

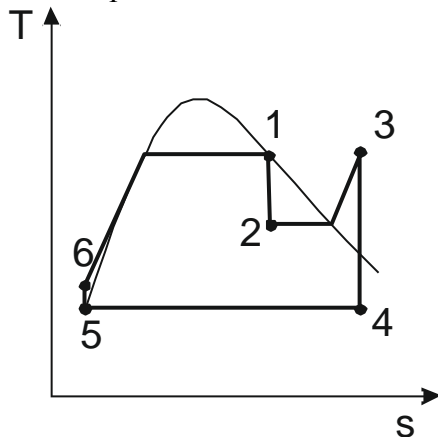
Всероссийская олимпиада студентов «Я – профессионал» 2019-2020 г.
по направлению «Теплоэнергетика и теплотехника»
Категория участия: «Магистратура/специалитет»

Решение заданий заключительного этапа

Часть 1 (максимально 50 баллов)

Критерий оценки	Баллы
Правильно изображен цикл в Ts-диаграмме	4
Сформулированы все необходимые для решения задачи допущения и условия	5
Верно использованы функции для определения параметров воды и пара в характерных точках цикла	4
Верно рассчитана подводимая в цикл теплота	5
Верно найдено количество отводимой теплоты	5
Верно найдено значение средней интегральной температуры подвода теплоты	5
Верно рассчитан термический КПД	3
Верно рассчитан абсолютный электрический КПД	3
Верно рассчитан расход пара	2
Верно рассчитана теоретическая мощность паротурбинной установки	3
Верно рассчитана электрическая мощность паротурбинной установки	3
Верно рассчитана мощность питательного насоса	3
Верно рассчитан удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии	5
Итого	50

1. Ts-диаграмма идеального цикла (4 б.)



2. Дополнение постановки задачи (5 б.)

Допущения:

- потери давления в трубопроводах и реакторе отсутствуют;
- потери теплоты в трубопроводах отсутствуют;

Принимаем:

- внутренний относительный КПД турбин равен 0,87;
- значения механического КПД турбин составляют 0,98;
- значения КПД электрогенераторов составляют 0,98;
- расход питательной воды равен расходу пара;
- КПД теплообменников $\eta_{ТО} = 0,98$.

3. Параметры воды и пара в характерных точках цикла определяются по таблицам воды и водяного пара (WaterSteamPro Calculator) по функциям (4 б.):
- точка 1 – состояние сухого пара $h_1 = f(p_1, x_1)$;
 - точка 2 – состояние влажного пара $h_2 = f(p_2, s_2)$.
 - точка 3 – состояние перегретого пара $h_3 = f(p_3, t_3)$.
 - точка 4 – состояние влажного пара $h_4 = f(p_4, s_4 = s_3)$.
 - точка 5 – состояние насыщения (конденсат) $h'_5 = f(p_5 = p_4)$.

Энтальпию воды в точке б определим, учитывая повышение энтальпии в насосе

$$h_6 = h_5 + \Delta h_{\text{пн}} = h_5 + v'_k \Delta p = 137 + 0,001 \cdot (60 - 0,05) \cdot 10^2 = 143 \text{ кДж/кг}.$$

Значения энтальпии в узловых точках цикла приведены в таблице.

Точки	1	2	3	4	5	6
p, бар	60	13,5	13,5	0,05	0,05	60
x (t, °C)	1	193,4	280	32,9	32,9	
s, кДж/(кг*К)	5,89	5,89	6,895	6,895	0,4763	0,4763
h, кДж/кг	2785	2512	2998	2102	137	143

4. Рассчитываем для действительного цикла

- а) количество подводимой к рабочему телу теплоты (5 б.)

$$q_1 = q_{\text{то1}} + q_{\text{то2}} = (h_1 - h_6) + (h_3 - h_2) = \\ = (2785 - 143) + (2998 - 2512) = 3128 \text{ кДж/кг}.$$

$$Q_1 = Q_p \cdot \eta_{\text{то}} = 700 \cdot 0,98 = 686,0 \text{ МВт}.$$

- б) количество отводимой в конденсаторе теплоты (5 б.)

$$q_2 = (h_4 - h_5) = (2102 - 137) = 1965 \text{ кДж/кг};$$

$$Q_2 = q_2 \cdot G_k = 1965 \cdot 219,3 = 430,9 \cdot 10^3 \text{ кВт} = 430,9 \text{ МВт},$$

