ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время технологии производства электроэнергии и тепла с помощью парогазовых установок развиваются быстрыми темпами и находят широкое применение в нашей стране при строительстве и модернизации электрических станций. Главные преимущества ПГУ состоят в том, что они мобильные, не требуют больших капиталовложений при строительстве и имеют высокий коэффициент полезного действия. Т.е. небольшие удельные показатели затраты топлива на выработку единицы электроэнергии. Но есть и некоторые отрицательные моменты перехода с КЭС на ПГУ для выработки электроэнергии. Газовой турбине требуется газообразное топливо для работы (природный газ). В мире природного газа становится всё меньше и меньше, неминуемо его подорожание. В этих условиях экономичность ПГУ может оказаться в будущем и невыгодной, с точки зрения затрат материальных средств на топливо. Тем не менее в России продолжают активно закладывать в проекты и строить парогазовые электростанции.

Перспективное направление развития энергетики связано с газотурбинными (ГТУ) и парогазовыми (ПГУ) энергетическими установками тепловых электростанций. Эти установки имеют особые конструкции основного и вспомогательного оборудования, режимы работы и управления.

В последние годы были усовершенствованы методы расчета тепловых схем и элементов ГТУ и ПГУ с применением математического моделирования и компьютерной техники. В настоящее время значительное внимание уделяется прогрессивным технологиям сжигания топлива в камерах сгорания ГТУ и улучшению экологических показателей установок. При создании газовых турбин используются новые материалы, улучшаются системы охлаждения их элементов, применяются конструктивные схемы с повышенными значениями давления воздуха после компрессоров, с его промежуточным охлаждением, промежуточным перегревом газов в газовых турбинах, используются регенеративные циклы и схемы с впрыском пара и воды в ГТУ.

Постоянно совершенствуется паровой цикл ПГУ, осуществляется переход к двухконтурным и трехконтурным котлам-утилизаторам с промежуточным перегревом пара. Для стабилизации параметров и повышения мощности установки используется дожигание топлива. Схемы применяемых ПГУ различаются как по составу, так и по технологическому процессу. В отличие от паросиловых установок ГТУ и ПГУ характеризуются значительной чувствительностью к изменению параметров наружного воздуха, что обнаруживается при анализе их показателей.

Многочисленные публикации посвящены ГТУ различного назначения, используемым в авиации, наземном и морском транспорте, на газоперекачивающих станциях. В последние годы значительно возрос интерес к энергетическим ГТУ и ПГУ, их особенностям и работе на электростанциях. Парогазовые установки на природном газе — единственные энергетические установки, которые в конденсационном режиме работы отпускают электроэнергию с КПД нетто более 58 %.

Исходные данные

Характеристики ГТД (Номинальный режим работы двигателя взлетного режима) ГТД:

Марка двигателя	ПС-90А
Тип двигателя	Двухконтурный турбореактивный
Тяга	$P_{ном} = 16000$ кгс
Удельный расход топлива	$C_{уд} = 0,64$ кг/(кгс·ч)
Степень повышения давления в компрессоре	$\pi_к = 23,5$
Температура газа перед турбиной	$T_г = 1450$ К
Расход воздуха	$G_в = 500$ кг/с
Степень двухконтурности	$m = 5,4$
Степень повышения давления в вентиляторе	$\pi_в = 1,7$
Коэффициент полезной работы турбины	$\eta_т = 0,9$
Коэффициент полезной работы компрессора	$\eta_к = 0,9$

Схема двигателя

Обобщенная схема

Обобщенная схема с выделенными сечениями и сопловыми аппаратами

Расчет параметров воздуха: Согласно таблице 1:

$T_н = 216,65$ К; $P_н = 0,1193$ кПа; $\rho_н = 0,3119$ кг/м^3

$$a_н = \sqrt{k \cdot R \cdot T_н} = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 216,65} = 295,4 \text{ м/с}$$

Определение потока воздуха на выходе из вентилятора

Определение параметров потока в сечении 0-0:

$$T_0^* = T_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right) = 216,65 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right) = 288,9 \text{ К}$$

$$P_0^* = P_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,1193 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right)^{\frac{1,4}{0,4}} = 0,2 \text{ кПа}$$

Полный расход воздуха через вентилятор в сечении 0-0:

$$G_{в0} = G_в \cdot \frac{m+1}{m} = 500 \cdot \frac{5,4+1}{5,4} = 592,6 \text{ кг/с}$$

Определение параметров потока в сечении 1-1:

$$T_1^* = T_0^* = 288,9 \text{ К}$$

$$P_1^* = P_0^* \cdot \pi_в = 0,2 \cdot 1,7 = 0,34 \text{ кПа}$$

Определение параметров потока в сечении 2-2:

$$T_2^* = T_1^* \cdot \pi_к^{\frac{k-1}{k}} = 288,9 \cdot 23,5^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_2^* = P_1^* \cdot \pi_к = 0,34 \cdot 23,5 = 8 \text{ кПа}$$

Определение параметров потока в сечении 3-3:

$$T_3^* = T_г = 1450 \text{ К}$$

$$P_3^* = P_2^* = 8 \text{ кПа}$$

Определение параметров потока в сечении 4-4:

$$T_4^* = T_3^* - \frac{T_2^* - T_1^*}{\eta_к} = 1450 - \frac{1,1 \cdot 10^3 - 288,9}{0,9} = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_4^* = P_3^* \cdot \left(\frac{T_4^*}{T_3^*}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 8 \cdot \left(\frac{1,1 \cdot 10^3}{1450}\right)^{\frac{1,4}{0,4}} = 2,4 \text{ кПа}$$

Определение параметров потока в сечении 5-5:

$$T_5^* = T_4^* - \frac{T_1^* \cdot (\pi_в^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{\eta_т} = 1,1 \cdot 10^3 - \frac{288,9 \cdot (1,7^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1)}{0,9} = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_5^* = P_4^* \cdot \left(\frac{T_5^*}{T_4^*}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 2,4 \cdot \left(\frac{1,1 \cdot 10^3}{1,1 \cdot 10^3}\right)^{\frac{1,4}{0,4}} = 2,4 \text{ кПа}$$

1. Расчет на ДОМ №1

1.1. Расчет внешнего контура

Определение параметров потока в сечении 6-6:

$$T_6^* = T_5^* = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_6^* = P_5^* \cdot \pi_{вн} = 2,4 \cdot 1,7 = 4,1 \text{ кПа}$$

Определение параметров потока в сечении 7-7:

$$T_7^* = T_6^* = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_7^* = P_6^* = 4,1 \text{ кПа}$$

Определение параметров потока в сечении 8-8:

$$T_8^* = T_7^* = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_8^* = P_7^* = 4,1 \text{ кПа}$$

Определение параметров потока в сечении 9-9:

$$T_9^* = T_8^* = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_9^* = P_8^* = 4,1 \text{ кПа}$$

Определение параметров потока в сечении 10-10:

$$T_{10}^* = T_9^* = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_{10}^* = P_9^* = 4,1 \text{ кПа}$$

Определение параметров потока в сечении 11-11:

$$T_{11}^* = T_{10}^* = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_{11}^* = P_{10}^* = 4,1 \text{ кПа}$$

1.2. Расчет внутреннего контура

Определение параметров потока в сечении 12-12:

$$T_{12}^* = T_5^* = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_{12}^* = P_5^* \cdot \pi_{вн} = 2,4 \cdot 1,7 = 4,1 \text{ кПа}$$

Определение параметров потока в сечении 13-13:

$$T_{13}^* = T_{12}^* = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_{13}^* = P_{12}^* = 4,1 \text{ кПа}$$

Определение параметров потока в сечении 14-14:

$$T_{14}^* = T_{13}^* = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_{14}^* = P_{13}^* = 4,1 \text{ кПа}$$

Определение параметров потока в сечении 15-15:

$$T_{15}^* = T_{14}^* = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_{15}^* = P_{14}^* = 4,1 \text{ кПа}$$

2. Расчетный режим №1

2.1. Расчет внешнего контура

Определение параметров потока в сечении 6-6:

$$T_6^* = T_5^* = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_6^* = P_5^* \cdot \pi_{вн} = 2,4 \cdot 1,7 = 4,1 \text{ кПа}$$

Определение параметров потока в сечении 7-7:

$$T_7^* = T_6^* = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_7^* = P_6^* = 4,1 \text{ кПа}$$

Определение параметров потока в сечении 8-8:

$$T_8^* = T_7^* = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_8^* = P_7^* = 4,1 \text{ кПа}$$

