



Задание заключительного этапа
 Всероссийской олимпиады студентов «Я – профессионал»
 по направлению «Теплоэнергетика и теплотехника»
 Категория участия «Бакалавриат»

Часть 1 (максимально 40 баллов)

В состав двухтопливной парогазовой установки (ПГУ) входят (рис. 1.1):

- газотурбинная установка (ГТУ) простого типа, работающая на природном газе, с утилизацией теплоты отработавших газов в одноконтурном котле-утилизаторе (КУ);
- энергетический паровой котел, работающий на твердом топливе и генерирующий острый пар для паровой турбины;
- конденсационная паровая турбина, состоящая из цилиндра высокого (ЦВД) и низкого давления (ЦНД), с промежуточной сепарацией пара после ЦВД. Давление пара на входе в ЦНД совпадает с давлением генерируемого пара в КУ;
- котел-утилизатор (КУ), состоящий из последовательно включенных экономайзерной и испарительной поверхностей. Конденсат, поступающий из конденсатора (К) паровой турбины, нагревается до кипения в экономайзере (ЭК). После экономайзера вода делится на два потока: один направляется в испаритель (И), где происходит генерация сухого насыщенного пара, часть которого направляется в ЦНД. Другой поток воды питательным насосом подается в энергетический паровой котел;
- питательный насос (ПН) с турбоприводом (ТП); пар на приводную турбину подается из испарителя КУ, отработавший пар ТП отводится в конденсатор основной паровой турбины.

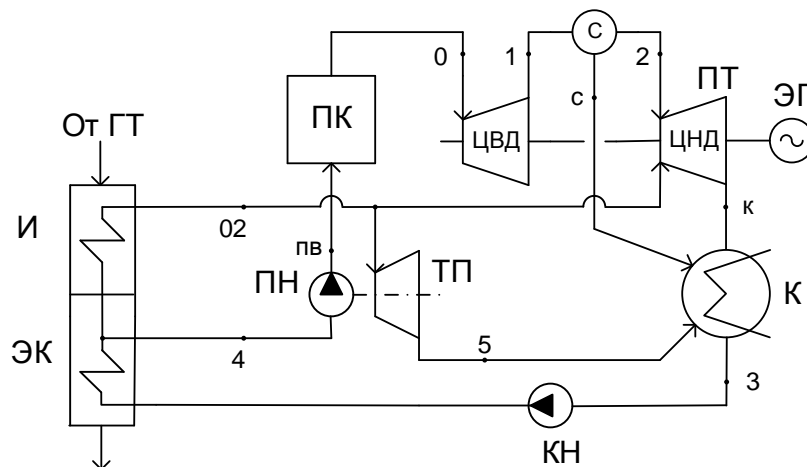


Рис. 1.1. Принципиальная схема двухтопливной ПГУ

Известно:

- удельная работа газовой турбины в реальном цикле ГТУ равна 700 кДж/кг;
- удельная работа компрессора в реальном цикле ГТУ равна 250 кДж/кг;
- электрический КПД ГТУ 30 %;
- температура газов на входе в КУ равна 420 °С;
- электрическая мощность паровой турбины равна 200 МВт;
- расход пара на входе в ЦВД паровой турбины равен 150 кг/с;
- давление острого пара на входе в ЦВД паровой турбины равно 13 МПа;
- температура острого пара на входе в ЦВД паровой турбины равна 510 °С;
- давление пара, генерируемого в КУ, равно 0,2 МПа;
- давление пара в конденсаторе 0,02 МПа;



- энтальпия пара в конце реального процесса в ЦВД равна 2550 кДж/кг;
- энтальпия пара в конце реального процесса в ЦНД равна 2390 кДж/кг.

Выполнить:

- 1) дополнить постановку задачи условиями и допущениями.
Определить:
- 2) энтальпию пара в характерных точках:
 - на входе в ЦВД, кДж/кг;
 - на выходе из КУ, кДж/кг;
- 3) расход пара, генерируемого в КУ, кг/с;
- 4) расход удаляемой влаги из сепаратора, кг/с;
- 5) расход пара на турбопривод, кг/с;
- 6) расход газов в КУ, кг/с;
- 7) мощность турбопривода, кВт;
- 8) температуру уходящих газов выходе из КУ, °С;
- 9) эффективную мощность компрессора, кВт;
- 10) электрическую мощность ГТУ, МВт;
- 11) расход натурального топлива:
 - в энергетическом котле, кг/с;
 - в камере сгорания, кг/с;
- 12) суммарный расход условного топлива на ПГУ, кг у.т./с;
- 13) КПД ПГУ по производству электроэнергии;
- 14) удельный расход условного топлива на производство электроэнергии, г у.т./(кВт·ч).