где расход пара в конденсатор $G_k = G_{\text{п}} = 219,3 \text{ кг/с}$;

- в) значение средней интегральной температуры подвода теплоты в цикле (5 б.)

$$T_{1\text{ср}} = \frac{h_1 - h_6 + h_3 - h_2}{s_3 - s_6} = \frac{2785 - 143 + 2998 - 2512}{6,895 - 0,4763} = 487 \text{ К},$$

$$t_{1\text{ср}} = T_{1\text{ср}} - 273 = 487 - 273 = 214 \text{ °C};$$

- г) значения КПД

– термического (3 б.)

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) - (h_6 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)} =$$

$$\frac{(2785 - 2512) + (2998 - 2102) - (143 - 137)}{(2785 - 143) + (2998 - 2512)} = 0,372 \cdot 100\% = 37,2\%;$$

– абсолютного электрического КПД установки (3 б.)

$$\eta_s = \eta_t \cdot \eta_{\text{oi}} \cdot \eta_m \cdot \eta_r = 0,372 \cdot 0,87 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 0,311 \cdot 100\% = 31,1\%;$$

- д) расход пара (2 б.)

$$G_0 = \frac{Q_1}{q_1} = \frac{686 \cdot 10^3}{3128} = 219,3 \text{ кг/с}$$

- е) мощности паротурбинной установки

– значение теоретической мощности найдем как сумму теоретических мощностей турбоагрегатов Т1 и Т2 и питательного насоса (3 б.)

$$N_0 = N_0^{T1} + N_0^{T2} - N_{\text{пн0}} = G_0 \cdot [(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) - (h_6 - h_5)] =$$

$$= 219,3 \cdot [(2785 - 2512) + (2998 - 2102) - (143 - 137)] =$$

$$= 254,8 \cdot 10^3 \text{ кВт} = 254,8 \text{ МВт};$$

– значение электрической мощности паротурбинной установки (3 б.)

$$N_3 = G_0 \cdot \left([(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4)] \cdot \eta_{\text{oi}} - G_{\text{пв}} (h_6 - h_5) / \eta_{\text{н}} \right) \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}} =$$

$$= 219,3 \cdot \left([(2785 - 2512) + (2998 - 2102)] \cdot 0,87 - 219,3 \cdot (143 - 137) / 0,8 \right) \cdot 0,98 \cdot 0,98 =$$

$$= 212,7 \cdot 10^3 \text{ кВт} = 212,7 \cdot 10^3 \text{ МВт};$$

ж) мощность, потребляемая насосом (3 б.)

$$N_{\text{пн}} = G_{\text{пв}} (h_6 - h_5) / \eta_{\text{н}} = 219,3 \cdot (143 - 137) / 0,8 = 1,6 \cdot 10^3 \text{ кВт} = 1,6 \text{ МВт};$$

з) удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг у.т./кВт*ч (5 б.)

Получим формулу для удельного расхода условного топлива, используя формулу определения КПД и значение теплотворной способности условного топлива

$$Q_{\text{ну}}^p = 29310 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$b_y = \frac{B_y \cdot 3600}{N_3} = \frac{B_y \cdot 3600}{B_y \cdot Q_{\text{ну}}^p \cdot \eta_3} = \frac{3600}{29310 \cdot \eta_3} = \frac{0,123}{\eta_3} \frac{\text{кг у.т.}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}};$$

– удельный расход условного топлива

$$b_y = \frac{0,123}{\eta_3} = \frac{0,123}{0,311} = 0,396 \frac{\text{кг у.т.}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

Часть 2 (максимально 20 баллов)

№	Критерий	Балл
1	Корректно сформированы допущения о: <ul style="list-style-type: none"> • составе воздуха (объемная доля кислорода – 20-22 %; азота – 78-79 %; аргона – 0-1 %) • потерях давления в камере сгорания (от 3 до 10 %) • коэффициенте использования теплоты топлива (0,980-0,995) 	1 1 1
2	Корректно произведен перевод объемных долей исходного газа в массовые	1
3	Корректно определен коэффициент адиабаты для смеси газов до и после камеры сгорания	2
4	Корректно записано выражение для температуры газа за ступенью газовой турбины с учетом КПД газовой турбины <ul style="list-style-type: none"> • 1я ступень • 2я ступень 	2 1
5	Корректно определена теплота сгорания исходного синтез-газа	2
6	Корректно определено количество воздуха, необходимое для полного сгорания синтез-газа	3
7	Корректно составлен тепловой баланс камеры сгорания и определен коэффициент избытка воздуха	3
8	Корректно определена работа в турбине	2
Итого		20

