



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

Категория участия «Магистратура/специалитет»

Часть 1 (максимально 40 баллов)

Второй контур АЭС представляет собой паротурбинную установку (ПТУ) (рис. 1.1), особенностью которой является высокая температура питательной воды парогенератора (ПГ).

ПТУ работает на перегретом паре высоких параметров с промежуточным перегревом пара, двумя отборами на регенеративные подогреватели поверхностного типа низкого (ПНД) и высокого давления (ПВД), и отбором пара, отпускаемого внешнему тепловому потребителю. Дренажи ПНД, ПВД и конденсат пара, полностью возвращаемый от потребителя теплоты, подаются в смеситель (СМ), куда также поступает основной конденсат турбины. Двухподъёмная питательная установка состоит из насосов ПН-1 и ПН-2.

Промежуточный перегрев пара осуществляется в паро-паровом теплообменнике (ППТО), расположенном между цилиндрами высокого (ЦВД) и низкого давления (ЦНД), паровой турбины. Греющей средой в ППТО является острый пар, который отдает здесь теплоту перегрева, и с небольшим остаточным перегревом направляется через дроссельное устройство в смешивающий подогреватель высокого давления (ПВДС). В ПВДС происходит конденсация греющего пара, за счет чего питательная вода нагревается до температуры $t_{ПВ}=310\text{ }^{\circ}\text{C}$.

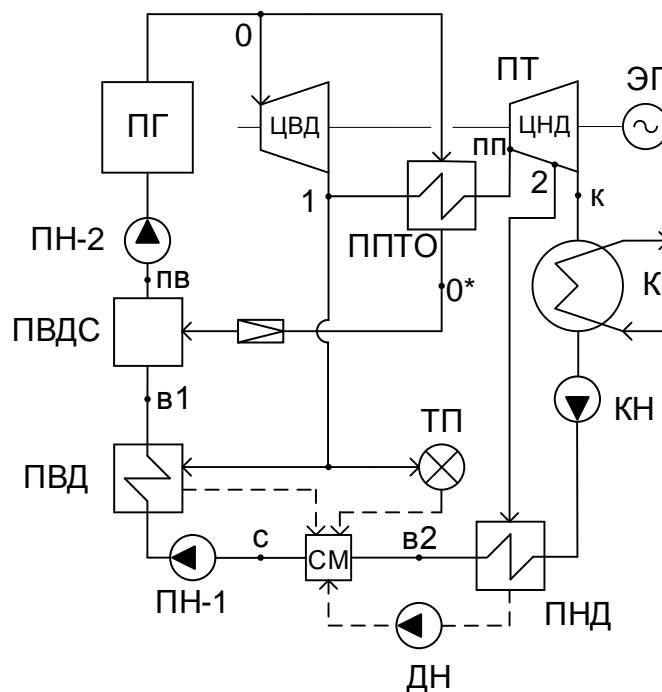


Рис. 1.1. Принципиальная схема паротурбинной установки

Известно:

- паропроизводительность парогенератора равна 460 кг/с;
- начальное давление пара составляет 15,0 МПа;
- начальная температура пара равна 520 °С;



- температура пара после промежуточного перегрева 510 °С;
- давление пара на выходе из ЦВД равно 4,0 МПа;
- расход пара из отбора внешнему потребителю равен 230 кг/с;
- давление в регенеративном отборе ЦНД равно 0,12 МПа;
- температура охлаждающей воды на входе и выходе конденсатора равна 20 °С и 30°С, соответственно;
- энтальпия пара на выходе из ЦВД равна 3051 кДж/кг;
- энтальпия пара в отборе на ПНД равна 2744 кДж/кг;
- энтальпия отработавшего в турбине пара равна 2367 кДж/кг;
- энтальпия воды на выходе из смесителя составляет 875 кДж/кг.

Выполнить:

- 1) Дополнить постановку задачи условиями и допущениями.

Определить:

- 2) Значения энтальпии воды за ПНД и за ПВД.
- 3) Значение энтальпии греющего пара после ППТО.
- 4) Расход греющего пара на ППТО, кг/с.
- 5) Расход греющего пара в отбор на ПВД, кг/с.
- 6) Расход греющего пара в отбор на ПНД, кг/с.
- 7) Электрическую мощность турбоагрегата, МВт.
- 8) Количество теплоты, подведенной к рабочему телу в ПГ, МВт.
- 9) Нагрузку теплового потребителя, МВт.
- 10) КПД турбоустановки по выработке электроэнергии по физическому методу, %.
- 11) Удельный расход теплоты на турбоустановку.
- 12) Кратность охлаждения в конденсаторе.

Возможный вариант решения

Принимаем:

- Теплоемкость охлаждающей воды конденсаторе 4,19 кДж/(кг·К);
- Механический КПД турбоагрегата $\eta_m = 0,980$;
- Электрический КПД турбоагрегата $\eta_{\text{э}} = 0,990$;
- Температурные напоры
 - на выходе охлаждающей воды из конденсатора 3 С;
 - недогрев до температуры насыщения в поверхностных подогревателях 5 С;
- Давление основного конденсата в ПНД $p_{\text{ок}} = 3$ МПа;
- Давление питательной воды в ПВД выше давления рабочего тела в ПВДС.