Принять

1. Плотность природного газа 0,68 кг/м³;
2. Низшую рабочую теплоту сгорания:
 - природного газа 35000 кДж/м³;
 - твердого топлива 25000 кДж/кг.

Возможный вариант решения

Принимаем:

- Расход продуктов сгорания в ГТУ равен расходу воздуха;
- Удельный объем воды 0,001 м³/кг;
- Давление воды на выходе из питательного насоса 20 МПа;
- Средняя теплоемкость газов в процессе теплообмена в КУ $c_p^{cp} = 1,1$ кДж/(кг·К);
- Энтальпию отработавшего пара за приводной турбиной питательного насоса равной энтальпии пара в конце реального процесса в ЦНД;
- Механический КПД турбоагрегатов и компрессора $\eta_m = 0,980$;
- Электрический КПД турбоагрегатов $\eta_{э} = 0,990$;
- КПД парового котла 0,90;
- КПД камеры сгорания ГТУ 0,98;
- КПД питательного насоса 0,80;
- Низшая рабочая теплота сгорания условного топлива 29300 кДж/кг;
- Температурный напор на холодном конце испарительной зоны КУ $\Delta t_{и} = 25$ °С.

Не учитываем:

- Гидравлические сопротивления теплообменников, трубопроводов и арматуры;



- Потери теплоты при теплообмене и транспорте теплоносителей;
 - Утечки, расход пара на уплотнения и на эжектор паровой турбины;
 - Потери рабочего тела по тракту рабочего тела;
- В результатах расчета оставляем 3-5 значащих цифр.

Возможный вариант решения

Параметры рабочего тела в турбине и конденсаторе

Энтальпия пара на входе в ЦВД $h_0=f(p_0, t_0)= 3365$ кДж/кг;

$p_1=0,2$ МПа, $ts_1(p_1)= 120,2$ °С; $h_1'(p_1)= 505$ кДж/кг; $h_1''(p_1)= 2706$ кДж/кг;

Энтальпия пара на выходе из КУ $h_1''(p_1)= 2706$ кДж/кг;

$p_k=0,02$ МПа, $ts_k(p_k)= 60,1$ °С; $h_k'(p_k)= 251$ кДж/кг;

Температурные перепады паровой турбины

ЦВД: $H_1=(h_0-h_1)= 3365-2550=815$ кДж/кг;

ЦНД: $H_2=(h_1''-h_k)= 2706-2390=316$ кДж/кг;

Расход пара на ЦНД – из уравнения для мощности турбины

$N_{э_пту}=(G_0 \cdot H_1+ G_{цнд} \cdot H_2) \cdot \eta_m \cdot \eta_g$

$200 \cdot 10^3=(150 \cdot 815+ G_{цнд} \cdot 316) \cdot 0,98 \cdot 0,99;$

$G_{цнд}= 267$ кг/с;

Сепаратор

$G_0 \cdot h_1 = G_c \cdot h_1' + (G_0 - G_c) \cdot h_1''$

$150 \cdot 2550 = G_c \cdot 505 + (150 - G_c) \cdot 2706;$

$G_c=10,6$ кг/с;

Турбопривод

$\Delta h_{пн}=0,001 \cdot (20-0,2)/0,8=25$ кДж/кг;

$N_{тп}= G_{тп} \cdot H_2 \cdot \eta_m = G_0 \cdot \Delta h_{пн};$

$N_{тп}=150 \cdot 25=3,7 \cdot 10^3$ МВт;

$G_{тп}=3,7 \cdot 10^3/316/0,98= 12,0$ кг/с;

Котел-утилизатор

$t_g=420$ °С;

Расход основного конденсата на входе в КУ

$G_{ок}= G_{цнд}+ G_c+ G_{тп}=267 +10,6 +12,0 \approx 290$ кг/с;

