{p_0} = \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad (3.14)$$

					ТГТУ.13.03.01.0XX КР ТЭ-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		13

Точка 4 (рабочий газ за турбиной).

Давление рабочего газа за турбиной:

$$p_4 = p_1 = \text{МПа} \quad (3.15)$$

Температура рабочего газа в изоэнтальпическом процессе расширения рассчитываем по формуле:

$$T_{4s} = T_3 \left(\frac{1}{\pi_{\text{опт}}} \right)^{\frac{k_{\text{пр}} - 1}{k_{\text{пр}}}} = \text{К} \quad (3.16)$$

Температура рабочего газа в действительном процессе расширения:

$$T_4 = T_3 - (T_3 - T_{4s})\eta_T = \text{К} \quad (3.17)$$

где η_T – внутренний КПД турбины.

Удельный объем рабочего газа за турбиной рассчитываем по формуле:

$$v_4 = \frac{R_{\text{пр}} T_4}{p_4} = \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad (3.18)$$

Удельную энтропию рабочего газа за турбиной рассчитываем по формуле:

$$s_4 = c_{p\text{пр}} \ln \frac{T_4}{T_0} - R_{\text{пр}} \ln \frac{p_4}{p_0} = \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad (3.19)$$

Температурный перепад в компрессоре в действительном процессе сжатия воздуха рассчитываем по формуле:

$$H_k = c_{p\text{пр}}(T_2 - T_1) = \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (3.20)$$

Температурный перепад в турбине в действительном процессе расширения рабочего тела рассчитываем по формуле:

$$H_T = c_{p\text{пр}}(T_3 - T_4) = \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (3.21)$$

Массовый расход топлива на установку рассчитываем по формуле:

$$M_T = \frac{N_{\text{ГТУ}}}{(\alpha L_{0m}^{BB} + 1) \cdot H_T \cdot \eta_{\text{MT}} \cdot \eta_{\text{э}} - \alpha L_{0m}^{BB} \frac{H_k}{\eta_{\text{МК}}}} = \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (3.22)$$

где $\eta_{\text{MT}} = \text{X,XX}$ – механический КПД турбины, $\eta_{\text{МК}} = \text{X,XX}$ – механический КПД компрессора, $\eta_{\text{э}} = \text{X,XX}$ – КПД электрогенератора.

Массовый расход воздуха на установку:

$$M_{\text{в}} = M_{\text{Т}} \alpha L_{0\text{т}}^{\text{ВВ}} = \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (3.23)$$

Массовый расход рабочего газа (дымовых газов) на установку:

$$M_{\text{рг}} = M_{\text{Т}} + M_{\text{в}} = \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (3.24)$$

Мощность, развиваемая турбинной установки:

$$N_{\text{Т}} = \frac{M_{\text{рг}}}{\rho_{\text{рг}}} \cdot H_{\text{Т}} \cdot \eta_{\text{MT}} \cdot \eta_{\text{э}} = \text{кВт} \quad (3.25)$$

Мощность, потребляемая компрессором установки:

$$N_{\text{к}} = M_{\text{в}} \frac{H_{\text{к}}}{\eta_{\text{МК}}} = \text{кВт} \quad (3.26)$$

Уточняем значение мощности газотурбинной установки:

$$N_{\text{ГТУ}} = N_{\text{Т}} - N_{\text{к}} = \text{кВт} \quad (3.27)$$

Эффективный КПД газотурбинной установки:

$$\eta_{\text{ГТУ}} = \frac{N_{\text{ГТУ}}}{M_{\text{Т}} \cdot Q_{\text{H}}^{\text{p}}} = \quad (3.28)$$

Коэффициент полезной мощности:

$$\varphi = \frac{N_{\text{ГТУ}}}{N_{\text{Т}}} = \quad (3.29)$$

Удельный расход воздуха на установку:

$$B_{\text{в}} = \frac{M_{\text{в}} \cdot 3600}{N_{\text{ГТУ}}} = \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \quad (3.30)$$