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;
- Повышение энтальпии воды в насосах;

Параметры пара в турбине

$p_0 = 15$ МПа; $t_0 = 520$ °С; $h_0 = f(p_0, t_0) = 3369$ кДж/кг;

$h_{\text{пп}} = f(p_{\text{пп}}, t_{\text{пп}}) = 3469$ кДж/кг;

Параметры дренажей и воды

ПВДС

$t_{\text{пв}} = t_s = 310$ °С; $h_{\text{пв}} = f(t_s) = 1402$ кДж/кг;

$p_{\text{пвдс}}(t_s) = 9,865$ МПа.



ПВД

$p_1=4$ МПа, $t_{s1}=250$ °С, $h_1'=1087$ кДж/кг;
 $t_{v1}=t_{s1}-\theta=250-5=245$ °С;
 $h_{v1}(t_{v1}=245$ °С, $p_{v1}=15$ МПа) = 1062 кДж/кг;

ПНД

$p_2=0,12$ МПа, $t_{s2}=104,8$ °С, $h_2'=439$ кДж/кг;
 $t_{v2}=t_{s2}-\theta=104,8-5=99,8$ °С; $h_{v2}=f(t_{v2}=99,8$ °С, $p_{ок}=3$ МПа) = 420 кДж/кг;

Конденсатор

$t_s=t_{v2}+3=30+3=33$ °С;
 $p_k=f(t_s)=5$ кПа; $h_k'=f(t_s)=138$ кДж/кг;

Совместный тепловой баланс ПВДС+ППТО:

$G_{ппто} \cdot (h_0 - h_{пв}) = (G_{пг} - G_{ппто}) \cdot (h_{пв} - h_{v1}) + (G_{пг} - G_{ппто} - G_t - G_{пвд}) \cdot (h_{пп} - h_1)$;

Решаем в системе с тепловым балансом ПВД:

$G_{пвд} \cdot (h_1 - h_1') = (G_{пг} - G_{ппто}) \cdot (h_{v1} - h_c)$;

Подставим значения в уравнения:

$G_{ппто} \cdot (3369 - 1402) = (G_{пг} - G_{ппто}) \cdot (1402 - 1062) + (230 - G_{ппто} - G_{пвд}) \cdot (3469 - 3051)$;

$G_{пвд} \cdot (3051 - 1087) = (G_{пг} - G_{ппто}) \cdot (1062 - 875)$;

Расход греющего пара на ПВД $G_{пвд} = 33$ кг/с;

Расход греющего пара на ППТО $G_{ппто} = 87$ кг/с;

Тепловой баланс ППТО: $G_{ппто} \cdot (h_0 - h_0^*) = (G_{пг} - G_{ппто} - G_t - G_{пвд}) \cdot (h_{пп} - h_1)$

Энтальпия греющего пара после ППТО: $h_0^* = 2844$ кДж/кг;

$t_0^* = 372$ °С; остаточный перегрев 30 °С.

Тепловой баланс ПНД: $G_{пнд} \cdot (h_2 - h_2') = (G_{пг} - G_{ппто} - G_t - G_{пвд} - G_{пнд}) \cdot (h_{v2} - h_k')$;

$G_{пнд} \cdot (2744 - 439) = (460 - 87 - 230 - 33 - G_{пнд}) \cdot (420 - 138)$;

Расход греющего пара в отбор на ПНД $G_{пнд} = 12,0$ кг/с;

$G_{чнд} = 460 - 87 - 230 - 33 = 109,7$ кг/с; $G_k = 109,7 - G_{пнд}$; $G_k = 97,7$ кг/с.

Электрическая мощность турбины

$N_{э} = (G_{пг} - G_{ппто}) \cdot (h_0 - h_1) + (G_{пг} - G_{ппто} - G_t - G_{пвд}) \cdot (h_1 - h_2) + (G_{пг} - G_{ппто} - G_t - G_{пвд} - G_{пнд}) \cdot (h_2 - h_k)$;

$N_{э} = 227,5$ МВт.

Количество теплоты, подведенной к рабочему телу в ПГ

$Q_{пг} = 460 \cdot (3367,8 - 1402) = 904$ МВт;

Нагрузка теплового потребителя, МВт

$Q_t = 230 \cdot (3051 - 1087) = 451,5$ МВт;

КПД ПТУ по производству электроэнергии

$\eta_{э} = N_{э} / (Q_{пг} - Q_t) = 227,5 / (904 - 451,5) = 0,5025$;

$\eta_{э} = 50,25$ %

Удельный расход теплоты на турбину по выработке электроэнергии

$q_t = 1/\eta_{э} = 1,99$.

Кратность охлаждения

$m = G_{ов}/G_k = (h_k - h_k') / [4,19 \cdot (t_{v2} - t_{v1})] = (2367 - 138) / [4,19 \cdot (30 - 20)] = 53$.