Расход генерируемого пара в КУ

$G_{02}= G_{ок} - G_{01}=290 -150=140$ кг/с;

Тепловая мощность испарителя Q_i (по пару): $G_{02} \cdot (h_1''-h_1')= 140 \cdot (2706-505)= 308,9 \cdot 10^3;$

Температура газов на выходе из испарителя

$t^*= ts_1+\Delta t_{и}=120,2+25=145,2$ °С;

$G_g \cdot 1,1 \cdot (420-145,2)= 308,9 \cdot 10^3$ кВт;

$G_g= 1021,9$ кг/с;

Тепловая мощность экономайзера $Q_э$

по воде: $G_{ок} \cdot (h_1'-h_k')= 290 \cdot (505-251)= 73,5 \cdot 10^3$ кВт;

по газу: $1021,9 \cdot 1,1 \cdot (145,2-t_{ух})= 73,5 \cdot 10^3;$

$t_{ух}= 80$ С;

ГТУ

Эффективная работа ГТ

$L_{т_е}=700 \cdot 0,98= 686$ кДж/кг;

Эффективная работа компрессора

$L_{к_е}=250/0,98= 255$ кДж/кг;

Эффективная мощность компрессора

$N_{е_к}= L_{к_е} \cdot G_g= 260,7 \cdot 10^3$ кВт;



Электрическая мощность ГТУ

$$N_{э ГТУ} = 1021,9 \cdot (686 - 255) \cdot 0,99 = 435,9 \cdot 10^3 \text{ кВт};$$

Показатели

КС ГТУ

$$Q_{кв} = 435,9 \cdot 10^3 / 0,30 = 1453,1 \cdot 10^3 \text{ кВт};$$

$$Q_{нр_г} = 35000 \text{ кДж/нм}^3 = 35000 / 0,68 = 51470 \text{ кДж/кг};$$

$$V_{г_нат} = 1453,1 \cdot 10^3 / 51470 / 0,98 = 28,8 \text{ кг нат.газ/с};$$

$$V_{г_у} = 1453,1 \cdot 10^3 / 29300 / 0,98 = 50,6 \text{ кг у.т./с};$$

Паровой котел

$$Q_0 = G_{01} \cdot (h_0 - h_{пв}) = 150 \cdot [3365 - (505 + 25)] = 425,3 \cdot 10^3 \text{ кВт};$$

$$V_{пк_нат} = 425,3 \cdot 10^3 / 25000 / 0,9 = 18,9 \text{ кг нат.т./с};$$

$$V_{пк_у} = 425,3 \cdot 10^3 / 29300 / 0,9 = 16,1 \text{ кг у.т./с};$$

Суммарный расход условного топлива

$$V_{сум.у} = 50,6 + 16,1 = 66,7 \text{ кг у.т./с};$$

Электрический КПД ПГУ по выработке электроэнергии

$$\eta_{э ПГУ} = (N_{э ПГУ} + N_{э ГТУ} + N_{тп}) / (V_{сум.у} \cdot Q_{нр_у});$$

$$\eta_{э ПГУ} = (200 \cdot 10^3 + 436 \cdot 10^3 + 3,7 \cdot 10^3) / (66,7 \cdot 29300) = 0,327;$$

Удельный расход условного топлива на производство электроэнергии

$$b_u = 123 / \eta_{э ПГУ} = 123 / 0,327 = 376 \text{ г у.т./кВт}\cdot\text{ч}.$$

№	Критерии оценивания	Баллы (макс.)
1.	Дополнена постановка задачи условиями и допущениями	5
2.	Определены значения энтальпии пара на входе в ЦВД, на выходе из КУ	2
3.	Верно рассчитан расход пара, генерируемого в КУ	5
4.	Верно рассчитан расход влаги, удаляемой из сепаратора	3
5.	Верно рассчитан расход пара на турбопривод	2
6.	Верно рассчитан расход газов в КУ	3
7.	Верно рассчитана мощность турбопривода	2
8.	Верно рассчитана температура уходящих газов выходе из КУ	2
9.	Верно рассчитана эффективная мощность компрессора	2
10.	Верно рассчитана электрическая мощность ГТУ	3
11.	Верно рассчитаны расходы топлива в энергетическом котле и в камере сгорания	4
12.	Верно рассчитан суммарный расход условного топлива на ПГУ	2
13.	Верно рассчитан КПД ПГУ по производству электроэнергии	3
14.	Верно рассчитан удельный расход условного топлива на производство электроэнергии	2
Итого		40