Определение параметров потока в сечении 9-9:

$$T_9^* = T_8^* = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_9^* = P_8^* = 4,1 \text{ кПа}$$

Определение параметров потока в сечении 10-10:

$$T_{10}^* = T_9^* = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_{10}^* = P_9^* = 4,1 \text{ кПа}$$

Определение параметров потока в сечении 11-11:

$$T_{11}^* = T_{10}^* = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_{11}^* = P_{10}^* = 4,1 \text{ кПа}$$

2.2. Расчет внутреннего контура

Определение параметров потока в сечении 12-12:

$$T_{12}^* = T_5^* = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_{12}^* = P_5^* \cdot \pi_{вн} = 2,4 \cdot 1,7 = 4,1 \text{ кПа}$$

Определение параметров потока в сечении 13-13:

$$T_{13}^* = T_{12}^* = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_{13}^* = P_{12}^* = 4,1 \text{ кПа}$$

Определение параметров потока в сечении 14-14:

$$T_{14}^* = T_{13}^* = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_{14}^* = P_{13}^* = 4,1 \text{ кПа}$$

Определение параметров потока в сечении 15-15:

$$T_{15}^* = T_{14}^* = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_{15}^* = P_{14}^* = 4,1 \text{ кПа}$$

3. Расчетный режим на земле на ГРК

Определение параметров потока в сечении 0-0:

$$T_0^* = T_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right) = 216,65 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right) = 288,9 \text{ К}$$

$$P_0^* = P_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,1193 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right)^{\frac{1,4}{0,4}} = 0,2 \text{ кПа}$$

Полный расход воздуха через вентилятор в сечении 0-0:

$$G_{в0} = G_в \cdot \frac{m+1}{m} = 500 \cdot \frac{5,4+1}{5,4} = 592,6 \text{ кг/с}$$

Определение параметров потока в сечении 1-1:

$$T_1^* = T_0^* = 288,9 \text{ К}$$

$$P_1^* = P_0^* \cdot \pi_в = 0,2 \cdot 1,7 = 0,34 \text{ кПа}$$

Определение параметров потока в сечении 2-2:

$$T_2^* = T_1^* \cdot \pi_к^{\frac{k-1}{k}} = 288,9 \cdot 23,5^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_2^* = P_1^* \cdot \pi_к = 0,34 \cdot 23,5 = 8 \text{ кПа}$$

Определение параметров потока в сечении 3-3:

$$T_3^* = T_г = 1450 \text{ К}$$

$$P_3^* = P_2^* = 8 \text{ кПа}$$

Определение параметров потока в сечении 4-4:

$$T_4^* = T_3^* - \frac{T_2^* - T_1^*}{\eta_к} = 1450 - \frac{1,1 \cdot 10^3 - 288,9}{0,9} = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_4^* = P_3^* \cdot \left(\frac{T_4^*}{T_3^*}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 8 \cdot \left(\frac{1,1 \cdot 10^3}{1450}\right)^{\frac{1,4}{0,4}} = 2,4 \text{ кПа}$$

Определение параметров потока в сечении 5-5:

$$T_5^* = T_4^* - \frac{T_1^* \cdot (\pi_в^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{\eta_т} = 1,1 \cdot 10^3 - \frac{288,9 \cdot (1,7^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1)}{0,9} = 1,1 \cdot 10^3 \text{ К}$$

$$P_5^* = P_4^* \cdot \left(\frac{T_5^*}{T_4^*}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 2,4 \cdot \left(\frac{1,1 \cdot 10^3}{1,1 \cdot 10^3}\right)^{\frac{1,4}{0,4}} = 2,4 \text{ кПа}$$

Сводка основных параметров по сечениям при нескольких (и/или) режимах:

Сечение	Расчетный режим на земле на ГРК	Расчетный режим на земле на ГРК	Расчетный режим на земле на ГРК
0-0	288,9	288,9	288,9
1-1	288,9	288,9	288,9
2-2	1,1·10^3	1,1·10^3	1,1·10^3
3-3	1450	1450	1450
4-4	1,1·10^3	1,1·10^3	1,1·10^3
5-5	1,1·10^3	1,1·10^3	1,1·10^3
6-6	1,1·10^3	1,1·10^3	1,1·10^3
7-7	1,1·10^3	1,1·10^3	1,1·10^3
8-8	1,1·10^3	1,1·10^3	1,1·10^3
9-9	1,1·10^3	1,1·10^3	1,1·10^3
10-10	1,1·10^3	1,1·10^3	1,1·10^3
11-11	1,1·10^3	1,1·10^3	1,1·10^3
12-12	1,1·10^3	1,1·10^3	1,1·10^3
13-13	1,1·10^3	1,1·10^3	1,1·10^3
14-14	1,1·10^3	1,1·10^3	1,1·10^3
15-15	1,1·10^3	1,1·10^3	1,1·10^3

4. Выравнивание потока в тракте перед вентилятором в сечении 0-0 при нулевом (по тяге) расходе воздуха

Рис. 1. Схема выравнивания потока в тракте перед вентилятором

4.1. Выравнивание потока в сечении 0-0 при нулевом (по тяге) расходе воздуха на ГРК (на стенде)

Определение параметров потока в сечении 0-0:

$$T_0^* = T_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right) = 216,65 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right) = 288,9 \text{ К}$$

$$P_0^* = P_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,1193 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right)^{\frac{1,4}{0,4}} = 0,2 \text{ кПа}$$

Полный расход воздуха через вентилятор в сечении 0-0:

$$G_{в0} = G_в \cdot \frac{m+1}{m} = 500 \cdot \frac{5,4+1}{5,4} = 592,6 \text{ кг/с}$$

Определение параметров потока в сечении 1-1:

$$T_1^* = T_0^* = 288,9 \text{ К}$$

$$P_1^* = P_0^* \cdot \pi_в = 0,2 \cdot 1,7 = 0,34 \text{ кПа}$$

4.2. Выравнивание потока в сечении 0-0 при нулевом (по тяге) расходе воздуха на ГРК (в полете)

Определение параметров потока в сечении 0-0:

$$T_0^* = T_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right) = 216,65 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right) = 288,9 \text{ К}$$

$$P_0^* = P_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,1193 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right)^{\frac{1,4}{0,4}} = 0,2 \text{ кПа}$$

Полный расход воздуха через вентилятор в сечении 0-0:

$$G_{в0} = G_в \cdot \frac{m+1}{m} = 500 \cdot \frac{5,4+1}{5,4} = 592,6 \text{ кг/с}$$

Определение параметров потока в сечении 1-1:

$$T_1^* = T_0^* = 288,9 \text{ К}$$

$$P_1^* = P_0^* \cdot \pi_в = 0,2 \cdot 1,7 = 0,34 \text{ кПа}$$

5. Расчетный режим на земле на ГРК

5.1. Расчет на ЛЕГКИЙ на земле на ГРК

Определение параметров потока в сечении 0-0:

$$T_0^* = T_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right) = 216,65 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right) = 288,9 \text{ К}$$

$$P_0^* = P_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,1193 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right)^{\frac{1,4}{0,4}} = 0,2 \text{ кПа}$$

Полный расход воздуха через вентилятор в сечении 0-0:

$$G_{в0} = G_в \cdot \frac{m+1}{m} = 500 \cdot \frac{5,4+1}{5,4} = 592,6 \text{ кг/с}$$

Определение параметров потока в сечении 1-1:

$$T_1^* = T_0^* = 288,9 \text{ К}$$

$$P_1^* = P_0^* \cdot \pi_в = 0,2 \cdot 1,7 = 0,34 \text{ кПа}$$

5.2. Расчет на ТЯЖЕЛЫЙ на земле на ГРК

Определение параметров потока в сечении 0-0:

$$T_0^* = T_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right) = 216,65 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right) = 288,9 \text{ К}$$

$$P_0^* = P_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,1193 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right)^{\frac{1,4}{0,4}} = 0,2 \text{ кПа}$$

Полный расход воздуха через вентилятор в сечении 0-0:

$$G_{в0} = G_в \cdot \frac{m+1}{m} = 500 \cdot \frac{5,4+1}{5,4} = 592,6 \text{ кг/с}$$

Определение параметров потока в сечении 1-1:

$$T_1^* = T_0^* = 288,9 \text{ К}$$

$$P_1^* = P_0^* \cdot \pi_в = 0,2 \cdot 1,7 = 0,34 \text{ кПа}$$

6. Расчетный режим на земле на ГРК

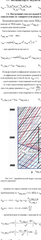


Рис. 2. Расчетный режим на земле на ГРК

6.1. Расчетный режим на земле на ГРК

Определение параметров потока в сечении 0-0:

$$T_0^* = T_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right) = 216,65 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right) = 288,9 \text{ К}$$

$$P_0^* = P_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,1193 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right)^{\frac{1,4}{0,4}} = 0,2 \text{ кПа}$$