Удельный расход топлива на установку:

$$B_{\text{Т}} = \frac{M_{\text{Т}} \cdot 3600}{N_{\text{ГТУ}}} = \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \quad (3.31)$$

Удельный расход рабочего газа на установку:

$$B_{\text{рг}} = \frac{M_{\text{рг}} \cdot 3600}{N_{\text{ГТУ}}} = \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \quad (3.32)$$

Удельный расход тепла в установке:

$$q_{\text{ГТУ}} = \frac{M_{\text{т}} \cdot 3600 \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{N_{\text{ГТУ}}} = \frac{\text{кДж}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \quad (3.33)$$

Энтропии в характерных точках цикла, рассчитанные ранее, относятся к единице различных газов. Для точек 1 и 2 – к 1 килограмму воздуха, а 3 и 4 – к 1 килограмму рабочего газа. Для построения T-S диаграммы цикла пересчитаем эти энтропии на 1 кг сжигаемого топлива:

$$S_1 = s_1 \alpha L_{0m}^{\text{BB}} = \frac{\text{кДж}}{\text{кг т} \cdot \text{К}} \quad (3.34)$$

$$S_2 = s_2 \alpha L_{0m}^{\text{BB}} = \frac{\text{кДж}}{\text{кг т} \cdot \text{К}} \quad (3.35)$$

$$S_3 = s_3 (\alpha L_{0m}^{\text{BB}} + 1) = \frac{\text{кДж}}{\text{кг т} \cdot \text{К}} \quad (3.36)$$

$$S_4 = s_4 (\alpha L_{0m}^{\text{BB}} + 1) = \frac{\text{кДж}}{\text{кг т} \cdot \text{К}} \quad (3.37)$$

Результаты определения параметров рабочего тела в характерных точках цикла приведены таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Параметры рабочего тела в характерных точках цикла ГТУ

№ точки	p, МПа	T, К	v, м ³ /кг	s, кДж/(кг·К)	S, кДж/(кг т·К)
1					
2					
3					
4					

На рисунке 3.2 приведена T-S диаграмма цикла ГТУ.