Часть 2 (максимально 20 баллов)

Дожимной компрессор ГТУ нагнетает топливный газ следующего состава (масс. %): CO – 30, CO₂ – 15, H₂ – 5, N₂ – 40, CH₄ – 10. Расход топливного газа составляет 12 кг/с, а потребляемая электрическая мощность привода дожимного компрессора газа – 11,6 МВт. Температура газа на входе равна 20 °С, давление газа на входе и выходе из компрессора составляет 0,1 и 2 МПа, соответственно, а электромеханический КПД привода компрессора – 97,5 %.

Определить:

- молярную массу топливного газа;
- температуру газа на выходе из компрессора;
- внутренний относительный КПД компрессора.

Примечание. Энтальпию топливного газа принять согласно таблице 2.1 с использованием линейной интерполяции.

Таблица 2.1 – Зависимость энтальпии топливного газа от температуры.

Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг
20	602,8
50	658,5
100	751,6
150	845,4
200	940,3
250	1036,5
300	1134,0
350	1233,1
400	1333,6
450	1435,6
500	1539,2
550	1644,2
600	1750,7

Возможный вариант решения

1. Определим молярную массу топливного газа:

$$\mu_{mz} = \frac{1}{\frac{g_{CO}}{\mu_{CO}} + \frac{g_{CO_2}}{\mu_{CO_2}} + \frac{g_{H_2}}{\mu_{H_2}} + \frac{g_{N_2}}{\mu_{N_2}} + \frac{g_{CH_4}}{\mu_{CH_4}}} = \frac{1}{\frac{0,3}{28} + \frac{0,15}{44} + \frac{0,05}{2} + \frac{0,4}{28} + \frac{0,1}{16}} = 16,76 \text{ кг/кмоль} .$$

2. Определим энтальпию газа на выходе из компрессора:

$$h_{\text{вых}} = h_{\text{вх}} + \frac{N \cdot \eta_{\text{эм}}}{G} = 602,8 + \frac{11,6 \cdot 1000 \cdot 0,975}{12} = 1569 \text{ кДж / кг} .$$

3. Определим температуру газа на выходе из компрессора:

$$t_{\text{вых}} = 500 + (h_{\text{вых}} - h(500)) \cdot \frac{550 - 500}{h(550) - h(500)} = 500 + (1569 - 1539,2) \cdot \frac{50}{1644,2 - 1539,2} = 514,4 \text{ °С} .$$

4. Определим теоретическую температуру газа на выходе из компрессора:



$$t_{\text{вых}}^t = (t_{\text{ex}} + 273) \cdot \left(\frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{ex}}} \right)^{\frac{R/\mu_m}{c_p}} - 273 = (20 + 273) \cdot \left(\frac{2}{0,1} \right)^{\frac{8,314/16,76}{1,955}} - 273 = 353,5 \text{ } ^\circ\text{C} .$$

5. Определим энтальпию топливного газа при данной температуре:

$$h_{\text{вых}}^t = h(350) + (t_{\text{вых}}^t - 350) \cdot \frac{h(400) - h(350)}{400 - 350} = 1233,1 + (353,5 - 350) \cdot \frac{1333,6 - 1233,1}{50} = 1240 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} .$$

6. Определим внутренний относительный КПД компрессора:

$$\eta_{oi}^k = \frac{h_{\text{вых}}^t - h_{\text{ex}}}{h_{\text{вых}} - h_{\text{ex}}} = \frac{1240 - 602,8}{1569 - 602,8} = 0,66 = 66\% .$$

№	Критерии оценивания	Баллы (макс.)
1.	Корректно определена молярная масса топливного газа	5
2.	Корректно определена температура топливного газа на выходе из компрессора	3
3.	Корректно определена теоретическая температура на выходе из компрессора	5
4.	Корректно определена энтальпия топливного газа при теоретической температуре на выходе из компрессора	3
5.	Корректно определен внутренний относительный КПД компрессора	4
Итого		20

Часть 3 (максимально 10 баллов)

Вода с температурой $20 \text{ } ^\circ\text{C}$ сливается из открытой емкости под напором $H = 8 \text{ м}$ с расходом $Q = 0,035 \text{ м}^3/\text{с}$ на расстояние $l = 350 \text{ м}$. Трубопровод состоит из двух участков, выполненных из стальных труб диаметрами $d_1 = 0,15 \text{ м}$ и $d_2 = 0,23 \text{ м}$ (рис. 3.1).