№	Критерии оценивания	Баллы (макс.)
1.	Дополнена постановка задачи условиями и допущениями	5
2.	Определены значения энтальпии воды за ПНД, за ПВД	2
3.	Определена энтальпия греющего пара после ППТО	3
4.	Найден расход греющего пара на ППТО:	7
	• записаны верные соотношения	4
	• верно рассчитан расход	3
5.	Верно рассчитаны расходы греющего пара в отборы	6



	• на ПВД	3
	• на ПНД	3
6.	Верно рассчитана электрическая мощность турбоагрегата	4
7.	Верно рассчитано количество теплоты, подведенной к рабочему телу в ПГ	2
8.	Верно рассчитана нагрузка теплового потребителя	2
9.	Верно рассчитан КПД турбоустановки по выработке электроэнергии	3
10.	Верно рассчитан удельный расход теплоты на турбоустановку	2
11.	Верно определена кратность охлаждения в конденсаторе	2
12.	Верно определено давление в конденсаторе	2
Итого		40

Часть 2 (максимально 15 баллов)

Топливом ГТУ является генераторный газ следующего состава (масс.%): CO – 20, CO₂ – 35, H₂ – 5, N₂ – 30, CH₄ – 10. Сжатие генераторного газа происходит в дожимном компрессоре, характеристики которого приведены в таблице 2.1.

Выполнить:

- Дополнить постановку задачи условиями и допущениями.

Определить:

- молярную массу генераторного газа, кг/кмоль;
- температуру генераторного газа на выходе из компрессора, °С;
- внутренний относительный КПД компрессора при сжатии генераторного газа, %.

Таблица 2.1 – Характеристики дожимного компрессора при сжатии генераторного газа

Параметр	Значение
Давление на входе, МПа	0,1
Давление на выходе, МПа	1
Температура сжимаемой среды на входе, °С	50
Расход сжимаемой среды, кг/с	12,7
Потребляемая электрическая мощность, МВт	10

Зависимость средней теплоемкости компонент генераторного газа в температурном диапазоне от 0 °С до заданной температуры принять по зависимости следующего вида –

$$c_p^0 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right) = a + b \cdot T. \text{ Значения аппроксимационных констант приведены в таблице 2.2.}$$

Таблица 2.2 – Аппроксимационные константы уравнений температурной зависимости средней удельной изобарной теплоемкости

Вещество	Аппроксимационные константы	
	a	$b \cdot 10^3$
Моноксид углерода CO	1,015	0,1464
Диоксид углерода CO ₂	1,003	0,2055
Водород H ₂	13,64	1,630
Азот N ₂	0,9957	0,1525
Метан CH ₄	0,8950	4,666

Возможный вариант решения

1. Примем электромеханический КПД компрессора равным 98 %.
2. Определим молярную массу генераторного газа:



$$\mu_{mz} = \frac{1}{\frac{g_{CO}}{\mu_{CO}} + \frac{g_{CO_2}}{\mu_{CO_2}} + \frac{g_{H_2}}{\mu_{H_2}} + \frac{g_{N_2}}{\mu_{N_2}} + \frac{g_{CH_4}}{\mu_{CH_4}}} = \frac{1}{\frac{0,2}{28} + \frac{0,35}{44} + \frac{0,05}{2} + \frac{0,3}{28} + \frac{0,1}{16}} = 17,53 \text{ кг/кмоль}.$$

- Примем теплоемкость генераторного газа равной 1 кДж/(кг °С).
- Определим среднюю теплоемкость генераторного газа в температурном диапазоне от t_1 до t_2 . Запишем уравнения средней теплоемкости отдельных компонент генераторного газа в диапазоне температур от $t_1 = 50$ °С до t_2 :

$$\begin{aligned} \bar{c}_p &= \frac{c_p^0(t_2) \cdot t_2 - c_p^0(t_1) \cdot t_1}{t_2 - t_1} = \frac{a \cdot (t_2 - t_1) + b \cdot (t_2^2 - t_1^2)}{t_2 - t_1} = \\ &= \frac{a \cdot (t_2 - t_1) + b \cdot (t_2 - t_1) \cdot (t_2 + t_1)}{t_2 - t_1} = a + b \cdot (t_2 + t_1) \end{aligned}$$

В таком случае, уравнение средней теплоемкости генераторного газа примет следующий вид:

$$\begin{aligned} \bar{c}_p^{zz} &= \left(\bar{c}_p^{CO} \cdot g_{CO} + \bar{c}_p^{CO_2} \cdot g_{CO_2} + \bar{c}_p^{H_2} \cdot g_{H_2} + \bar{c}_p^{N_2} \cdot g_{N_2} + \bar{c}_p^{CH_4} \cdot g_{CH_4} \right) = \\ &= \left(b_{CO} \cdot g_{CO} + b_{CO_2} \cdot g_{CO_2} + b_{H_2} \cdot g_{H_2} + b_{N_2} \cdot g_{N_2} + b_{CH_4} \cdot g_{CH_4} \right) \cdot (t_2 + t_1) + \\ &+ \left(a_{CO} \cdot g_{CO} + a_{CO_2} \cdot g_{CO_2} + a_{H_2} \cdot g_{H_2} + a_{N_2} \cdot g_{N_2} + a_{CH_4} \cdot g_{CH_4} \right) = \\ &= (0,1464 \cdot 0,2 + 0,2055 \cdot 0,35 + 1,63 \cdot 0,05 + 0,1525 \cdot 0,3 + 4,666 \cdot 0,1) \cdot 10^{-3} \cdot (t_2 + 50) + \\ &+ (1,015 \cdot 0,2 + 1,003 \cdot 0,35 + 13,64 \cdot 0,05 + 0,9957 \cdot 0,3 + 0,895 \cdot 0,1) = \\ &= 6,945 \cdot 10^{-4} \cdot t_2 + 1,659 \end{aligned}$$

Приведя уравнение к виду $a + b \cdot t_2$, получим значения констант $a = 1,659$ и $b = 6,945 \cdot 10^{-4}$.

- Действительная температура генераторного газа на выходе из компрессора может быть определена как:

$$t_2 = t_1 + \frac{N}{G \cdot c_p} = t_1 + \frac{N}{G \cdot (a + b \cdot t_2) \cdot \eta_{эм}}$$

Преобразуем уравнение для аналитического решения и определения значение t_2 :

$$\begin{aligned} t_2 \cdot G \cdot (a + b \cdot t_2) \cdot \eta_{эм} &= G \cdot (a + b \cdot t_2) \cdot t_1 \cdot \eta_{эм} + N \\ t_2 \cdot G \cdot a \cdot \eta_{эм} + t_2 \cdot G \cdot b \cdot t_2 \cdot \eta_{эм} &= G \cdot a \cdot t_1 \cdot \eta_{эм} + G \cdot b \cdot t_2 \cdot t_1 \cdot \eta_{эм} + N \\ (t_2)^2 \cdot G \cdot b \cdot \eta_{эм} + t_2 \cdot [G \cdot a \cdot \eta_{эм} + G \cdot b \cdot t_1 \cdot \eta_{эм}] - G \cdot a \cdot t_1 \cdot \eta_{эм} - N &= 0 \\ (t_2)^2 \cdot G \cdot b \cdot \eta_{эм} + t_2 \cdot G \cdot \eta_{эм} [a + b \cdot t_1] + (-G \cdot a \cdot t_1 \cdot \eta_{эм} - N) &= 0 \\ (t_2)^2 \cdot 12,7 \cdot 6,945 \cdot 10^{-4} \cdot 0,98 + t_2 \cdot 12,7 \cdot 0,98 [1,659 + 6,945 \cdot 10^{-4} \cdot 50] + (-12,7 \cdot 1,659 \cdot 50 \cdot 0,98 - 10000) &= 0 \\ 8,644 \cdot 10^{-3} \cdot (t_2)^2 + 21,08 \cdot t_2 - 11030 &= 0 \end{aligned}$$

- Решение записанного выше уравнения дает два корня: 442,8 °С и -2882 °С. Выберем первое значение для дальнейших расчетов.

- Определим среднюю теплоемкость в уточненном температурном диапазоне:

$$\bar{c}_p(442,8) = 6,945 \cdot 10^{-4} \cdot 442,8 + 1,659 = 1,967 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{°С}}$$

- Теоретическая температура на выходе из компрессора может быть рассчитана

$$\text{как: } t_{2t} = (t_1 + 273) \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{R/\mu_{mz}}{c_p}} - 273 = (50 + 273) \cdot \left(\frac{1}{0,1} \right)^{\frac{8,314/17,53}{1,967}} = 289,8 \text{ °С}$$

- Внутренний относительный КПД компрессора при работе на генераторном газе:



$$\eta_{oi} = \frac{t_{2i} - t_1}{t_2 - t_1} = \frac{289,8 - 50}{442,8 - 50} = 0,611 = 61,1 \%$$

№	Критерии оценивания	Баллы (макс.)
1.	Принято значение электромеханического КПД компрессора	1
2.	Корректно определена молярная масса топливного газа	3
3.	Корректно определена средняя теплоемкость генераторного газа в диапазоне от начальной до конечной температуры	4
4.	Корректно определена действительная температура генераторного газа на выходе из компрессора	1
5.	Корректно определена теоретическая температура генераторного газа на выходе из компрессора	3
6.	Корректно определен внутренний относительный КПД компрессора	3
Итого		15

Часть 3 (максимально 15 баллов)

Масло движется по каналу прямоугольного сечения $b \times 2h$ ($b \gg 2h$) (рис. 3.1). Течение на рассматриваемом участке канала является установившимся, а температуры стенок канала постоянны и равны между собой.