Зададимся следующими допущениями:

1. Атмосферный воздух состоит из кислорода на 21 % и азота на 79 % (объемные доли).
2. Потери давления Δp в камере сгорания приняты равными 5 %.
3. Коэффициент использования теплоты η_{um} примем равным 0,99.
4. Азот в ходе горения будем считать инертным (не участвующим в химических реакциях).

Поскольку расчеты необходимо производить на 1кг синтез-газа, определим массовые доли компонент в исходном газе по формуле:

$$g_i = \frac{v_i \cdot \mu_i}{\sum_1^N v_i \cdot \mu_i}$$

где v_i – объемная доля i -го компонента в газе, б/р; μ_i – молярная масса i -го компонента в газе, кг/кмоль; N – число компонент в газе.

Прим. Для решения задачи возможно использование объемных долей и объемов веществ, равно как и мольных долей и количества вещества. Данное решение не считается неверным, однако следует контролировать их применение в сопоставимых условиях (приведение к н.у. или одинаковым параметрам температуры и давления).

Результаты подобного расчета приведены в таблице 1. Также в таблице приведены значения изобарной и изохорной теплоемкости каждого компонента, определенные по формуле:

$$c_{pi} = c_{vi} + \frac{R}{\mu_i} = \frac{i R}{2 \mu_i},$$

где R – универсальная газовая постоянная, кДж/(кмоль К); i – коэффициент, зависящих от числа атомов в молекуле и

Таблица 1 – Результаты определения массовой доли в синтез-газе и воздухе

Критерий	Синтез-газ*						Воздух*	
	CO	CO ₂	H ₂	H ₂ O	N ₂	CH ₄	O ₂	N ₂
Молярная масса μ_i , кг/кмоль	28	44	2	18	28	16	32	28
Объемная доля v_i , %	20	10	10	15	40	5	21	79
Массовая доля g_i , %	22,5	17,7	0,8	10,8	45,0	3,2	23,3	76,7
Изобарная теплоемкость c_p , кДж/(кг К)	1,039	0,661	14,6	1,85	1,04	2,08	0,91	1,04
Изохорная теплоемкость c_v , кДж/(кг К)	0,742	0,47	10,4	1,39	0,74	1,56	0,65	0,74

*далее по тексту, индекс sg будет относиться к компонентам синтез-газа, индекс air – к компонентам воздуха, индекс cp – к компонентам продуктов сгорания синтез-газа, индекс mix – к смеси продуктов сгорания синтез-газа и воздуха.

Коэффициент адиабаты для указанного состава синтез-газа может быть определен по формуле:

$$k_{sg} = \frac{c_p^{sg}}{c_v^{sg}} = 1,385$$

где $c_p^{sg} = \sum_1^N g_i \cdot c_{pi} = 1,202$ кДж/(моль К) – изобарная теплоемкость синтез-газа, кДж/(кг К);

$c_v^{sg} = \sum_1^N g_i \cdot c_{vi} = 0,868$ кДж/(моль К) – изохорная теплоемкость синтез-газа, кДж/(кг К).

Выражение для определения температуры за первой ступенью турбины запишем как:

$$T_2 = T_1 \left[1 - \left(1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-k_{sg}}{k_{sg}}} \right) \cdot \eta_t \right] = 834,7 \text{ K} = 561,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

где p_1 и p_2 – давление синтез газа на входе и выходе из турбины, МПа (давление газа на выходе из турбины примем равным давлению воздуха, подаваемому в камеру сгорания); T_1 – температура синтез-газа на входе в турбину, К; η_t – внутренний относительный КПД турбины, б/р.