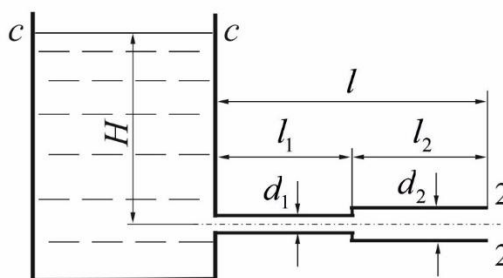


Рис. 3.1. Расчетная схема

Известны: коэффициенты трения $\xi_{mp1} = 0,03$ и $\xi_{mp2} = 0,025$ для соответствующих участков трубы, а также коэффициенты местных сопротивлений на входе в трубу $\xi_{ex} = 0,5$ и на внезапное расширение трубы $\xi_{расш} = 0,7$.

Определить:

1. Необходимые длины участков трубопровода l_1 и l_2 для обеспечения заданной подачи Q .

2. Напор H , который потребуется при заданной подаче Q , если выполнить весь трубопровод диаметром $d_1 = 0,15$ м.

Примечание. Принять коэффициенты Кориолиса a_1 и a_2 в уравнении Бернулли равными 1.

Возможный вариант решения

1. Определение необходимых длин участков трубопровода l_1 и l_2

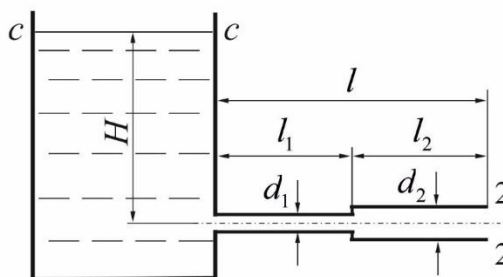


Рис. 3.2. Расчетная схема с трубопроводом двух диаметров

- 1.1. Запишем уравнение Бернулли для сечений с-с и 2-2 (рис. 2)

$$z_c + \frac{p_c}{\rho \cdot g} + \frac{c_c^2}{2 \cdot g} - h_2 = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{c_2^2}{2 \cdot g}, \quad (1)$$

где h_2 – гидравлические потери давления в трубопроводе, м;

c_2 - скорость воды в трубе 2, м/с;

$p_{атм}$ - атмосферное давление, Па.

Упростим это выражение с учетом $z_c - z_2 = H$, $c_c = 0$ и $p_c = p_2 = p_{атм}$

$$H = h_2 + \frac{c_2^2}{2 \cdot g}. \quad (2)$$

- 1.2. Запишем уравнение для расчета гидравлических потерь

$$h_2 = \left(\xi_{мп1} \cdot \frac{l_1}{d_1} + \xi_{вх} \right) \cdot \frac{c_1^2}{2 \cdot g} + \left(\xi_{мп2} \cdot \frac{(l - l_1)}{d_2} + \xi_{расх} \right) \cdot \frac{c_2^2}{2 \cdot g}. \quad (3)$$

- 1.3. Подставим уравнение (3) в выражение (2), преобразуем и выразим из него длину участка 1

$$l_1 = \frac{H - \frac{c_1^2}{2 \cdot g} \cdot \xi_{вх} - \frac{c_2^2}{2 \cdot g} \cdot \left(\frac{\xi_{мп2}}{d_2} \cdot l + \xi_{расх} + 1 \right)}{\frac{\xi_{мп1}}{d_1} \cdot \frac{c_1^2}{2 \cdot g} + \frac{\xi_{мп2}}{d_2} \cdot \frac{c_2^2}{2 \cdot g}}, \quad (4)$$

где $c_1 = \frac{Q}{F_1} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_1^2} = 1,98$ м/с; $c_2 = \frac{Q}{F_2} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_2^2} = 0,84$ м/с;

$F_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$ и $F_2 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4}$ - площади проходных сечений соответствующих участков трубопровода, м².