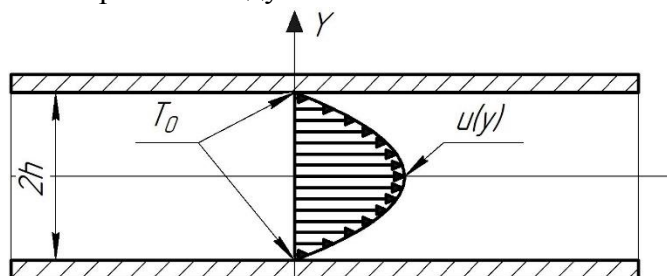


Рис. 3.1. Схема движения потока

Определить:

- расход масла (кг/с), при котором его максимальная температура будет превышать температуру стенок на 5°C .

Известно:

- профиль скорости в поперечном сечении канала:

$$u(y) = u_m \left(1 - \frac{y^2}{h^2}\right), \text{ где } u_m \text{ — максимальная скорость потока;}$$

- дифференциальное уравнение энергии для рассматриваемого случая:

$$\lambda \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = -\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2;$$

- теплофизические свойства масла:

$$\rho = 900 \text{ кг/м}^3, \lambda = 0,14 \frac{\text{Вт}}{\text{мК}}, \mu = 0,204 \text{ Па} \cdot \text{с};$$

- геометрические размеры канала: $b = 2 \text{ м}$, $h = 0,01 \text{ м}$.

Возможный вариант решения

1. Находим градиент скорости:

$$\frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{2u_m}{h^2} y$$



2. Для нахождения поле температур составим ДУ с учетом вышеприведенной зависимости:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{-4\mu u_m^2}{\lambda h^4} y^2$$

3. Интегрируем ДУ

$$\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{-4\mu u_m^2}{3\lambda h^4} y^3 + c_1$$

$$T(y) = \frac{-\mu u_m^2}{3\lambda h^4} y^4 + c_1 y + c_2$$

4. При граничных условиях $y=\pm h$ $T=T_0$ (по заданию, стенки канала имеют постоянную и равную температуру)

$$c_1 = 0$$

$$c_2 = \frac{\mu u_m^2}{3\lambda} + T_0$$

$$T(y) = T_0 + \frac{\mu u_m^2}{3\lambda} \left(1 - \frac{y^4}{h^4}\right)$$

5. Максимальная температура будет в координате $Y=0$

$$T_m = T(0) = T_0 + \frac{\mu u_m^2}{3\lambda}$$

6. Нагрев масла относительно стенок:

$$dT = T_m - T_0 = \frac{\mu u_m^2}{3\lambda}$$

7. Определим скорость при $dT=5$

$$u_m = \sqrt{\frac{3\lambda dT}{\mu}} = \sqrt{3 * 0,14 * \frac{5}{0,204}} = 3,21 \text{ м/с}$$

8. Определим расход масла при нагреве dT

$$G = \rho \int_{-h}^h u(y) dy * b$$

$$\int_{-h}^h u(y) dy = u_m \int_{-h}^h \left(1 - \frac{y^2}{h^2}\right) dy = u_m \left(y - \frac{y^3}{3h^2}\right) = \frac{4}{3} u_m h$$

$$G = \frac{4}{3} u_m h \rho b = \frac{4}{3} 3,21 * 0,01 * 900 * 2 = 77,04 \text{ кг/с.}$$

№	Критерии оценивания	Баллы (макс.)
1.	Выполнена математическая постановка задачи (записано дифференциальное уравнение и граничные условия для него)	3
2.	Верно определена функциональная зависимость температуры от координаты	5
3.	Верно рассчитана скорость потока при максимальной температуре масла	2
4.	Получено верное выражение для определения расхода масла	3
5.	Верно рассчитан расхода масла	2
Итого		15



Часть 4 (максимально 10 баллов)

Из верхнего резервуара в нижний под влиянием разности уровней $H=1,5$ м перетекает вода по трубе диаметром $d=100$ мм общей длиной $L=90$ м (рис. 4.1).

Известны: коэффициент трения трубы $\xi_{mp}=0,03$, а также коэффициенты сопротивления вентилей $\xi_g=5,0$ (суммарно) и поворотов $\xi_n=0,3$ (суммарно).

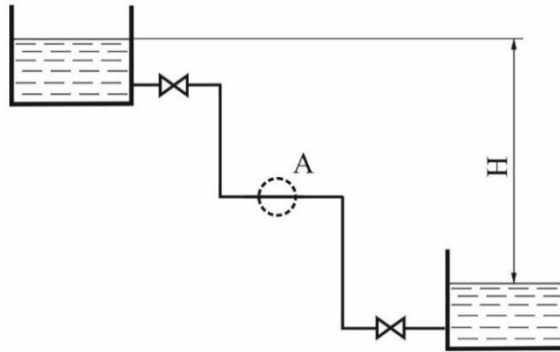


Рис. 4.1. Схема установки

Определить:

1. Расход воды в трубе при движении ее под влиянием разности уровней (л/с).
2. Во сколько раз увеличится расход воды в трубе при установке в точке А насоса, характеристика которого приведена на рис. 4.2.