Полный расход воздуха через вентилятор в сечении 0-0:

$$G_{в0} = G_в \cdot \frac{m+1}{m} = 500 \cdot \frac{5,4+1}{5,4} = 592,6 \text{ кг/с}$$

Определение параметров потока в сечении 1-1:

$$T_1^* = T_0^* = 288,9 \text{ К}$$

$$P_1^* = P_0^* \cdot \pi_в = 0,2 \cdot 1,7 = 0,34 \text{ кПа}$$

7. Расчетный режим на земле на ГРК

Рис. 3. Расчетный режим на земле на ГРК

7.1. Расчетный режим на земле на ГРК

Определение параметров потока в сечении 0-0:

$$T_0^* = T_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right) = 216,65 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right) = 288,9 \text{ К}$$

$$P_0^* = P_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,1193 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right)^{\frac{1,4}{0,4}} = 0,2 \text{ кПа}$$

Полный расход воздуха через вентилятор в сечении 0-0:

$$G_{в0} = G_в \cdot \frac{m+1}{m} = 500 \cdot \frac{5,4+1}{5,4} = 592,6 \text{ кг/с}$$

Определение параметров потока в сечении 1-1:

$$T_1^* = T_0^* = 288,9 \text{ К}$$

$$P_1^* = P_0^* \cdot \pi_в = 0,2 \cdot 1,7 = 0,34 \text{ кПа}$$

8. Расчетный режим на земле на ГРК

Рис. 4. Расчетный режим на земле на ГРК

8.1. Расчетный режим на земле на ГРК

Определение параметров потока в сечении 0-0:

$$T_0^* = T_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right) = 216,65 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right) = 288,9 \text{ К}$$

$$P_0^* = P_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,1193 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right)^{\frac{1,4}{0,4}} = 0,2 \text{ кПа}$$

Полный расход воздуха через вентилятор в сечении 0-0:

$$G_{в0} = G_в \cdot \frac{m+1}{m} = 500 \cdot \frac{5,4+1}{5,4} = 592,6 \text{ кг/с}$$

Определение параметров потока в сечении 1-1:

$$T_1^* = T_0^* = 288,9 \text{ К}$$

$$P_1^* = P_0^* \cdot \pi_в = 0,2 \cdot 1,7 = 0,34 \text{ кПа}$$

9. Расчетный режим на земле на ГРК

Рис. 5. Расчетный режим на земле на ГРК

9.1. Расчетный режим на земле на ГРК

Определение параметров потока в сечении 0-0:

$$T_0^* = T_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right) = 216,65 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right) = 288,9 \text{ К}$$

$$P_0^* = P_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,1193 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right)^{\frac{1,4}{0,4}} = 0,2 \text{ кПа}$$

Полный расход воздуха через вентилятор в сечении 0-0:

$$G_{в0} = G_в \cdot \frac{m+1}{m} = 500 \cdot \frac{5,4+1}{5,4} = 592,6 \text{ кг/с}$$

Определение параметров потока в сечении 1-1:

$$T_1^* = T_0^* = 288,9 \text{ К}$$

$$P_1^* = P_0^* \cdot \pi_в = 0,2 \cdot 1,7 = 0,34 \text{ кПа}$$

10. Расчетный режим на земле на ГРК

Рис. 6. Расчетный режим на земле на ГРК

10.1. Расчетный режим на земле на ГРК

Определение параметров потока в сечении 0-0:

$$T_0^* = T_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right) = 216,65 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right) = 288,9 \text{ К}$$

$$P_0^* = P_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,1193 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right)^{\frac{1,4}{0,4}} = 0,2 \text{ кПа}$$

Полный расход воздуха через вентилятор в сечении 0-0:

$$G_{в0} = G_в \cdot \frac{m+1}{m} = 500 \cdot \frac{5,4+1}{5,4} = 592,6 \text{ кг/с}$$

Определение параметров потока в сечении 1-1:

$$T_1^* = T_0^* = 288,9 \text{ К}$$

$$P_1^* = P_0^* \cdot \pi_в = 0,2 \cdot 1,7 = 0,34 \text{ кПа}$$

11. Расчетный режим на земле на ГРК

Рис. 7. Расчетный режим на земле на ГРК

11.1. Расчетный режим на земле на ГРК

Определение параметров потока в сечении 0-0:

$$T_0^* = T_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right) = 216,65 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right) = 288,9 \text{ К}$$

$$P_0^* = P_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,1193 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right)^{\frac{1,4}{0,4}} = 0,2 \text{ кПа}$$

Полный расход воздуха через вентилятор в сечении 0-0:

$$G_{в0} = G_в \cdot \frac{m+1}{m} = 500 \cdot \frac{5,4+1}{5,4} = 592,6 \text{ кг/с}$$

Определение параметров потока в сечении 1-1:

$$T_1^* = T_0^* = 288,9 \text{ К}$$

$$P_1^* = P_0^* \cdot \pi_в = 0,2 \cdot 1,7 = 0,34 \text{ кПа}$$

12. Расчетный режим на земле на ГРК

Рис. 8. Расчетный режим на земле на ГРК

12.1. Расчетный режим на земле на ГРК

Определение параметров потока в сечении 0-0:

$$T_0^* = T_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right) = 216,65 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right) = 288,9 \text{ К}$$

$$P_0^* = P_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,1193 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right)^{\frac{1,4}{0,4}} = 0,2 \text{ кПа}$$

Полный расход воздуха через вентилятор в сечении 0-0:

$$G_{в0} = G_в \cdot \frac{m+1}{m} = 500 \cdot \frac{5,4+1}{5,4} = 592,6 \text{ кг/с}$$

Определение параметров потока в сечении 1-1:

$$T_1^* = T_0^* = 288,9 \text{ К}$$

$$P_1^* = P_0^* \cdot \pi_в = 0,2 \cdot 1,7 = 0,34 \text{ кПа}$$

13. Расчетный режим на земле на ГРК

Рис. 9. Расчетный режим на земле на ГРК

13.1. Расчетный режим на земле на ГРК

Определение параметров потока в сечении 0-0:

$$T_0^* = T_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right) = 216,65 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right) = 288,9 \text{ К}$$

$$P_0^* = P_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,1193 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right)^{\frac{1,4}{0,4}} = 0,2 \text{ кПа}$$

Полный расход воздуха через вентилятор в сечении 0-0:

$$G_{в0} = G_в \cdot \frac{m+1}{m} = 500 \cdot \frac{5,4+1}{5,4} = 592,6 \text{ кг/с}$$

Определение параметров потока в сечении 1-1:

$$T_1^* = T_0^* = 288,9 \text{ К}$$

$$P_1^* = P_0^* \cdot \pi_в = 0,2 \cdot 1,7 = 0,34 \text{ кПа}$$

14. Расчетный режим на земле на ГРК

Рис. 10. Расчетный режим на земле на ГРК

14.1. Расчетный режим на земле на ГРК

Определение параметров потока в сечении 0-0:

$$T_0^* = T_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right) = 216,65 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right) = 288,9 \text{ К}$$

$$P_0^* = P_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,1193 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right)^{\frac{1,4}{0,4}} = 0,2 \text{ кПа}$$

Полный расход воздуха через вентилятор в сечении 0-0:

$$G_{в0} = G_в \cdot \frac{m+1}{m} = 500 \cdot \frac{5,4+1}{5,4} = 592,6 \text{ кг/с}$$

Определение параметров потока в сечении 1-1:

$$T_1^* = T_0^* = 288,9 \text{ К}$$

$$P_1^* = P_0^* \cdot \pi_в = 0,2 \cdot 1,7 = 0,34 \text{ кПа}$$

15. Расчетный режим на земле на ГРК

Рис. 11. Расчетный режим на земле на ГРК

15.1. Расчетный режим на земле на ГРК

Определение параметров потока в сечении 0-0:

$$T_0^* = T_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right) = 216,65 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right) = 288,9 \text{ К}$$

$$P_0^* = P_н \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_н^2\right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,1193 \cdot \left(1 + \frac{0,4}{2} \cdot 0,8^2\right)^{\frac{1,4}{0,4}} = 0,2 \text{ кПа}$$

Полный расход воздуха через вентилятор в сечении 0-0:

$$G_{в0} = G_в \cdot \frac{m+1}{m} = 500 \cdot \frac{5,4+1}{5,4} = 592,6 \text{ кг/с}$$

Определение параметров потока в сечении 1-1:

$$T_1^* = T_0^* = 288,9 \text{ К}$$

$$P_1^* = P_0^* \cdot \pi_в = 0,2 \cdot 1,7 = 0,34 \text{ кПа}$$

5. Выбор основного и вспомогательного оборудования.