1.4. Подставим в последнее выражение известные значения переменных и получим результат

$$l_1 = \frac{8 - \frac{1,98^2}{2 \cdot g} \cdot 0,5 - \frac{0,842^2}{2 \cdot g} \cdot \left(1 + \frac{0,025_{mp2}}{0,23} \cdot 350\right)}{\frac{0,03}{0,15} \cdot \frac{1,98^2}{2 \cdot g} + \frac{0,025}{0,23} \cdot \frac{0,842^2}{2 \cdot g}} = 179,0 \text{ м};$$

$$l_2 = l - l_1 = 350 - 179,0 = 171,0 \text{ м}.$$

2. Определение напора, который потребуется при заданной подаче Q , если выполнить весь трубопровод одним диаметром $d_1 = 0,15$ м (рис. 3.3)

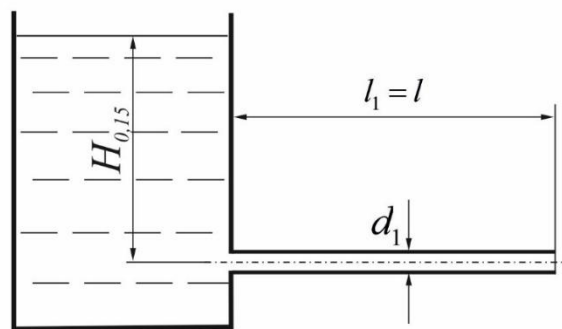


Рис. 3.3. Расчетная схема с трубопроводом одного диаметра

2.1. Подставим уравнение (3) в выражение (2), преобразуем его с учетом $l_2 = 0$ и выразим из него величину напора.

$$H_{0,15} = \left(\frac{\xi_{mp1} \cdot l}{d_1} + \xi_{ex} \right) \cdot \frac{c_1^2}{2 \cdot g} + \frac{c_1^2}{2 \cdot g}.$$

2.2. Подставим в полученное выражение известные значения переменных и получим напор

$$H_{0,15} = \left(\frac{0,03 \cdot 350}{0,15} + 0,5 \right) \cdot \frac{1,98^2}{2 \cdot g} + \frac{1,98^2}{2 \cdot g} = 14,3 \text{ м}.$$

№	Критерии оценивания	Баллы (макс.)
1.	Корректно записано уравнение Бернулли для характерных сечений	1
2.	Корректно записано уравнение для расчета гидравлических потерь	2
3.	Корректно проведены преобразования и получено уравнение для расчета длин участков трубопровода	3
4.	Верно найдены значения длин участков трубопровода	1
5.	Корректно выполнены преобразования для трубопровода одного диаметра	2
6.	Верно найдено значение напора для трубопровода одного диаметра	1
Итого		10



Часть 4 (максимально 16 баллов)

Внешняя поверхность вертикального цилиндрического теплообменного аппарата высотой $H=0,5$ м и диаметром $D=0,25$ м (рис. 4.1) имеет температуру $T_c=50^\circ\text{C}$ и охлаждается в среде с постоянной температурой $T_0=40^\circ\text{C}$. Теплопроводность среды равна $0,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$.

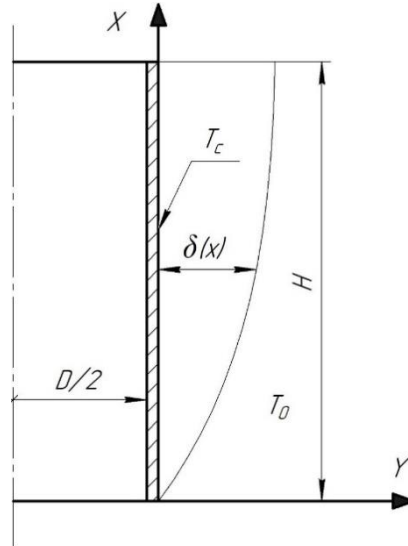


Рис. 4.1. Расчетная модель

В процессе исследования естественной конвекции было установлено:

– толщина пограничного слоя (м) изменяется по высоте цилиндра по зависимости

$$\delta(x) = 0,00342 \cdot \sqrt[4]{x};$$

– распределение температуры в пограничном слое подчиняется закону

$$T = T_0 + (T_c - T_0) \cdot \left(1 - \frac{y}{\delta}\right)^2.$$

Определить тепловые потери с поверхности теплообменного аппарата (Вт).