Теплота сгорания 1 кг синтез-газа (кДж/кг) может быть определена по следующей формуле:

$$q = q_{CO} \cdot \frac{g_{CO}}{\mu_{CO}} + q_{CH_4} \cdot \frac{g_{CH_4}}{\mu_{CH_4}} + q_{H_2} \cdot \frac{g_{H_2}}{\mu_{H_2}} = 1000 \cdot \left(283 \cdot \frac{0,225}{28} + 803 \cdot \frac{0,032}{16} + 242 \cdot \frac{0,008}{2} \right) = 4857.$$

Для полного сжигания горючих компонент синтез-газа необходимо:

- 0,5 кмоль кислорода O_2 на 1 кмоль монооксида углерода CO (продукт реакции – 1 кмоль CO_2);
- 0,5 кмоль кислорода O_2 на 1 кмоль водорода H_2 (продукт реакции – 1 кмоль H_2O);
- 2 кмоль кислорода O_2 на 1 кмоль водорода CH_4 (продукт реакции – 2 кмоль H_2O и 1 кмоль CO_2).

Исходя из вышесказанного, для полного сжигания 1 кг синтез-газа теоретически необходимо:

$$m_{O_2}^{theor} = \left(g_{CO} \cdot \frac{16}{28} + g_{CH_4} \cdot \frac{64}{16} + g_{H_2} \cdot \frac{16}{2} \right) = 0,321 \text{ кг кислорода/кг синтез-газа.}$$

Учитывая, что источником кислорода в камере сгорания является воздух с массовой долей кислорода 23,3 %, масса воздуха, необходимая для полного сжигания 1 кг синтез-газа может быть определена как:

$$m_{air}^{theor} = m_{O_2} / g_{O_2}^{air} = 1,379 \text{ кг воздуха/кг синтез газа}$$

Поскольку монооксид углерода, водород и метан окислятся в ходе горения, продукты сгорания синтез-газа будут состоять из диоксида углерода, водяного пара и азота. Учитывая указанные выше закономерности химических реакций, массу диоксида углерода, водяного пара и азота в продуктах полного сгорания 1 кг синтез-газа при использовании воздуха можно определить по следующим формулам:

$$m_{CO_2}^{cp} = g_{CO_2}^{sg} + g_{CO}^{sg} \cdot \frac{\mu_{CO_2}}{\mu_{CO}} + g_{CH_4}^{sg} \cdot \frac{\mu_{CO_2}}{\mu_{CH_4}} = 0,618 \text{ кг } CO_2/\text{кг синтез-газа}$$

$$m_{H_2O}^{cp} = g_{H_2O}^{sg} + g_{H_2}^{sg} \cdot \frac{\mu_{H_2O}}{\mu_{H_2}} + 2 \cdot g_{CH_4}^{sg} \cdot \frac{\mu_{H_2O}}{\mu_{CH_4}} = 0,253 \text{ кг } H_2O/\text{кг синтез-газа}$$

$$m_{N_2}^{cp} = g_{N_2}^{sg} + m_{air} \cdot g_{N_2}^{air} = 1,507 \text{ кг } N_2/\text{кг синтез-газа}$$

Массовая доля каждого из указанных компонент в продуктах полного сгорания синтез-газа со значением коэффициента избытка воздуха, равном единице, может быть определена как:

$$g_{CO_2}^{cp} = \frac{m_{CO_2}^{cp}}{m_{CO_2}^{cp} + m_{H_2O}^{cp} + m_{N_2}^{cp}} = 0,260$$

$$g_{H_2O}^{cp} = \frac{m_{H_2O}^{cp}}{m_{CO_2}^{cp} + m_{H_2O}^{cp} + m_{N_2}^{cp}} = 0,106$$

$$g_{N_2}^{cp} = \frac{m_{N_2}^{cp}}{m_{CO_2}^{cp} + m_{H_2O}^{cp} + m_{N_2}^{cp}} = 0,634$$

Теплоемкость продуктов сгорания синтез-газа можно определить аналогично представленным ранее формулам для смесей газа:

$$c_p^{cp} = g_{CO_2}^{cp} \cdot c_{pCO_2}^{cp} + g_{H_2O}^{cp} \cdot c_{pH_2O}^{cp} + g_{N_2}^{cp} \cdot c_{pN_2}^{cp} = 1,027 \text{ кДж}/(\text{моль К});$$

$$c_v^{cp} = g_{CO_2}^{cp} \cdot c_{vCO_2}^{cp} + g_{H_2O}^{cp} \cdot c_{vH_2O}^{cp} + g_{N_2}^{cp} \cdot c_{vN_2}^{cp} = 0,741 \text{ кДж}/(\text{моль К}).$$

Для достижения указанной температуры за камерой сгорания, необходимо подать в камеру сгорания больше воздуха, чем теоретически необходимое количество.