5.1. Выбор газовой турбины.

В мобильные энергоблоки ДГУ-39 газовая турбина является основным оборудованием, технические параметры которого использованы в качестве исходных данных. Прототипом энергоблока ДГУ-39 для данной работы является существующая и действующая энергоблок ТЭЦ "Сочинская чаша" в Сочи. Данные о этом и была принята в расчете в качестве газовой турбины машина ГТ100С, производства Россия.

Производительность газовой турбины ГТ100С (ОТЛС), мощностью 29 МВт. ОТЛС-100 является усовершенствованной версией промышленной турбины ОГТ-600 Мощность ОГТ-700 в пустом виде составляет 29,1 МВт с КПД 30% при базовой мощности в работе на природном газе. ЗОТ-700 может быть использована как в качестве привода механизмов (компрессоров, насосов, или для выработки электроэнергии, или в комбинированном виде и в парогазовом цикле. Машина имеет возможность применения низкокипящей жидкости стоимости дизельного топ- ли ва жидкого топлива, с возможностью переключения между ними во время работы турбины. Дорабатывай 11-ти ступенчатый компрессор имеет увеличенную степень повышения давления и обеспечивает увеличенный расходный ком- пресс- ор. Для применения в электроэнергетике, трехступенчатая свободная турбина через гибкую муфту мембранного типа соединяется с редуктором для снижения скорости вращения с 6500 до 1500/1800 обмин. При работе в качестве механического привода, свободная турбина соединяется через гибкую муфту напрямую с вантилятором или с любым технологическим компрессором.

Основные технические параметры ГТУ были приведены в качестве исходных данных при расчете котла-утилизатора (горсовой проект).

Рис.5.1.1. Общий вид газовой турбины ОГТОС.

Рис.5.1.2. Мощностный блок ГТУ ОГТОС.

5.2. Выбор котла-утилизатора.

Мы проводим расчет предварительного котла-утилизатора Пр-38/6,5/66,5-487/12 (П-103) производства ОАО "Машиностроительный завод "Зиф-Подольск".

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Паропроизводительность контура, т/ч

- высокого давления 34
- низкого давления 8,2

Давление пара, МПа

- высокого давления 5,5
- низкого давления 0,56

Температура пара, град С

- высокого давления – 484
- низкого давления 212

Котел-утилизатор (КУ) предназначен для работы в составе парогазовой установки мощностью 39 МВт, состоящей из одного газового и одного паровой турбины.

Барабанный котел-утилизатор предназначен для выработки пара высокого и низкого давления за счет утилизации тепла дымовых газов после ГТУ. Котел-утилизатор вертикального профиля, барабанного типа с принудительной циркуляцией и встроенным контуром высокого и низкого давлений. Котел-утилизатор выполнен гнолопленным из сеет металлической обшивки. Паровоздушный тракт состоит из контуров высокого и низкого давления. Контур высокого давления включает в себя экономайзер, испаритель и пароперегревательную поверхности. Контур низкого давления испаритель и пароперегревательную поверхности. Для снижения температуры уходящих газов на котле установлен газовый подогреватель конденсата (ГПК) Поверхности нагрева котла-утилизатора выполнены из труб с наружным спирально-ленточным прочечным оребрением. Рабочий диапазон регулирования котла-утилизатора 100%-50% от номинальной нагрузки.

Рис.5.2.1. Общий вид котла-утилизатора П-103.

5.3. Выбор водной системы.

Исходя из того, что на ГПУ нужно как можно лучше снять теплоту уходящих газов после ГТУ, в качестве приемника берем турбину с двумя давлениями подводимого острого пара. При контуре высокого давления и пар контура низкого давления. Такая схема позволит по возможности больше использовать теплоту уходящих газов после ГТУ. Паровая турбина на ГПУ не имеет регенеративных отборов и соответственно, паротурбинная установка не имеет регенеративных подогревателей. Это связано с тем, что подогревать питательную воду в схеме ПГУ экономически нецелесообразно, исходящие тепл, что надо, есть возможно больше теплоты с уходящих газов. Для этого в котлоутилизаторе установлены дополнительные поверхности нагрева, которые подогревают воду. Для этого в схеме ПГУ и ГПК и без отбора на регенерацию имеет достаточно высокие температуры, что связано с использованием градиен зарядного типа системы Гелиер (из-за дефицита воды в районе расположения электростанции).

После расчета котла-утилизатора были получены следующие параметры пара контура высокого и низкого давления:

- расход пара контура высокого давления 10,92 т/ч;
- давление пара контура высокого давления 5,5 МПа;
- температура пара контура высокого давления 484 °С;
- расход пара контура низкого давления 2,12 т/ч;
- давление пара контура низкого давления 0,63 МПа;
- температура пара контура низкого давления 213 °С;
- электрическая мощность паровой турбины в конденсационном режиме 11,5 МВт.

Кроме того, предполагаемая станция проектировалась на ПГУ-TB2, т.е. с отбором пара на теплофикацию.

По полученным параметрам выбираю паровую турбину Т-10/1-5,6-20,2 производства Калужского Турбинного Завода.

Паровая стационарная теплофикационная турбина Т-10/1-5,6-20,2 с регулируемым отопительным отбором пара предназначена для привода электрического генератора мощностью 12 МВт и обеспечения паровой турбоустановки паром для технологического отбора.

Турбина изготовлена в соответствии с общими техническими требованиями ГОСТ 28969.91 и поставляется заказчику по техническим условиям ИРКЦ.30421.013 ТУ.

Турбина предназначена для использования в составе парогазовой установки (ПГУ-39), которая состоит из одного газотурбинного агрегата типа ОГТОС, одного котлоутилизатора для давлений и одной паротурбинной установки (ПТУ) двух давлений входа пара с одним регулируемым отопительным отбором пара.

Допускается длительная, без ограничения времени, работа турбины на скользящем давлении в диапазоне изменения основных параметров:

- абсолютного давления свежего пара 2,0 - 6,3 МПа (от 20 до 64,04 кгс/см2);
- температуры свежего пара - 340-510 оС.

Номинальное абсолютное давление пара в регулируемом отопительном отборе 0,196 МПа (1,96 кгс/см2). Рабочий диапазон изменения абсолютного давления пара в отопительном отборе 0,12-0,25 МПа (1,2-2,5 кгс/см2).

Номинальная тепловая нагрузка отопительного отбора составляет 12,5 Гкал/ч, что при номинальных параметрах отбираемого пара соответствует расходу 23,61 т/ч. Турбина допускает увеличение расхода пара в отопительный отбор до 42 т/ч при полностью закрытой поворотной диафрагме. При этом расход пара через ЧНД будет составлять 8,2 т/ч.

Конечный регулируемого отопительного отбора турбина делается на часть высокого давления (ЧВД) и часть низкого давления (ЧНД).

Таблица 5.3.1. Технические данные паровой турбины Т-10/1-5,6-20,2.

1	Температура наружного воздуха	+15	-3
2	Режим работы	конденсационный	теплофикационный
3	Электрическая мощность турбины	11,3 МВт	9,3 МВт
4	Параметры пара контура высокого давления (ВД):		
	Абсолютное давление пара ВД перед турбиной	5,2 МПа (53,03 кгс/см^2)	5,2 МПа (53,03 кгс/см^2)
	Температура пара ВД перед турбиной	484 °С	475 °С
	Расход пара ВД перед турбиной	39,32 т/ч	40,49 т/ч
5	Параметры пара контура низкого давления (НД) на входе его в турбину за 8^й ступень		
	Абсолютное давление пара НД перед турбиной	0,46 МПа (4,6 кгс/см^2)	0,48 МПа (4,8 кгс/см^2)
	Температура пара НД перед турбиной	210 °С	210 °С
	Расход пара НД на турбину	7,86 т/ч	8,0 т/ч
6	Параметры пара отопительного отбора		
	Абсолютное давление	-	0,2 МПа (2 кгс/см^2)
	Температура	-	143 °С
	Расход	-	23,6 т/ч
7	Давление пара за турбиной	11 кПа (0,11 кгс/см^2)	3,4 кПа (0,034 кгс/см^2)
8	Удельный расход теплоты	13234,5 кДж/кВт·ч (3161 ккал/кВт·ч)	-
9	КПД генератора	0,98	0,98
10	Параметры охлаждающей воды на конденсаторе		
	Расход охлаждающей воды	3400 т/ч	3400 т/ч
	Температура охлаждающей воды	35 °С	12 °С

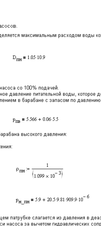


Рис. 5.3.1. Паровая турбина Т-10/1-5,26,2.