Возможный вариант решения

1. Найдем частную производную

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 2 \cdot (T_c - T_0) \left(1 - \frac{y}{\delta}\right) \cdot \frac{1}{\delta}$$

2 Значение производной на границе $Y=0$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = -2(T_c - T_0) \frac{1}{\delta}$$

3 Используем закон Фурье

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{2\lambda(T_c - T_0)}{\delta(x)} = \alpha(T_c - T_0).$$

4 Коэффициент теплоотдачи от поверхности ТО

$$\alpha(x) = \frac{2\lambda}{\delta(x)} = \frac{2\lambda}{A} x^{-\frac{1}{4}}$$

5 Среднеинтегральное значение коэффициента теплоотдачи:



$$\begin{aligned} \bar{\alpha} &= \frac{1}{H} \int_0^H \alpha(x) dx = \frac{2\lambda}{HA} \int_0^H x^{-1/4} dx = \frac{2\lambda}{HA} * \frac{4}{3} x^{3/4} = \frac{8\lambda}{3HA} H^{3/4} = \frac{8\lambda H^{-1/4}}{3A} = \frac{8 * 0,6 * 0,5^{-0,25}}{3 * 0,00342} \\ &= 556,42 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \end{aligned}$$

6 Тепловой поток с поверхности

$$Q = \bar{\alpha}(T_c - T_0)F = \frac{8\lambda H^{-1/4}}{3A} (T_c - T_0)F = 556,42(10) * 3,14 * 0,25 * 0,5 = 2184 \text{ Вт.}$$

№	Критерии оценивания	Баллы (макс.)
1.	Верно определен градиент температуры на границе $Y=0$	2
2.	Верно использован закон Фурье для нахождения коэффициента теплоотдачи	5
3.	Верно определен коэффициент теплоотдачи по высоте теплообменного аппарата	3
4.	Верно найдено среднеинтегральное значение коэффициента теплоотдачи по поверхности теплообменного аппарата	4
5.	Верно рассчитан тепловой поток с поверхности	2
Итого		16

Часть 5 (максимально 14 баллов)

На рис. 5.1 представлена схема сетевой установки, предназначенной для подогрева сетевой воды до 120 °С паром из отборов турбины. В состав установки входят два сетевых подогревателя: верхний (ВСП) и нижний (НСП). Водяная сторона подогревателей находится под давлением сетевых насосов.

Греющий пар в ВСП и НСП поступает из турбины по трубопроводам отборов пара. На трубопроводах установлены задвижки 3 и 4 и обратные клапаны 1 и 2.

Для регулирования уровня конденсата греющего пара подогреватели снабжены регуляторами уровня 8 и 19. При нормальной работе слив конденсата греющего пара осуществляется каскадно из ВСП в НСП, затем из НСП дренаж отводится в тракт основного конденсата, для этого установлены два насоса (20, 21), один из них резервный. На линии слива дренажа из ВСП в НСП установлена запорная арматура 9 для перехода на другую схему слива дренажа. Сливные насосы оснащены запорной и защитной арматурой. На всасе насосов расположены задвижки 14 и 18. На напорной линии насосов установлены обратные клапаны 13 и 17 и задвижки 12 и 16.

В пусковых и переходных режимах возможна схема слива дренажа из ВСП через задвижку 11 и из НСП через задвижку 15 в конденсатор.

На байпасе НСП по сетевой воде установлена задвижка 10.

Для отключения или вывода ВСП в ремонт предусмотрена запорная арматура: задвижки 6 и 5 на входе и выходе ВСП, соответственно, а также задвижка 7 байпасе ВСП.