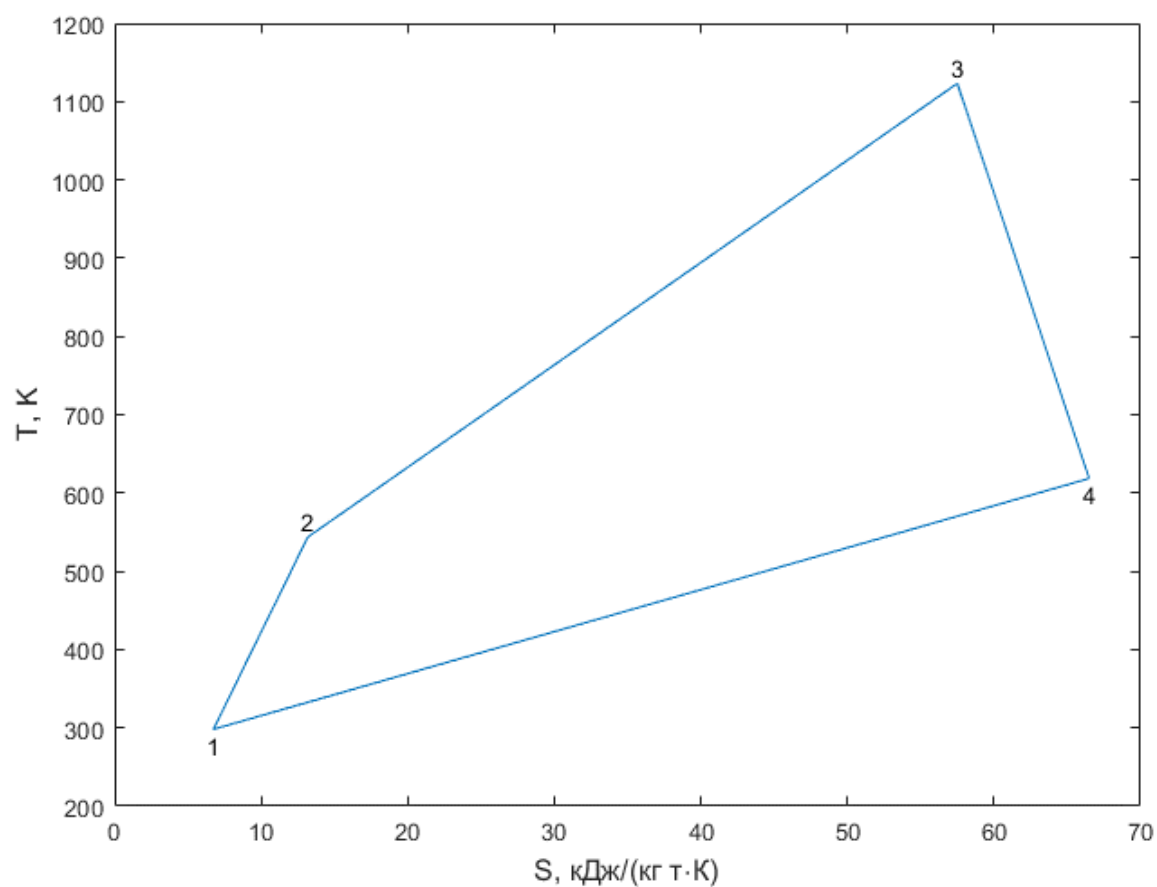


Рисунок 3.2 – T-S диаграмма цикла ГТУ

4 Термодинамический расчет парового цикла

Принципиальная схема паротурбинной установки (ПТУ) входящей в состав парогазовой установки приведена на рисунке 4.1.

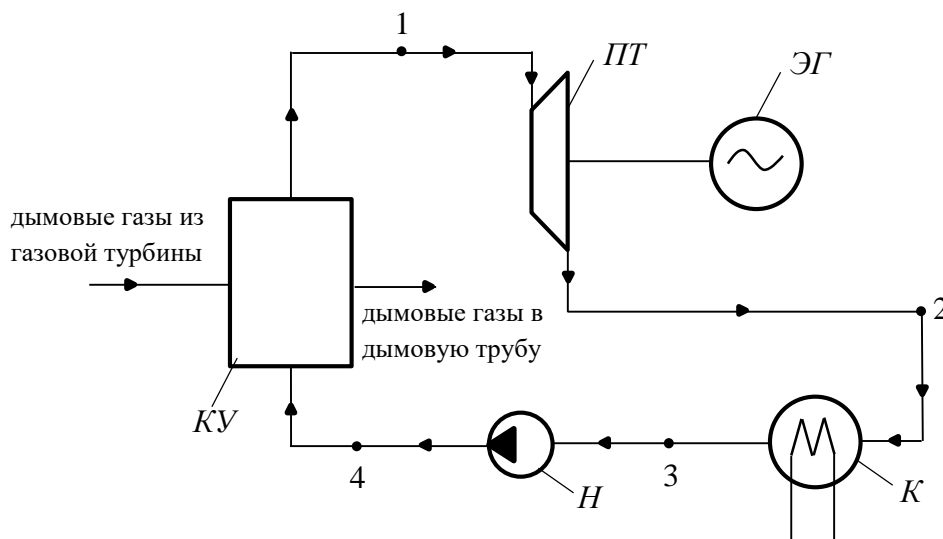


Рисунок 4.1 - Принципиальная схема ПТУ:

$KУ$ – котел утилизатор; $ПТ$ – паровая турбина; $ЭГ$ – электрогенератор;

$К$ – конденсатор; $Н$ – конденсатный (питательный) насос

Параметры воды и водяного пара в характерных точках цикла будем определять по [15].