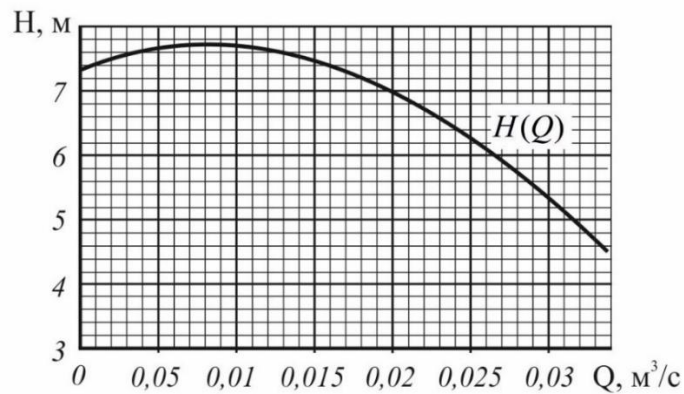


Рис. 4.2. Напорная характеристика насоса

Возможный вариант решения

1. **Определение расхода воды в трубе при движении ее под влиянием разности уровней**

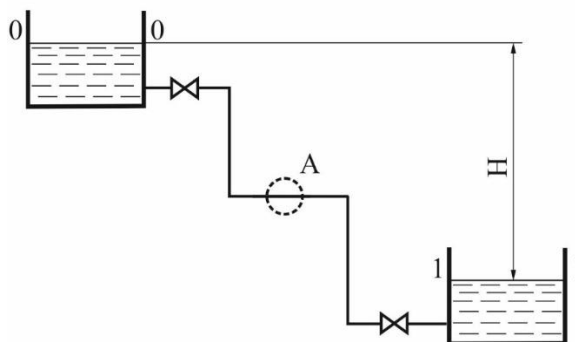


Рис. 4.3. Расчетная схема



1.1. Запишем уравнение Бернулли для сечений 0-0 и 1-1 (рис. 4.3)

$$z_0 + \frac{P_{атм}}{\rho \cdot g} + \frac{c_0^2}{2 \cdot g} - \left(\sum \xi_m + \xi_{мп} \cdot \frac{L}{d} \right) \cdot \frac{c^2}{2 \cdot g} = z_1 + \frac{P_{атм}}{\rho \cdot g} + \frac{c_1^2}{2 \cdot g}, \quad (1)$$

где $\sum \xi_m = \xi_e + \xi_n = 5,3$ – сумма местных сопротивлений;

c – скорость воды в трубе, м/с;

$P_{атм}$ – атмосферное давление, Па.

1.2. Преобразуем и упростим уравнение (1) с учетом следующих выражений:

- $z_0 - z_1 = H$;

- $F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 7,854 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ – площадь поперечного сечения трубы;

- $F \cdot c = Q$ – уравнение неразрывности.

1.3. В результате получим формулу для расчета расхода воды Q в трубе под влиянием разности уровней (самотеком). Подставим в эту формулу исходные данные и получим результат

$$Q = \sqrt{\frac{2 \cdot H \cdot g \cdot F^2}{\sum \xi_m + \xi_{мп} \cdot \frac{L}{d}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,5 \cdot 9,8 \cdot (7,854 \cdot 10^{-3})^2}{5,3 + 0,03 \cdot \frac{90}{0,1}}} = 7,493 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} = 7,49 \text{ л/с}.$$

2. Определение расхода воды в трубе при работе насоса, включенного в точку А

2.1. Запишем уравнение Бернулли для сечений 0-0 и 1-1 (рис. 4.3) с учетом насоса, установленного в точке А

$$z_0 + \frac{P_{атм}}{\rho \cdot g} + \frac{c_0^2}{2 \cdot g} + H_n - \left(\sum \xi_m + \xi_{мп} \cdot \frac{L}{d} \right) \cdot \frac{c^2}{2 \cdot g} = z_1 + \frac{P_{атм}}{\rho \cdot g} + \frac{c_1^2}{2 \cdot g}, \quad (2)$$

где $\sum \xi_m = \xi_e + \xi_n = 5,3$ – сумма местных сопротивлений;

c – скорость воды в трубе, м/с;

$P_{атм}$ – атмосферное давление, Па;

H_n – напор насоса (м), характеристика которого приведена на рис.4.4.

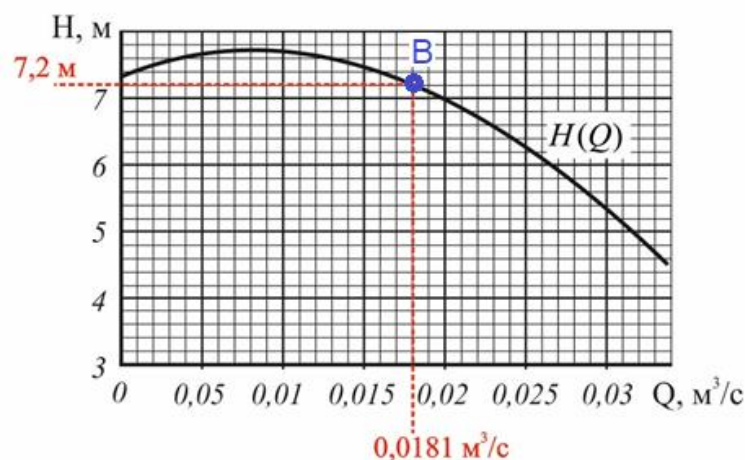


Рис. 4.4. Напорная характеристика насоса



2.2. После преобразований уравнения (2), аналогичных сделанным ранее с уравнением (1), получим уравнение связи напора насоса H_n и расхода воды в трубе Q_n при работе насоса, включенного в точке А (рис. 1)

$$H_n = \frac{\left(\sum \xi_m + \xi_{mp} \cdot \frac{L}{d} \right) \cdot Q_n^2}{2 \cdot g \cdot F^2} - H.$$