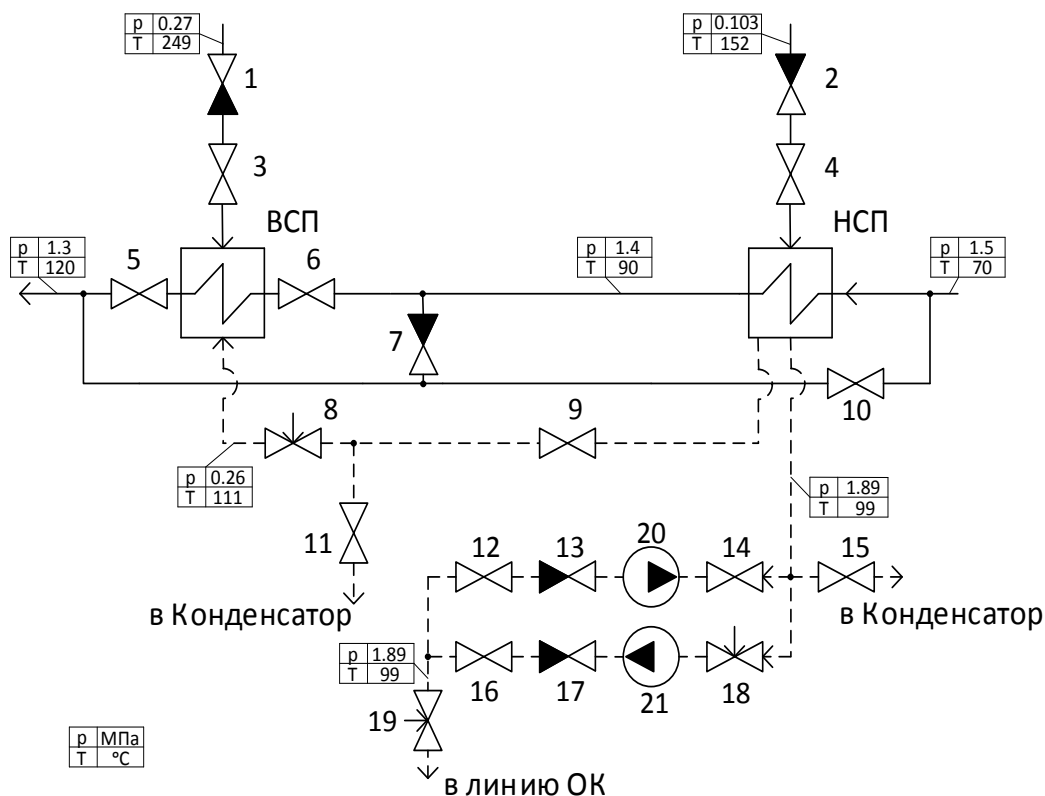


Рис. 5.1. Схема сетевой установки

Условные обозначения на схеме:

	Задвижка, вентиль
	Регулирующий клапан
	Обратный клапан
	Насос

Приведенная схема содержит ошибки, которые могут заключаться в следующем:

1. Отсутствует необходимая арматура или оборудование.
2. Изображен не тот тип арматуры.
3. Неверно показано место подключения участка системы или оборудования к трубопроводу.
4. Положение оборудования или арматуры на трубопроводе не совпадает с направлением потока рабочей среды.
5. Отсутствует/добавлен лишний участок системы с арматурой или оборудованием.
6. Изменена последовательность установки арматуры или оборудования относительно других элементов.
7. Указано неверное направление движения среды.
8. Приведены ошибочные параметры рабочей среды.

Выполнить следующие действия:

1. Найти ошибки, предусмотренные в схеме на рис.5.1.
2. Проверить соответствие показаний приборов давления и температуры.
3. Составить перечень обнаруженных ошибок. При описании ошибки необходимо сформулировать ее суть, указать месторасположение, номер элемента.



Решение
Перечень ошибок

№	Суть ошибки
1.	Неверно указано направление обратного клапана 2
2.	Неверно указано направление насоса 20
3.	Неверное изображение задвижки 7
4.	Неверное изображение задвижки 18
5.	Неверно указано направление на линии дренажа из ВСП в НСП
6.	Неверное значение датчика температуры дренажа ВСП (129)
7.	Неверное значение датчика давления в линии дренажа НСП (0,098)

№	Критерии оценивания	Баллы (макс.)
1.	Указаны все ошибки на схеме (5 ошибок по 2 балла каждая)	10
2.	Указаны все ошибки параметров (2 ошибки по 2 балла каждая)	4
Итого		14