В таком случае, выразим коэффициент избытка воздуха как отношение массы воздуха, действительно подаваемого в камеру сгорания, к массе воздуха, теоретически необходимой для полного сгорания топлива:

$$\alpha = \frac{m_{air}^{real}}{m_{air}^{theor}}.$$

В таком случае, на выходе из камеры сгорания мы будем иметь смесь продуктов сгорания с массой $(1 + m_{air}^{theor})$ и непрореагировавшего воздуха массой $(\alpha - 1)m_{air}^{theor}$.

Коэффициент избытка воздуха определим из теплового баланса камеры сгорания, приведенного ниже:

$$c_p^{sg} \cdot T_2 + \alpha \cdot m_{air}^{theor} \cdot c_p^{air} \cdot T_{air} + q \cdot \eta_{um} = (1 + m_{air}^{theor}) \cdot c_p^{cp} \cdot T_3 + (\alpha - 1) \cdot c_p^{air} \cdot T_3$$

где T_3 – температура на выходе из камеры сгорания (равная 900 °С по условию), К; T_{air} – температура воздуха на входе в камеру сгорания (равная 300 °С по условию), К; c_p^{air} – теплоемкость воздуха, определяемая по формуле $c_p^{air} = g_{N_2} \cdot c_{pN_2} + g_{O_2} \cdot c_{pO_2} = 1,009$, кДж/(моль К).

Таким образом, выразим коэффициент избытка воздуха из уравнения теплового баланса камеры сгорания:

$$\alpha = \frac{c_p^{sg} \cdot T_2 + q \cdot \eta_{um} + m_{air}^{theor} \cdot c_p^{air} \cdot T_3 - (1 + m_{air}^{theor}) \cdot c_p^{ps} \cdot T_3}{m_{air}^{theor} (c_p^{air} \cdot T_3 - c_p^{air} \cdot T_{air})} = 5,485$$

Для определения температуры за второй ступенью турбины, необходимо определить коэффициент адиабаты полученной смеси продуктов сгорания и воздуха на входе во вторую ступень турбины по формуле:

$$k_{mix} = \frac{c_p^{mix}}{c_v^{mix}} = 1,396$$

где c_p^{mix} и c_v^{mix} – изобарная и изохорная теплоемкости смеси воздуха и продуктов сгорания после камеры сгорания, определяемые по формулам:

$$c_p^{ps} = g_{cp} \cdot c_p^{cp} + g_{air} \cdot c_p^{air} = 1,014 \text{ кДж}/(\text{кг К});$$

$$c_v^{ps} = g_{cp} \cdot c_v^{cp} + g_{air} \cdot c_v^{air} = 0,726 \text{ кДж}/(\text{кг К}).$$

где c_p^{cp} и c_p^{air} – теплоемкости продуктов сгорания синтез-газа и воздуха, соответственно, кДж/кг; g_{cp} и g_{air} – массовая доля продуктов сгорания и воздуха в смеси после камеры сгорания, соответственно. Доли продуктов сгорания и воздуха в смеси на выходе из камеры сгорания могут быть определены следующим образом:

$$g_{cp} = \frac{1 + m_{air}^{theor}}{1 + \alpha \cdot m_{air}^{theor}} = 0,278 \text{ и } g_{air} = \frac{(\alpha - 1)m_{air}^{theor}}{1 + \alpha \cdot m_{air}^{theor}} = 0,722.$$

Теплоемкость воздуха и продуктов сгорания были определены ранее.

Выражение для определения температуры за второй ступенью турбины запишем как:

$$T_4 = T_3 \left[1 - \left(1 - \left(\frac{p_2 \cdot (1 - \Delta p)}{p_3} \right)^{\frac{1 - k_{mix}}{k_{mix}}} \right) \cdot \eta_t \right] = 837,6 \text{ K} = 564,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

где p_3 – давление синтез газа на выходе из второй ступени турбины, МПа (равная 0,1 МПа по условию); T_3 – температура синтез-газа на входе во вторую ступень турбины, К; η_t – внутренний относительный КПД турбины, б/р.