2.3. Подбираем значение подачи Q_n , которое дает нам значение напора насоса, соответствующее точке В на его напорной характеристике (рис. 4). В данном случае это точка с параметрами $Q_n = 0,0181 \text{ м}^3/\text{с}$ и $H_n = 7,2 \text{ м}$

$$H_n = \frac{\left(5,3 + 0,03 \cdot \frac{90}{0,1} \right) \cdot 0,0181^2}{2 \cdot 9,8 \cdot 7,854 \cdot 10^{-3}} - 1,5 = 7,16 \text{ м}.$$

2.4. Рассчитаем, во сколько раз увеличится расход воды в трубе при установке насоса в точке А:

- расход до установки насоса $Q = 7,493 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$;
- расход после установки насоса $Q_n = 0,0181 \text{ м}^3/\text{с}$.

Таким образом, расход воды в трубе после установки насоса увеличился в $Q_n/Q = 0,0181/0,007493 = 2,42$ раза.

№	Критерии оценивания	Баллы (макс.)
1.	Корректно записано уравнение Бернулли для сечений резервуаров	1
2.	Корректно получена формула для расчета расхода воды	2
3.	Корректно записано уравнение Бернулли с учетом работы насоса	2
4.	Корректно получено уравнение связи напора насоса и расхода воды в трубе	2
5.	Корректно использована напорная характеристика насоса	2
6.	Верно найдено увеличение расхода воды	1
Итого		10

Часть 5 (максимально 20 баллов)

На рис. 5.1 представлена схема включения подогревателей высокого давления (ПВД) в систему регенеративного подогрева питательной воды энергетической установки.

Регенеративная установка высокого давления турбины предназначена для подогрева питательной воды парового котла до $250 \text{ }^\circ\text{C}$ паром из отборов турбины. Установка состоит из трех ПВД (ПВД-5, ПВД-6 и ПВД-7), водяная сторона которых находится под полным давлением питательных насосов. Греющий пар в подогреватели поступает по паропроводам отборов, на которых установлены обратные клапаны 1, 2, 3 и задвижки 4, 5, 6.

Все ПВД снабжены регуляторами уровня 12, 13, 11. При нормальной работе слив дренажа греющего пара ПВД осуществляется каскадно: из вышестоящего в нижестоящий подогреватель. Дренаж из ПВД-5 отводится через задвижку 9 в деаэрактор. На линии слива дренажа из ПВД-6 в ПВД-5 установлена задвижка 14 для перехода на другую схему слива дренажа ПВД. В пусковых и переходных режимах возможен слив дренажа из ПВД-6 через

завдвижку 10 в деаэрагор, а также из ПВД-5 в конденсатор через задвижку 7. На линии отвода дренажа в деаэрагор установлен обратный клапан 8.

На линии питательной воды предусмотрены впускной клапан 16 и задвижки: на входе в группу ПВД (22), на выходе из группы ПВД (18), а также задвижка 25 на холодном байпасе (обводе) группы ПВД. У задвижки 22 есть байпас, на котором смонтированы два вентилля (23 и 24). Для заполнения группы ПВД на линии питательной воды установлен вентиль 15.

Группа ПВД по питательной воде оснащена защитным устройством, включающим: защитный байпасный трубопровод (горячий байпас), впускной клапан 16 на входе воды в ПВД-5 и обратный клапан 17 на выходе из ПВД-7. Защитное устройство отключает группу ПВД по воде и направляет питательную воду по горячему байпасу, что необходимо в случае превышения допустимого уровня конденсата греющего пара в корпусе любого из подогревателей данной группы из-за нарушения плотности трубных систем.

В качестве устройства, защищающего подогреватели от повышения давления воды в трубной системе, выполнен байпас задвижки 18 для сброса части воды из трубной системы ПВД в питательный трубопровод. На байпасе задвижки 18 последовательно по ходу питательной воды установлены вентиль 19 и два обратных клапана 20 и 21.