5.4. Выбор насосов.

5.4.1. Выбор питательных насосов.

Производительность насосов определяется максимальным расходом воды контура высокого давления с запасом не менее 5%.

$G_{пит} = 1.05 \cdot G_{пит_ВД}$ $\quad G_{пит} = 1.05 \cdot 10.9$ $\quad G_{пит} = 11.46 \ \frac{кг}{с}$

$11.46 \cdot 3.6 = 41.26 \ \frac{т}{ч}$

Устанавливаем два питательных насоса по 100% подачей.

Для барабанных котлов максимальное давление питательной воды, которое должно создать питательный насос, определяется давлением в барабане с запасом по давлению на открытие предохранительных клапанов.

$P_{пв} = P_{пр} + \Delta P_{пр}$ $\quad P_{пр} = 5.5$ $\quad \Delta P_{пр} = 5.56 + 0.06 \cdot 5.5$ $\quad P_{пв} = 5.9$ МПа

Пусть уставка предохранителя равна давлению высокого давления: $H = 20.5$ м

Постоянная ускорения земного притяжения: $g = 9.81 \ \frac{м}{с^2}$

Среднее значение плотности: $\rho_{пит} = \frac{\rho_{пв}}{(1.09 \cdot 10^{-5})}$ $\quad \rho_{пв} = 999.9 \ \frac{кг}{м^3}$

Давление напитке:

$P_{пв_пит} = P_{пв} + H \cdot \rho_{пит} \cdot 10^{-6}$ $\quad P_{пв_пит} = 5.9 + 20.5 \cdot 911.969 \cdot 10^{-6}$ $\quad P_{пв_пит} = 6.08$ МПа

Расчетное давление во всасывающем патрубке сегмента из давления в деаэраторе, давления столба жидкости от уровня в деаэраторе до оси насоса за вычетом гидравлических сопротивлений в трубопроводе и арматуре.

Суммарное гидравлическое сопротивление подводящего трата до входа в питательный насос:

$\Delta P_{пр_пит} = P_{пр_пит} + H \cdot \rho_{пит} \cdot 10^{-6} + \Delta P_{тр}$ $\quad \Delta P_{пр_пит} = 0.01$ МПа

$P_{пр_пит} = 0.640 + 20.5 \cdot 909.9 \cdot 10^{-6} + 0.01$ $\quad P_{пр_пит} = 0.656$ МПа

Напор насоса: $\Delta P_{пит} = P_{пв_пит} - P_{пр_пит}$ $\quad \Delta P_{пит} = 6.08 - 0.656$ $\quad \Delta P_{пит} = 5.24$ МПа

Объемная производительность (подача) насоса:

$Q_{пит} = \frac{G_{пит}}{\rho_{пит}}$ $\quad Q_{пит} = \frac{11.46}{999.9}$ $\quad Q_{пит} = 0.013 \ \frac{м^3}{с}$

Задаюсь КПД питательного насоса: $\eta_{пит} = 0.82$

Мощность, потребляемая насосом:

$N_{пит} = \frac{Q_{пит} \cdot P_{пв_пит} \cdot P_{пр_пит}}{\eta_{пит}} \cdot 10^3$ $\quad N_{пит} = \frac{0.013 \cdot (6.08 - 0.656) \cdot 10^3}{0.82}$ $\quad N_{пит} = 80.57$ кВт

Ближайший по параметрам насос марки ПЭВ5-56.

5.4.2. Выбор конденсатных насосов.

Конденсатные насосы устанавливаются с резервом. Число насосов 2 по 100%.

Общая подача насосов:

$Q_{пв} = G_{пр_ВД} + G_{пр_НД}$ $\quad G_{пр_ВД} = 10.9 + 2.13$ $\quad G_{пв} = 13.04 \ \frac{кг}{с}$

$13.04 \cdot 3.6 = 46.94 \ \frac{т}{ч}$

Давление начинается рассчитывается исходя из давления в деаэраторе; суммарного сопротивления трата от конденсатора до деаэратора и разности уровней воды в деаэраторе и в насосе.

Суммарное сопротивление трата принимаю: $\Delta P_{пр_кон} = 0.06 + 0.04 = 0.2$ $\quad \Delta P_{пр_кон} = 0.3$ МПа

Плотность воды в насосе принимаю: $\rho_{кон} = 1000 \ \frac{кг}{м^3}$

Тогда давление конденсатных насосов (напор):

$P_{пв_кон} = P_{пр_кон} + H \cdot \rho_{кон} \cdot 10^{-6} + \Delta P_{пр_кон}$ $\quad P_{пв_кон} = 1.144$ МПа

$P_{пв_кон} = 0.640 + 20.5 \cdot 1000 \cdot 10^{-6} + 0.3$

Выбираю конденсатные насосы марки Кс-80-155.

Необходимый подпор по справочному составляет: $P_{пв_кон} = 0.016$ МПа

Объемная производительность (подача) насоса:

$Q_{кон} = \frac{Q_{пв}}{n_{кон}}$ $\quad Q_{кон} = \frac{13.04}{1000}$ $\quad Q_{кон} = 0.013 \ \frac{м^3}{с}$

КПД конденсатного насоса: $\eta_{кон} = 0.65$

Мощность, потребляемая насосом:

$N_{кон} = \frac{Q_{кон} \cdot P_{пв_кон} \cdot P_{пр_кон}}{\eta_{кон}} \cdot 10^3$ $\quad N_{кон} = \frac{0.013 \cdot (1.144 - 0.016) \cdot 10^3}{0.65}$ $\quad N_{кон} = 80.57$ кВт

6. Тепловой расчёт котла (парогенератора) при различных температурах наружного воздуха

6.1. Тепловой расчёт котла (парогенератора) при температуре наружного воздуха $t_{нв}^{р} = 30^{\circ}C$

Исходные данные:

Давление перегретого пара на выходе из ПТ $p_{пп}^{ПТ} = 3.5$ МПа

Температура перегретого пара на выходе из ПТ $t_{пп}^{ПТ} = 435^{\circ}C$

Расход перегретого пара на выходе из ПТ $D_{пп}^{ПТ} = 0.7$ кг/с

Давление перегретого пара на выходе из ЦВД $p_{пп}^{ЦВД} = 3.5$ МПа

Температура перегретого пара на выходе из ЦВД $t_{пп}^{ЦВД} = 435^{\circ}C$

Расход перегретого пара на выходе из ЦВД $D_{пп}^{ЦВД} = 0.7$ кг/с

Температура питательной воды $t_{пв} = 105^{\circ}C$

Расход питательной воды $D_{пв} = 0.7$ кг/с

Расчетная температура наружного воздуха $t_{нв}^{р} = 30^{\circ}C$

Расчетная температура уходящих газов $t_{ух}^{р} = 160^{\circ}C$

Расчетная температура горячего воздуха $t_{гв}^{р} = 250^{\circ}C$

Топливо газообразное:

Состав топлива, процентное по объемам:

$r_{CH_4} = 0.98$ $r_{C_2H_6} = 0.005$ $r_{C_3H_8} = 0.002$ $r_{C_4H_{10}} = 0.001$ $r_{C_5H_{12}} = 0$ $r_{C_6H_{14}} = 0$ $r_{CO_2} = 0.002$ $r_{N_2} = 0.01$ $r_{H_2S} = 0$ $r_{O_2} = 0$

Низшая рабочая теплота топлива $Q_{н}^{р} = 35.8$ МДж/м^3

6.1.1. Расчет температуры газа после ширмового пароперегревателя

При температуре $t_{ух} = 160^{\circ}C$ определяем энтальпии газа:

$$h_{ух} = 1.3 \cdot 1.9 \cdot 160 = 396.8 \text{ кДж/м}^3$$

$$h_{ух}^{0} = 1.3 \cdot 1.3 \cdot 160 = 270.4 \text{ кДж/м}^3$$

Определяем тепловую мощность:

$$Q_{ш} = \frac{D_{пп}^{ЦВД} \cdot (h_{пп}^{ЦВД} - h_{пп}^{ПТ}) + D_{пп}^{ПТ} \cdot (h_{пп}^{ПТ} - h_{пв})}{B_{р}} = \frac{0.7 \cdot (3.3 - 3.3) + 0.7 \cdot (3.3 - 0.44)}{0.0358} = 56.4 \text{ кВт}$$