Точка 1 (перегретый пар направляемый в турбину). Определяем по заданному давлению и температуре пара перед турбиной:

$$p_1 = \text{МПа}$$

$$t_1 = ^\circ\text{C}$$

$$T_1 = t_1 + 273,15 = \text{К}$$

$$h_1 = \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$s_1 = \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$v_1 = \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ТГТУ.13.03.01.0XX КР ТЭ-ПЗ

Лист

18

Точка 3 (вода в состоянии насыщения после конденсатора). Параметры определяем по заданному давлению в конденсаторе для воды в состоянии насыщения:

$$p_3 = \text{МПа}$$

$$t_3 = ^\circ\text{C}$$

$$T_3 = t_3 + 273,15 = \text{К}$$

$$h_3 = \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$s_3 = \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$v_3 = \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Точка 2 (пар после турбины).

Давление в точке 2 задано (давление в конденсаторе):

$$p_2 = \text{МПа}$$

Для изоэнтропного процесса расширения энтропия в точке 2 равна энтропии в точке 1:

$$s_{2s} = s_1 = \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Определяем параметры сухого насыщенного пара при давлении конденсации:

$$t_{2a} = ^\circ\text{C}$$

$$h_{2a} = \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$s_{2a} = \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$v_{2a} = \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Так как $s_{2s} < s_{2a}$, то пар выходящий из турбины – влажный насыщенный. Степень сухости пара рассчитаем по формуле:

					ТГТУ.13.03.01.0XX КР ТЭ-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		19

$$x_{2s} = \frac{s_{2s} - s_3}{s_{2a} - s_3} = \quad (4.1)$$

Тогда энтальпия пара после турбины при изоэнтропном процессе расширения:

$$h_{2s} = h_3 + x_{2s}(h_{2a} - h_3) = \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.2)$$

Энтальпию пара на выходе из турбины при действительном процессе расширения пара в турбине рассчитываем по формуле:

$$h_2 = h_1 - (h_1 - h_{2s})\eta_{\text{пт}} = 2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.3)$$

где $\eta_{\text{пт}}$ – внутренний относительный КПД паровой турбины (принимается по исходным данным).

Остальные параметры пара (влажного насыщенного) в точке 2 рассчитываем по формулам:

$$x_2 = \frac{h_2 - h_3}{h_{2a} - h_3} = \quad (4.4)$$

$$s_2 = s_3 + x_2(s_{2a} - s_3) = \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad (4.5)$$

$$v_2 = v_3 + x_2(v_{2a} - v_3) = \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad (4.6)$$

$$t_2 = \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_2 = t_2 + 273,15 = \text{К}$$

Точка 4 (вода после питательного насоса).

Давление в точке 4 задано (давление пара перед турбиной):

$$p_4 = \text{МПа}$$

Для изоэнтропного процесса повышения давления в насосе энтропия в точке 4 равна энтропии в точке 3:

$$s_{4s} = s_3 = \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

По энтропии s_{4s} и давлению p_4 определяем энтальпию в точке 4 при изоэнтропном процессе повышения давления:

$$h_{4s} = \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Энтальпия воды после питательного насоса в действительном процессе повышения давления рассчитываем по формуле:

$$h_4 = h_3 + \frac{(h_{4s} - h_3)}{\eta_{\text{пн}}} = \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.7)$$

где $\eta_{\text{пн}}$ – внутренний относительный КПД насоса.

Остальные параметры воды перед котлом утилизатором определяем по p_4 и h_4 :

$$t_4 = \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_4 = t_4 + 273,15 = \text{ } \text{K}$$

$$s_4 = \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$$

$$v_4 = \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Для построения T-s диаграммы цикла, а также для расчета расхода пара в ПТУ определим параметры воды в котле утилизатора нагретой до температуры кипения (точка 4a) и сухого насыщенно насыщенного пара в котле утилизаторе (точка 4b). Параметры определяем по давлению p_1 :

$$p_{4a} = p_{4b} = \text{МПа}$$

$$t_{4a} = t_{4b} = \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{4a} = T_{4b} = t_{4a} + 273,15 = \text{ } \text{K}$$

$$h_{4a} = \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$s_{4a} = \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$$

$$v_{4a} = \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

$$h_{4b} = \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$s_{4b} = \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$v_{4b} = \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Результаты определения параметров характерных точек цикла сводим в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Параметры рабочего тела в характерных точках цикла ПТУ

№ точки	p, МПа	t, °С	T, К	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·К)	v, м³/кг	x
1							
2							
3							
4							
4a							
4b							

Рассчитаем характеристики цикла

ПТУ.