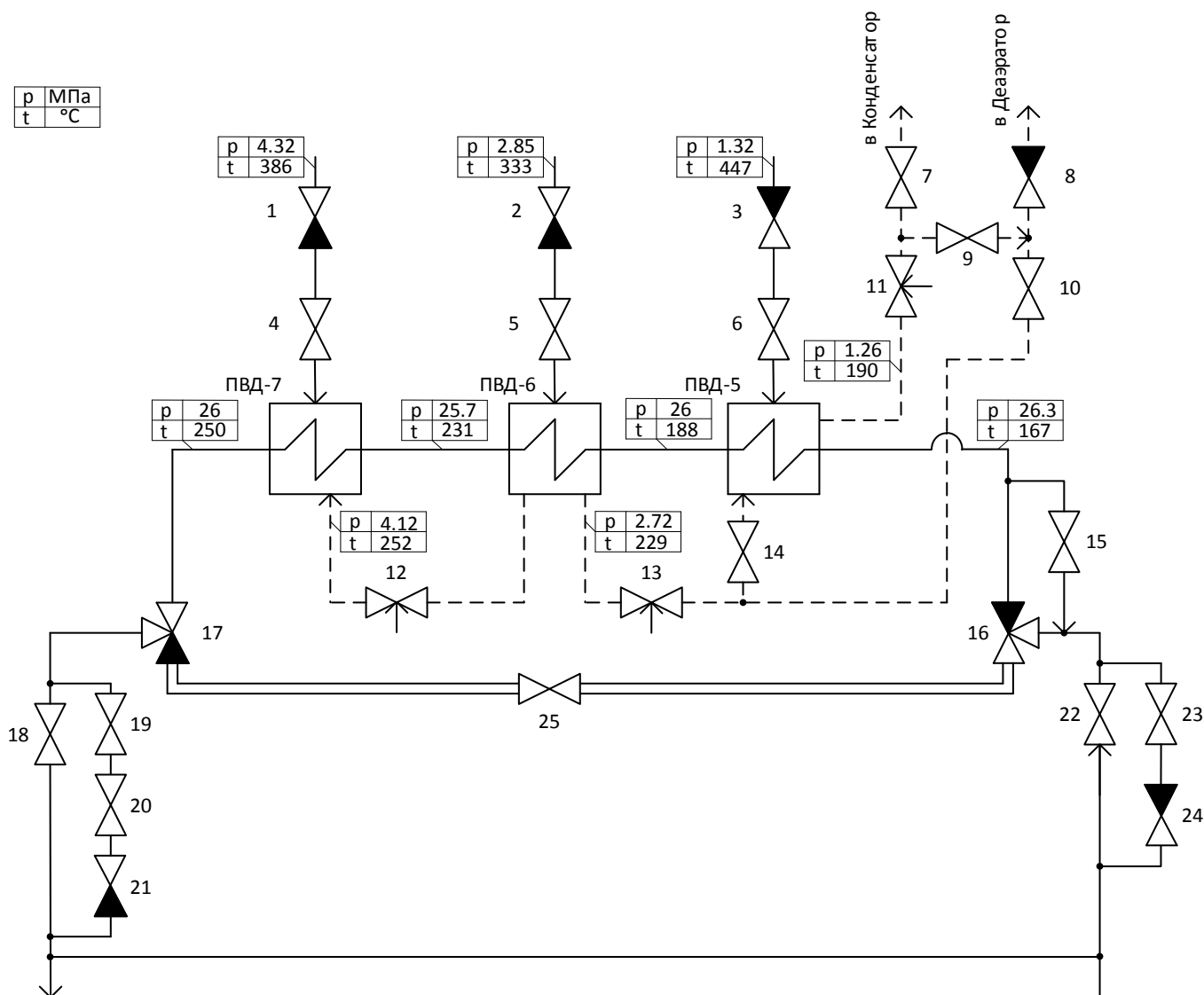


Рис. 5.1 Схема включения подогревателей высокого давления



Условные обозначения на схеме:

	Задвижка, вентиль
	Регулирующий клапан
	Обратный клапан
	Впускной клапан
	Обратный клапан на выходе воды из группы ПВД
	Защитный байпас

Приведенная схема содержит ошибки, которые могут заключаться в следующем:

1. Отсутствует необходимая арматура.
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.
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 рис.5.1.
2. Найти несоответствия в показаниях приборов давления и температуры.
3. Составить перечень обнаруженных ошибок в схеме и параметрах; при этом сформулировать суть ошибки, указать месторасположение, номер элемента.

Решение

Перечень ошибок

№	Суть ошибки
1.	Неправильное направление обратного клапана 3 на паропроводе отбора пара к ПВД-5
2.	Неправильное направление арматуры на выходе группы ПВД 17
3.	Неправильное направление арматуры на входе группы ПВД 16
4.	Неверно указано направление на линии заполнения ПВД
5.	Неверно указано направление на линии дренажа из ПВД-7 в ПВД-6
6.	Неверное расположение задвижки 25
7.	Неверное изображение задвижки 24
8.	Неверное изображение обратного клапана 20
9.	Неверное значение датчика температуры воды за ПВД-6 (должно быть 227 °С)
10.	Неверное значение датчика давления воды за ПВД-7 (должно быть 25,4 МПа)



№	Критерии оценивания	Баллы (макс.)
1.	Указаны все ошибки на схеме (7 ошибок по 2 балла каждая)	14
2.	Указаны все ошибки параметров (3 ошибки по 2 балла каждая)	6
Итого		20