где давление перегретого пара на выходе из ЦВД

$$p_{пп}^{ЦВД} = 3.5 \text{ МПа}$$

давление перегретого пара на выходе из ПТ

$$p_{пп}^{ПТ} = 3.5 \text{ МПа}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ЦВД

$$h_{пп}^{ЦВД} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ПТ

$$h_{пп}^{ПТ} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

расход перегретого пара через ЦВД

$$D_{пп}^{ЦВД} = 0.7 \text{ кг/с}$$

расход перегретого пара через ПТ

$$D_{пп}^{ПТ} = 0.7 \text{ кг/с}$$

энтальпия питательной воды

$$h_{пв} = 0.44 \text{ МДж/кг}$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

Определяем энтальпии перегретого пара после ширмового пароперегревателя:

$$h_{пп}^{ЦВД} = h_{пп}^{ЦВД} - \frac{Q_{ш} \cdot B_{р}}{D_{пп}^{ЦВД}} = 3.3 - \frac{56.4 \cdot 0.0358}{0.7} = 3.1 \text{ МДж/кг}$$

$$h_{пп}^{ПТ} = h_{пп}^{ПТ} - \frac{Q_{ш} \cdot B_{р}}{D_{пп}^{ПТ}} = 3.3 - \frac{56.4 \cdot 0.0358}{0.7} = 3.1 \text{ МДж/кг}$$

где энтальпия перегретого пара на выходе из ЦВД

$$h_{пп}^{ЦВД} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ПТ

$$h_{пп}^{ПТ} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

тепловая мощность ширмового пароперегревателя

$$Q_{ш} = 56.4 \text{ кВт}$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

Определяем температуру газа после ширмового пароперегревателя:

$$t_{ух} = t_{ух} + \frac{Q_{ш}}{B_{р} \cdot (h_{ух} - h_{ух}^{0})} = 160 + \frac{56.4}{0.0358 \cdot (396.8 - 270.4)} = 160 + 12.4 = 172.4^{\circ}C$$

где энтальпия газа на выходе из ширмового пароперегревателя

$$h_{ух} = 396.8 \text{ кДж/м}^3$$

энтальпия холодного воздуха

$$h_{ух}^{0} = 270.4 \text{ кДж/м}^3$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

тепловая мощность ширмового пароперегревателя

$$Q_{ш} = 56.4 \text{ кВт}$$

6.1.2. Расчет температуры газа после ширмового пароперегревателя

При температуре $t_{ух} = 172.4^{\circ}C$ определяем энтальпии газа:

$$h_{ух} = 1.3 \cdot 1.9 \cdot 172.4 = 426.9 \text{ кДж/м}^3$$

$$h_{ух}^{0} = 1.3 \cdot 1.3 \cdot 172.4 = 290.8 \text{ кДж/м}^3$$

Определяем тепловую мощность:

$$Q_{ш} = \frac{D_{пп}^{ЦВД} \cdot (h_{пп}^{ЦВД} - h_{пп}^{ПТ}) + D_{пп}^{ПТ} \cdot (h_{пп}^{ПТ} - h_{пв})}{B_{р}} = \frac{0.7 \cdot (3.3 - 3.3) + 0.7 \cdot (3.3 - 0.44)}{0.0358} = 56.4 \text{ кВт}$$

где давление перегретого пара на выходе из ЦВД

$$p_{пп}^{ЦВД} = 3.5 \text{ МПа}$$

давление перегретого пара на выходе из ПТ

$$p_{пп}^{ПТ} = 3.5 \text{ МПа}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ЦВД

$$h_{пп}^{ЦВД} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ПТ

$$h_{пп}^{ПТ} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

расход перегретого пара через ЦВД

$$D_{пп}^{ЦВД} = 0.7 \text{ кг/с}$$

расход перегретого пара через ПТ

$$D_{пп}^{ПТ} = 0.7 \text{ кг/с}$$

энтальпия питательной воды

$$h_{пв} = 0.44 \text{ МДж/кг}$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

Определяем энтальпии перегретого пара после ширмового пароперегревателя:

$$h_{пп}^{ЦВД} = h_{пп}^{ЦВД} - \frac{Q_{ш} \cdot B_{р}}{D_{пп}^{ЦВД}} = 3.3 - \frac{56.4 \cdot 0.0358}{0.7} = 3.1 \text{ МДж/кг}$$

$$h_{пп}^{ПТ} = h_{пп}^{ПТ} - \frac{Q_{ш} \cdot B_{р}}{D_{пп}^{ПТ}} = 3.3 - \frac{56.4 \cdot 0.0358}{0.7} = 3.1 \text{ МДж/кг}$$

где энтальпия перегретого пара на выходе из ЦВД

$$h_{пп}^{ЦВД} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ПТ

$$h_{пп}^{ПТ} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

тепловая мощность ширмового пароперегревателя

$$Q_{ш} = 56.4 \text{ кВт}$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

Определяем температуру газа после ширмового пароперегревателя:

$$t_{ух} = t_{ух} + \frac{Q_{ш}}{B_{р} \cdot (h_{ух} - h_{ух}^{0})} = 172.4 + \frac{56.4}{0.0358 \cdot (426.9 - 290.8)} = 172.4 + 11.5 = 183.9^{\circ}C$$

где энтальпия газа на выходе из ширмового пароперегревателя

$$h_{ух} = 426.9 \text{ кДж/м}^3$$

энтальпия холодного воздуха

$$h_{ух}^{0} = 290.8 \text{ кДж/м}^3$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

тепловая мощность ширмового пароперегревателя

$$Q_{ш} = 56.4 \text{ кВт}$$

6.1.3. Расчет температуры газа после ширмового пароперегревателя

При температуре $t_{ух} = 183.9^{\circ}C$ определяем энтальпии газа:

$$h_{ух} = 1.3 \cdot 1.9 \cdot 183.9 = 455.3 \text{ кДж/м}^3$$

$$h_{ух}^{0} = 1.3 \cdot 1.3 \cdot 183.9 = 310.1 \text{ кДж/м}^3$$

Определяем тепловую мощность:

$$Q_{ш} = \frac{D_{пп}^{ЦВД} \cdot (h_{пп}^{ЦВД} - h_{пп}^{ПТ}) + D_{пп}^{ПТ} \cdot (h_{пп}^{ПТ} - h_{пв})}{B_{р}} = \frac{0.7 \cdot (3.3 - 3.3) + 0.7 \cdot (3.3 - 0.44)}{0.0358} = 56.4 \text{ кВт}$$

где давление перегретого пара на выходе из ЦВД

$$p_{пп}^{ЦВД} = 3.5 \text{ МПа}$$

давление перегретого пара на выходе из ПТ

$$p_{пп}^{ПТ} = 3.5 \text{ МПа}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ЦВД

$$h_{пп}^{ЦВД} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ПТ

$$h_{пп}^{ПТ} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

расход перегретого пара через ЦВД

$$D_{пп}^{ЦВД} = 0.7 \text{ кг/с}$$

расход перегретого пара через ПТ

$$D_{пп}^{ПТ} = 0.7 \text{ кг/с}$$

энтальпия питательной воды

$$h_{пв} = 0.44 \text{ МДж/кг}$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

Определяем энтальпии перегретого пара после ширмового пароперегревателя:

$$h_{пп}^{ЦВД} = h_{пп}^{ЦВД} - \frac{Q_{ш} \cdot B_{р}}{D_{пп}^{ЦВД}} = 3.3 - \frac{56.4 \cdot 0.0358}{0.7} = 3.1 \text{ МДж/кг}$$

$$h_{пп}^{ПТ} = h_{пп}^{ПТ} - \frac{Q_{ш} \cdot B_{р}}{D_{пп}^{ПТ}} = 3.3 - \frac{56.4 \cdot 0.0358}{0.7} = 3.1 \text{ МДж/кг}$$

где энтальпия перегретого пара на выходе из ЦВД

$$h_{пп}^{ЦВД} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ПТ

$$h_{пп}^{ПТ} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

тепловая мощность ширмового пароперегревателя

$$Q_{ш} = 56.4 \text{ кВт}$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

Определяем температуру газа после ширмового пароперегревателя:

$$t_{ух} = t_{ух} + \frac{Q_{ш}}{B_{р} \cdot (h_{ух} - h_{ух}^{0})} = 183.9 + \frac{56.4}{0.0358 \cdot (455.3 - 310.1)} = 183.9 + 10.8 = 194.7^{\circ}C$$