Работа совершенная паровой турбиной определяется по формуле:

$$l_T = h_1 - h_2 = \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.8)$$

Работа, затраченная питательным насосом:

$$l_H = h_4 - h_3 = \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.9)$$

Работа за цикл:

$$l_{\text{ц}} = l_T - l_H = \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.10)$$

Теплота, подведённая к рабочему телу:

$$q_1 = h_1 - h_4 = \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.11)$$

Внутренний относительный КПД ПТУ:

$$\eta_{oiПТУ} = \frac{l_{ц}}{q_1} = \quad (4.12)$$

Эффективный КПД ПТУ:

$$\eta_{ПТУ} = \eta_{oiПТУ} \eta_{ку} \eta_{пп} \eta_{м} \eta_{э} = \quad (4.13)$$

где $\eta_{ку} = X,XX$ – КПД котла утилизатора; $\eta_{пп} = X,XX$ – КПД учитывающий потери в паропроводе; $\eta_{м} = X,XX$ – механический КПД турбины, $\eta_{э} =$ – КПД электрогенератора.

Расход пара на турбину (определяется из теплового баланса котла утилизатора):

$$D = \frac{M_{пр} c_{пр} (t_{4пр} - t_{5пр})}{h_1 - h_{4a}} = 63,8 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (4.14)$$

где $t_{4пр}$ – температура рабочего газа (дымовых газов) поступающих из газовой турбины в котел утилизатор (принимается по расчетам газового цикла). $t_{5пр}$ – температура рабочего газа в котле утилизаторе соответствующая пинч-точке [19, стр. 33-34], принимается на 10 °С выше, чем температура t_{4a} :

$$t_{5пр} = t_{4a} + 10 = \text{°С} \quad (4.15)$$

Электрическая мощность паротурбинной установки рассчитывается по формуле:

$$N_{ПТУ} = D(h_1 - h_4) \eta_{ПТУ} = \text{кВт} \quad (4.16)$$

На рисунке 4.2 приведена Т-s диаграмма цикла ПТУ.