Работу, полученную при расширении синтез-газа можно определить по следующей формуле:

$$l = c_p^{sg} \cdot (T_1 - T_2) + (1 + \alpha \cdot m_{air}^{theor}) \cdot c_p^{mix} \cdot (T_3 - T_4) = 3318 \text{ кДж/кг синтез-газа.}$$

Часть 3 (максимально 10 баллов)

Критерии оценки	Баллы
Использовано критериальное уравнение для теплоотдачи	3
Правильно взят определяющий размер	1
Найдена плотность теплового потока	1
Верно записано выражение для критерия Рейнольдса	1
Рассчитан критерий Нуссельта	1
Вычислен коэффициент теплоотдачи	1
Верно использовано уравнение теплоотдачи для расчета температуры на поверхности твэла	2
Итого	10

Решение

Для расчета коэффициента теплоотдачи при продольном течении гелия в пучках твэлов применим формулу для теплоотдачи при движении неметаллической жидкости в круглой трубе

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_{жс}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25},$$

где $Pr_{жс}$, $Pr_{см}$ - критерии Прандтля при температурах жидкости и стенки; Re - критерий Рейнольдса.

За определяющую температуру в этой формуле принимают: среднюю температуру жидкости в трубе $t_{жс}$ (для Nu , $Pr_{жс}$, Re) и среднюю температуру стенки t_c^{cp} (для $Pr_{см}$); за определяющей размер принимают – внутренний диаметр трубы $t_{вн}$.

В качестве определяющего размера в этом случае необходимо взять эквивалентный (гидравлический диаметр пучка)

$$d_e = \frac{4 \cdot f}{\Pi} = \frac{4 \cdot \left[a^2 - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right]}{\pi \cdot d} = \frac{4 \cdot \left[0,013^2 - \frac{\pi \cdot 0,009^2}{4} \right]}{\pi \cdot d} = 0,015 \text{ м,}$$

где f – площадь проходного сечения пучка, приходящаяся на 1 твэл; Π – смоченный периметр твэла.

1. Вычислим тепловой поток на поверхности твэла, используя связь понятий тепловой мощности твэла, объемного тепловыделения q_v и плотности теплового потока q_v

$$q_v \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l_{\text{твэл}} = q \cdot \pi \cdot d \cdot l_{\text{твэл}}.$$

Отсюда можно выразить и вычислить плотность теплового потока

$$q = q_v \cdot \frac{d}{4} = 3 \cdot 10^7 \cdot \frac{0,009}{4} = 6,75 \cdot 10^4 \text{ Вт} / \text{м}^2.$$

2. Вычислим критерий Рейнольдса

$$Re = \left(\frac{w \cdot d_z}{\nu} \right) = \left(\frac{30 \cdot 0,015}{35,65 \cdot 10^{-6}} \right) = 1,26 \cdot 10^4.$$

3. Рассчитаем критерий Нуссельта, пренебрегая поправкой в виде отношения чисел Прандтля.

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_{\text{жс}}^{0,43} = 0,021 \cdot (1,26 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot (0,633)^{0,43} = 32,9.$$

4. Коэффициент теплоотдачи вычислим по определению критерия Нуссельта

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_z} = \frac{32,9 \cdot 0,328}{0,015} = 719,4 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

5. Найдем температуру на поверхности твэла по уравнению теплоотдачи

$$t_c = t_{\text{жс}} + \frac{q}{\alpha} = 538 + \frac{6,75 \cdot 10^4}{719,4} = 631,8 \text{ °C}.$$

Часть 4 (максимально 10 баллов)

№	Критерии оценки	Балл
1	Корректно задан коэффициент теплоотдачи для естественной конвекции $\alpha_{\text{к}}$	1
2	Верно записано уравнение и рассчитана величина теплопотерь за счет естественной конвекции $q_{\text{к}}$	4
3	Верно записано уравнение и рассчитана величина теплопотерь за счет излучения $q_{\text{и}}$	5
Итого		10

Решение

Условно можно разделить теплопотери на 2 составляющие: за счет естественной конвекции и за счет излучения.

Теплопотери за счет естественной конвекции можно найти следующим образом:

Необходимо определить коэффициент теплоотдачи от трубы воздуху $\alpha_{\text{к}}$, зависящий от критериев Нуссельта, Грасгофа, Прандтля и физических характеристик воздуха при определенной температуре.