где энтальпия газа на выходе из ширмового пароперегревателя

$$h_{ух} = 455.3 \text{ кДж/м}^3$$

энтальпия холодного воздуха

$$h_{ух}^{0} = 310.1 \text{ кДж/м}^3$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

тепловая мощность ширмового пароперегревателя

$$Q_{ш} = 56.4 \text{ кВт}$$

6.1.4. Расчет температуры газа после ширмового пароперегревателя

При температуре $t_{ух} = 194.7^{\circ}C$ определяем энтальпии газа:

$$h_{ух} = 1.3 \cdot 1.9 \cdot 194.7 = 482.1 \text{ кДж/м}^3$$

$$h_{ух}^{0} = 1.3 \cdot 1.3 \cdot 194.7 = 328.3 \text{ кДж/м}^3$$

Определяем тепловую мощность:

$$Q_{ш} = \frac{D_{пп}^{ЦВД} \cdot (h_{пп}^{ЦВД} - h_{пп}^{ПТ}) + D_{пп}^{ПТ} \cdot (h_{пп}^{ПТ} - h_{пв})}{B_{р}} = \frac{0.7 \cdot (3.3 - 3.3) + 0.7 \cdot (3.3 - 0.44)}{0.0358} = 56.4 \text{ кВт}$$

где давление перегретого пара на выходе из ЦВД

$$p_{пп}^{ЦВД} = 3.5 \text{ МПа}$$

давление перегретого пара на выходе из ПТ

$$p_{пп}^{ПТ} = 3.5 \text{ МПа}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ЦВД

$$h_{пп}^{ЦВД} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ПТ

$$h_{пп}^{ПТ} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

расход перегретого пара через ЦВД

$$D_{пп}^{ЦВД} = 0.7 \text{ кг/с}$$

расход перегретого пара через ПТ

$$D_{пп}^{ПТ} = 0.7 \text{ кг/с}$$

энтальпия питательной воды

$$h_{пв} = 0.44 \text{ МДж/кг}$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

Определяем энтальпии перегретого пара после ширмового пароперегревателя:

$$h_{пп}^{ЦВД} = h_{пп}^{ЦВД} - \frac{Q_{ш} \cdot B_{р}}{D_{пп}^{ЦВД}} = 3.3 - \frac{56.4 \cdot 0.0358}{0.7} = 3.1 \text{ МДж/кг}$$

$$h_{пп}^{ПТ} = h_{пп}^{ПТ} - \frac{Q_{ш} \cdot B_{р}}{D_{пп}^{ПТ}} = 3.3 - \frac{56.4 \cdot 0.0358}{0.7} = 3.1 \text{ МДж/кг}$$

где энтальпия перегретого пара на выходе из ЦВД

$$h_{пп}^{ЦВД} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ПТ

$$h_{пп}^{ПТ} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

тепловая мощность ширмового пароперегревателя

$$Q_{ш} = 56.4 \text{ кВт}$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

Определяем температуру газа после ширмового пароперегревателя:

$$t_{ух} = t_{ух} + \frac{Q_{ш}}{B_{р} \cdot (h_{ух} - h_{ух}^{0})} = 194.7 + \frac{56.4}{0.0358 \cdot (482.1 - 328.3)} = 194.7 + 10.2 = 204.9^{\circ}C$$

где энтальпия газа на выходе из ширмового пароперегревателя

$$h_{ух} = 482.1 \text{ кДж/м}^3$$

энтальпия холодного воздуха

$$h_{ух}^{0} = 328.3 \text{ кДж/м}^3$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

тепловая мощность ширмового пароперегревателя

$$Q_{ш} = 56.4 \text{ кВт}$$

6.2. Тепловой расчёт котла (парогенератора) при температуре наружного воздуха $t_{нв}^{р} = 0^{\circ}C$

Исходные данные:

Давление перегретого пара на выходе из ПТ $p_{пп}^{ПТ} = 3.5$ МПа

Температура перегретого пара на выходе из ПТ $t_{пп}^{ПТ} = 435^{\circ}C$

Расход перегретого пара на выходе из ПТ $D_{пп}^{ПТ} = 0.7$ кг/с

Давление перегретого пара на выходе из ЦВД $p_{пп}^{ЦВД} = 3.5$ МПа

Температура перегретого пара на выходе из ЦВД $t_{пп}^{ЦВД} = 435^{\circ}C$

Расход перегретого пара на выходе из ЦВД $D_{пп}^{ЦВД} = 0.7$ кг/с

Температура питательной воды $t_{пв} = 105^{\circ}C$

Расход питательной воды $D_{пв} = 0.7$ кг/с

Расчетная температура наружного воздуха $t_{нв}^{р} = 0^{\circ}C$

Расчетная температура уходящих газов $t_{ух}^{р} = 160^{\circ}C$

Расчетная температура горячего воздуха $t_{гв}^{р} = 250^{\circ}C$

Топливо газообразное:

Состав топлива, процентное по объемам:

$r_{CH_4} = 0.98$ $r_{C_2H_6} = 0.005$ $r_{C_3H_8} = 0.002$ $r_{C_4H_{10}} = 0.001$ $r_{C_5H_{12}} = 0$ $r_{C_6H_{14}} = 0$ $r_{CO_2} = 0.002$ $r_{N_2} = 0.01$ $r_{H_2S} = 0$ $r_{O_2} = 0$

Низшая рабочая теплота топлива $Q_{н}^{р} = 35.8$ МДж/м^3

6.2.1. Расчет температуры газа после ширмового пароперегревателя

При температуре $t_{ух} = 160^{\circ}C$ определяем энтальпии газа:

$$h_{ух} = 1.3 \cdot 1.9 \cdot 160 = 396.8 \text{ кДж/м}^3$$

$$h_{ух}^{0} = 1.3 \cdot 1.3 \cdot 160 = 270.4 \text{ кДж/м}^3$$

Определяем тепловую мощность:

$$Q_{ш} = \frac{D_{пп}^{ЦВД} \cdot (h_{пп}^{ЦВД} - h_{пп}^{ПТ}) + D_{пп}^{ПТ} \cdot (h_{пп}^{ПТ} - h_{пв})}{B_{р}} = \frac{0.7 \cdot (3.3 - 3.3) + 0.7 \cdot (3.3 - 0.44)}{0.0358} = 56.4 \text{ кВт}$$

где давление перегретого пара на выходе из ЦВД

$$p_{пп}^{ЦВД} = 3.5 \text{ МПа}$$

давление перегретого пара на выходе из ПТ

$$p_{пп}^{ПТ} = 3.5 \text{ МПа}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ЦВД

$$h_{пп}^{ЦВД} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ПТ

$$h_{пп}^{ПТ} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

расход перегретого пара через ЦВД

$$D_{пп}^{ЦВД} = 0.7 \text{ кг/с}$$

расход перегретого пара через ПТ

$$D_{пп}^{ПТ} = 0.7 \text{ кг/с}$$

энтальпия питательной воды

$$h_{пв} = 0.44 \text{ МДж/кг}$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

Определяем энтальпии перегретого пара после ширмового пароперегревателя:

$$h_{пп}^{ЦВД} = h_{пп}^{ЦВД} - \frac{Q_{ш} \cdot B_{р}}{D_{пп}^{ЦВД}} = 3.3 - \frac{56.4 \cdot 0.0358}{0.7} = 3.1 \text{ МДж/кг}$$

$$h_{пп}^{ПТ} = h_{пп}^{ПТ} - \frac{Q_{ш} \cdot B_{р}}{D_{пп}^{ПТ}} = 3.3 - \frac{56.4 \cdot 0.0358}{0.7} = 3.1 \text{ МДж/кг}$$

где энтальпия перегретого пара на выходе из ЦВД

$$h_{пп}^{ЦВД} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ПТ

$$h_{пп}^{ПТ} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

тепловая мощность ширмового пароперегревателя

$$Q_{ш} = 56.4 \text{ кВт}$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

Определяем температуру газа после ширмового пароперегревателя:

$$t_{ух} = t_{ух} + \frac{Q_{ш}}{B_{р} \cdot (h_{ух} - h_{ух}^{0})} = 160 + \frac{56.4}{0.0358 \cdot (396.8 - 270.4)} = 160 + 12.4 = 172.4^{\circ}C$$

где энтальпия газа на выходе из ширмового пароперегревателя

$$h_{ух} = 396.8 \text{ кДж/м}^3$$

энтальпия холодного воздуха

$$h_{ух}^{0} = 270.4 \text{ кДж/м}^3$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