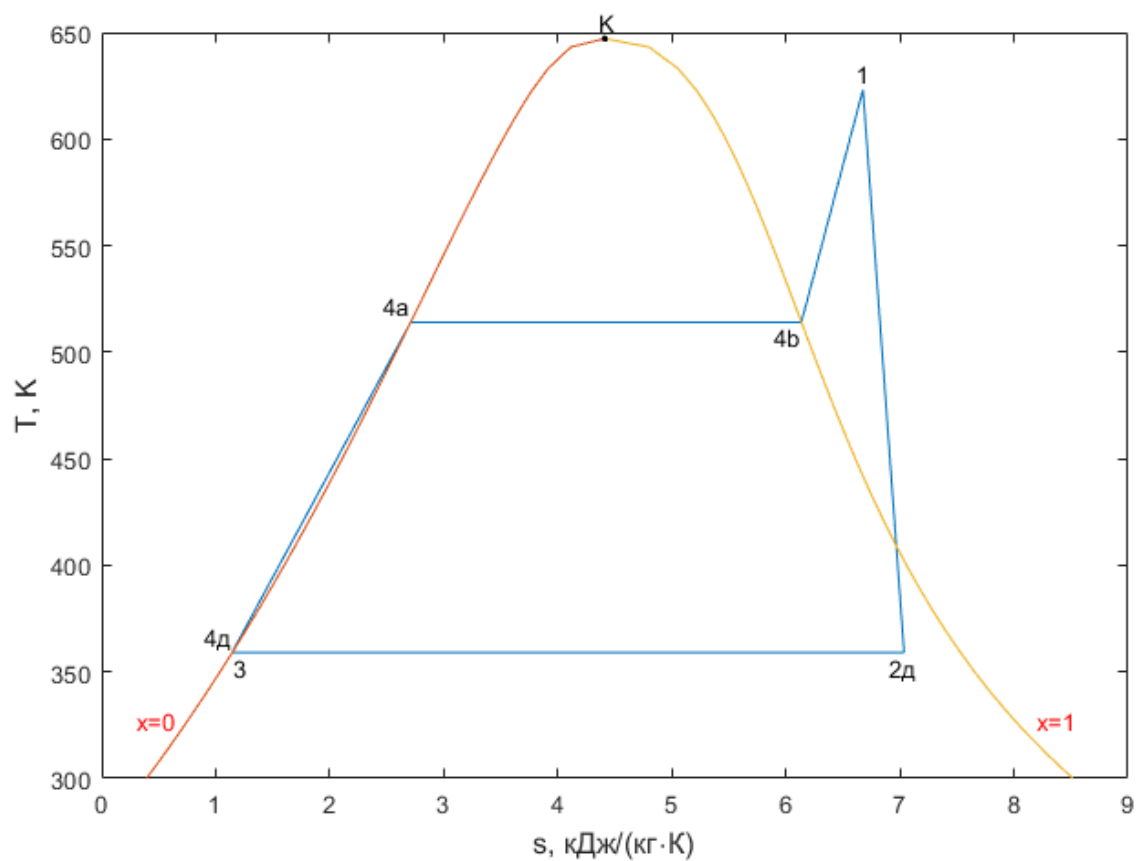


Рисунок 4.2 - T-s диаграмма цикла ПТУ

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ТГТУ.13.03.01.0ХХ КР ТЭ-ПЗ

Лист

24

5 Расчет энергетических показателей парогазовой установки

Проведем расчеты энергетических показателей парогазовой установки.

Рассчитаем удельный расход воздуха на установку:

$$B_{\text{в}} = \frac{3600 \cdot M_{\text{в}}}{N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ПТУ}}} = \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \quad (5.1)$$

Удельный расход дымовых газов на установку:

$$B_{\text{дг}} = \frac{3600 \cdot M_{\text{рг}}}{N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ПТУ}}} = \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \quad (5.2)$$

Удельный расход топлива на установку:

$$B_{\text{т}} = \frac{3600 \cdot M_{\text{т}}}{N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ПТУ}}} = \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \quad (5.3)$$

Удельный расход тепла в установке:

$$q_{\text{ПГУ}} = \frac{3600 \cdot M_{\text{т}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ПТУ}}} = \frac{\text{кДж}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \quad (5.4)$$

Эффективный КПД ПГУ:

$$\eta_{\text{ПГУ}} = \frac{N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ПТУ}}}{M_{\text{т}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}}} = \quad (5.5)$$

Электрическая мощность ПГУ:

$$N_{\text{ПГУ}} = N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ПТУ}} = \text{МВт} \quad (5.6)$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

					ТГТУ.13.03.01.0XX КР ТЭ-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		26