Поскольку характеристик воздуха нет, то можно задаться коэффициентом теплоотдачи от трубы к воздуху за счет естественной конвекции в диапазоне от 6 до 29 Вт/(м² К).

Найдем теплопотери за счет естественной конвекции:

$$q_{\text{кл}} = \alpha_{\text{к}} \cdot \pi \cdot d \cdot (t_{\text{см}} - t_{\text{в}}) = 6 \cdot 3,14 \cdot 0,28 \cdot (60 - 20) = 211,0 \text{ Вт} / \text{м}.$$

Теплопотери за счет излучения находятся следующим образом:

$$\begin{aligned} q_{\text{ул}} &= \pi \cdot d \cdot E_{\text{рез}} = \varepsilon \cdot C_0 \cdot \pi \cdot d \cdot \left[\left(\frac{T_{\text{см}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{в}}}{100} \right)^4 \right] = \\ &= 0,95 \cdot 5,67 \cdot 3,14 \cdot 0,28 \cdot \left[\left(\frac{333}{100} \right)^4 - \left(\frac{293}{100} \right)^4 \right] = 233,3 \text{ Вт} / \text{м}. \end{aligned}$$

где $C_0 = 5,67 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{K}^4)$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Суммарные тепловые потери будут равны:

$$q = q_{к\ell} + q_{u\ell} = 211,0 + 233,3 = 444,3 \text{ Вт / м.}$$

Часть 5 (максимально 10 баллов)

Критерии оценки	Баллы
Перечислены все основные причины повышения содержания кислорода в питательной воде	2
Приведены все необходимые действия для устранения причин нарушения ВХР	3
Перечислены все основные причины «невязки» теплового баланса подогревателя	2
Рассмотрены все способы устранения причин появления «невязки» теплового баланса подогревателя	3
Итого	10

Решение

Нарушение водно-химического режима и соответствующее повышение содержания кислорода в питательной воде может быть вызвано следующими основными причинами:

1. Ошибками при определении концентрации кислорода в пробе;
2. Недостаточным расходом выпара из колонки деаэрата (смесь выделившихся выделившихся газов и пара);
3. Высоким содержанием кислорода в основном конденсате турбины, поступающем в деаэрактор;
4. Повышенной температурой основного конденсата за последним ПНД (на входе в деаэрактор);
5. Недостаточным расходом пара в деаэрационную колонку при полностью открытом клапане регулятора давления в деаэраторе;
6. Механическими неисправностями деаэрационной колонки.

Для устранения перечисленных выше причин нарушения водно-химического режима необходимо:

- выполнить дополнительный (контрольный) химический анализ содержания кислорода в питательной воде (причина 1);
- проверить достаточность открытия вентиля на линии выпара из деаэрационной колонки (причина 2);
- выявить места присосов воздуха устранить причины неплотностей в вакуумной части конденсатного тракта (причина 3);
- снизить температуру основного конденсата открытием байпаса по воде последнего по ходу ПНД или прикрытием паровой задвижки к нему (причина 4);
- повысить давление в линии греющего пара деаэрата. Например, перейти на питание от более высокого отбора турбины (причина 5);
- провести экспресс-испытания деаэрата, по результатам которых решить вопрос о необходимости вывода деаэрата в ремонт или его реконструкции (причина 6).

«Невязка» теплового баланса подогревателя может быть вызвана следующими основными причинами:

1. Неисправность измерительных приборов.
2. Методические ошибки при проведении измерения определяющих параметров (температуры, массовые расходы)
3. Ошибки при определении табличных значений параметров теплоносителей (теплоемкости, энтальпии).

Для устранения перечисленных выше причин появления «невязки» теплового баланса подогревателя следует:

- Проверить исправность измерительных приборов. Например, поменять местами приборы для измерения температуры воды на входе и выходе подогревателя, проделав это для обоих теплоносителей (причина 1).
- Парно (вход-выход) проверить и сравнить класс точности приборов, используемых для измерения температур и массовых расходов (причина 2). При использовании в процессе взаимосвязанного комплекса измерений нескольких приборов одного функционального назначения (например, для измерения температуры) последние должны быть, как правило, одного класса точности.
- Выполнить повторное определение табличных значений параметров обоих теплоносителей (причина 3).