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. СТО ФГБОУ ВО «ТГТУ» 07-2017. Выпускные квалификационные работы и курсовые работы (проекты). Общие требования [Электронный ресурс]. - Взамен СТП ТГТУ 07–97; введ: 29.05.2017. – Тамбов, 2017. – 63 с. - Режим доступа: <http://www.tstu.ru/general/docum/pdf/standart/sto07-2017.pdf>. – Загл. с экрана.
2. Цанев С.В. Ц 163 Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учебное пособие для вузов / С.В. Цанев [и др.]. - 3-е изд., стереот. - М.: Издательский дом МЭИ, 2009. - 584 с.
3. Александров А.А. Термодинамические основы циклов теплоэнергетических установок [Электронный ресурс]: учебное пособие для вузов / А.А. Александров. - М.: Издательский дом МЭИ, 2004. – 159 с. - Режим доступа: <http://twi.mpei.ac.ru/ТТНВ/2/Aleksandrov/index.html>
4. Зысин Л. В. Парогазовые и газотурбинные тепловые электростанции: учеб. пособие. – СПб.: Изд.-во политехн. ун-та, 2010. – 368 с.
5. Ляшков, В.И. Л992 Тепловые двигатели и нагнетатели : учебное пособие / В.И. Ляшков. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009. – 124 с.
6. Латыпов Р.Ш. Вопросы рациональной эксплуатации газотурбинных установок: учебное пособие / Р.Ш. Латыпов. - УФА: УГНТУ, 2000. - 100 с.
7. Рудаченко А. В. Газотурбинные установки для транспорта природного газа: учебное пособие / А. В. Рудаченко, Н. В. Чухарева. - 2-е изд., перераб. - Томск: Изд-во ТПУ, 2012. - 213 с.
8. Рудаченко А. В. Газотурбинные установки: учебное пособие / А. В. Рудаченко [и др.]. - Томск: Изд-во ТПУ, 2008. - 139 с.
9. Гуцин С.Н. Расчеты горения топлив: учебное пособие / С.Н. Гуцин, М.Д. Казяев. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 1995. – 48 с.
10. Расчет горения топлива [Электронный ресурс]: методические указания к практическим занятиям по курсам «Теория горения», «Теплоэнергетика металлургического производства», «Физико-химические процессы в теплоэнергетике»

					ТГТУ.13.03.01.0XX КР ТЭ-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		27

направления «Теплоэнергетика и теплотехника» / В.Д. Коршиков, [и др.]. - Электрон. текстовые данные. - Липецк: Липецкий государственный технический университет, ЭБС АСВ, 2014. - 34 с. - 2227-8397. — Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/57612.html>

11. Панкратов Г.П. Сборник задач по теплотехнике: учеб. пособие / Г.П. Панкратов. - 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1986. – 248 с.

12. Арсеньев Л. В. Комбинированные установки с газовыми турбинами / Л. В. Арсеньев, В. Г. Тырышкин. - Л.: Машиностроение, 1982. - 247 с.

13. Арсеньев Л. В. Газотурбинные установки. Конструкции и расчет: справочное пособие / Л. В. Арсеньев [и др.]. Л.: Машиностроение, 1978 г. - 232 с.

14. Арсеньев Л. В. Стационарные газотурбинные установки / Л. В. Арсеньев [и др.]. Л.: Машиностроение, 1989. - 543 с.

15. Александров А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: Справочник. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных. ГСССД Р-776-98 / А.А. Александров, Б.А. Григорьев. - М: Издательство МЭИ, 1999. – 168 с.

16. Рабинович О.М. Сборник задач по технической термодинамике / О.М. Рабинович – М.: Машиностроение, - 1973. – 344 с.

17. Булкин А.Е. Паровые и газовые турбины для электростанций : учебник для вузов / А.Е. Булкин [и др.].- М. : Издательский дом МЭИ, 2016. - 557 с.

18. Костюк А.Г. Турбины тепловых и атомных электрических станций : учебник для вузов / А.Г. Костюк [и др.]. - 2-е изд., перераб. и доп. - М: Издательство МЭИ, 2001. – 488 с.

19. Трухний А.Д. Парогазовые установки электростанций : учебное пособие для вузов / А.Д. Трухний. - М. : Издательский дом МЭИ, 2013. - 648 с.

20. Цанев С.В. Газотурбинные энергетические установки : учебное пособие для вузов / С.В. Цанев [и др.]. - М.: Издательский дом МЭИ, 2011. - 427 с.

					ТГТУ.13.03.01.0XX КР ТЭ-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		28