тепловая мощность ширмового пароперегревателя

$$Q_{ш} = 56.4 \text{ кВт}$$

6.2.2. Расчет температуры газа после ширмового пароперегревателя

При температуре $t_{ух} = 172.4^{\circ}C$ определяем энтальпии газа:

$$h_{ух} = 1.3 \cdot 1.9 \cdot 172.4 = 426.9 \text{ кДж/м}^3$$

$$h_{ух}^{0} = 1.3 \cdot 1.3 \cdot 172.4 = 290.8 \text{ кДж/м}^3$$

Определяем тепловую мощность:

$$Q_{ш} = \frac{D_{пп}^{ЦВД} \cdot (h_{пп}^{ЦВД} - h_{пп}^{ПТ}) + D_{пп}^{ПТ} \cdot (h_{пп}^{ПТ} - h_{пв})}{B_{р}} = \frac{0.7 \cdot (3.3 - 3.3) + 0.7 \cdot (3.3 - 0.44)}{0.0358} = 56.4 \text{ кВт}$$

где давление перегретого пара на выходе из ЦВД

$$p_{пп}^{ЦВД} = 3.5 \text{ МПа}$$

давление перегретого пара на выходе из ПТ

$$p_{пп}^{ПТ} = 3.5 \text{ МПа}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ЦВД

$$h_{пп}^{ЦВД} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ПТ

$$h_{пп}^{ПТ} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

расход перегретого пара через ЦВД

$$D_{пп}^{ЦВД} = 0.7 \text{ кг/с}$$

расход перегретого пара через ПТ

$$D_{пп}^{ПТ} = 0.7 \text{ кг/с}$$

энтальпия питательной воды

$$h_{пв} = 0.44 \text{ МДж/кг}$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

Определяем энтальпии перегретого пара после ширмового пароперегревателя:

$$h_{пп}^{ЦВД} = h_{пп}^{ЦВД} - \frac{Q_{ш} \cdot B_{р}}{D_{пп}^{ЦВД}} = 3.3 - \frac{56.4 \cdot 0.0358}{0.7} = 3.1 \text{ МДж/кг}$$

$$h_{пп}^{ПТ} = h_{пп}^{ПТ} - \frac{Q_{ш} \cdot B_{р}}{D_{пп}^{ПТ}} = 3.3 - \frac{56.4 \cdot 0.0358}{0.7} = 3.1 \text{ МДж/кг}$$

где энтальпия перегретого пара на выходе из ЦВД

$$h_{пп}^{ЦВД} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ПТ

$$h_{пп}^{ПТ} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

тепловая мощность ширмового пароперегревателя

$$Q_{ш} = 56.4 \text{ кВт}$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

Определяем температуру газа после ширмового пароперегревателя:

$$t_{ух} = t_{ух} + \frac{Q_{ш}}{B_{р} \cdot (h_{ух} - h_{ух}^{0})} = 172.4 + \frac{56.4}{0.0358 \cdot (426.9 - 290.8)} = 172.4 + 11.5 = 183.9^{\circ}C$$

где энтальпия газа на выходе из ширмового пароперегревателя

$$h_{ух} = 426.9 \text{ кДж/м}^3$$

энтальпия холодного воздуха

$$h_{ух}^{0} = 290.8 \text{ кДж/м}^3$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

тепловая мощность ширмового пароперегревателя

$$Q_{ш} = 56.4 \text{ кВт}$$

6.2.3. Расчет температуры газа после ширмового пароперегревателя

При температуре $t_{ух} = 183.9^{\circ}C$ определяем энтальпии газа:

$$h_{ух} = 1.3 \cdot 1.9 \cdot 183.9 = 455.3 \text{ кДж/м}^3$$

$$h_{ух}^{0} = 1.3 \cdot 1.3 \cdot 183.9 = 310.1 \text{ кДж/м}^3$$

Определяем тепловую мощность:

$$Q_{ш} = \frac{D_{пп}^{ЦВД} \cdot (h_{пп}^{ЦВД} - h_{пп}^{ПТ}) + D_{пп}^{ПТ} \cdot (h_{пп}^{ПТ} - h_{пв})}{B_{р}} = \frac{0.7 \cdot (3.3 - 3.3) + 0.7 \cdot (3.3 - 0.44)}{0.0358} = 56.4 \text{ кВт}$$

где давление перегретого пара на выходе из ЦВД

$$p_{пп}^{ЦВД} = 3.5 \text{ МПа}$$

давление перегретого пара на выходе из ПТ

$$p_{пп}^{ПТ} = 3.5 \text{ МПа}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ЦВД

$$h_{пп}^{ЦВД} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ПТ

$$h_{пп}^{ПТ} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

расход перегретого пара через ЦВД

$$D_{пп}^{ЦВД} = 0.7 \text{ кг/с}$$

расход перегретого пара через ПТ

$$D_{пп}^{ПТ} = 0.7 \text{ кг/с}$$

энтальпия питательной воды

$$h_{пв} = 0.44 \text{ МДж/кг}$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

Определяем энтальпии перегретого пара после ширмового пароперегревателя:

$$h_{пп}^{ЦВД} = h_{пп}^{ЦВД} - \frac{Q_{ш} \cdot B_{р}}{D_{пп}^{ЦВД}} = 3.3 - \frac{56.4 \cdot 0.0358}{0.7} = 3.1 \text{ МДж/кг}$$

$$h_{пп}^{ПТ} = h_{пп}^{ПТ} - \frac{Q_{ш} \cdot B_{р}}{D_{пп}^{ПТ}} = 3.3 - \frac{56.4 \cdot 0.0358}{0.7} = 3.1 \text{ МДж/кг}$$

где энтальпия перегретого пара на выходе из ЦВД

$$h_{пп}^{ЦВД} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ПТ

$$h_{пп}^{ПТ} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

тепловая мощность ширмового пароперегревателя

$$Q_{ш} = 56.4 \text{ кВт}$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

Определяем температуру газа после ширмового пароперегревателя:

$$t_{ух} = t_{ух} + \frac{Q_{ш}}{B_{р} \cdot (h_{ух} - h_{ух}^{0})} = 183.9 + \frac{56.4}{0.0358 \cdot (455.3 - 310.1)} = 183.9 + 10.8 = 194.7^{\circ}C$$

где энтальпия газа на выходе из ширмового пароперегревателя

$$h_{ух} = 455.3 \text{ кДж/м}^3$$

энтальпия холодного воздуха

$$h_{ух}^{0} = 310.1 \text{ кДж/м}^3$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

тепловая мощность ширмового пароперегревателя

$$Q_{ш} = 56.4 \text{ кВт}$$

6.2.4. Расчет температуры газа после ширмового пароперегревателя

При температуре $t_{ух} = 194.7^{\circ}C$ определяем энтальпии газа:

$$h_{ух} = 1.3 \cdot 1.9 \cdot 194.7 = 482.1 \text{ кДж/м}^3$$

$$h_{ух}^{0} = 1.3 \cdot 1.3 \cdot 194.7 = 328.3 \text{ кДж/м}^3$$

Определяем тепловую мощность:

$$Q_{ш} = \frac{D_{пп}^{ЦВД} \cdot (h_{пп}^{ЦВД} - h_{пп}^{ПТ}) + D_{пп}^{ПТ} \cdot (h_{пп}^{ПТ} - h_{пв})}{B_{р}} = \frac{0.7 \cdot (3.3 - 3.3) + 0.7 \cdot (3.3 - 0.44)}{0.0358} = 56.4 \text{ кВт}$$

где давление перегретого пара на выходе из ЦВД

$$p_{пп}^{ЦВД} = 3.5 \text{ МПа}$$

давление перегретого пара на выходе из ПТ

$$p_{пп}^{ПТ} = 3.5 \text{ МПа}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ЦВД

$$h_{пп}^{ЦВД} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ПТ

$$h_{пп}^{ПТ} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

расход перегретого пара через ЦВД

$$D_{пп}^{ЦВД} = 0.7 \text{ кг/с}$$

расход перегретого пара через ПТ

$$D_{пп}^{ПТ} = 0.7 \text{ кг/с}$$

энтальпия питательной воды

$$h_{пв} = 0.44 \text{ МДж/кг}$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

Определяем энтальпии перегретого пара после ширмового пароперегревателя:

$$h_{пп}^{ЦВД} = h_{пп}^{ЦВД} - \frac{Q_{ш} \cdot B_{р}}{D_{пп}^{ЦВД}} = 3.3 - \frac{56.4 \cdot 0.0358}{0.7} = 3.1 \text{ МДж/кг}$$

$$h_{пп}^{ПТ} = h_{пп}^{ПТ} - \frac{Q_{ш} \cdot B_{р}}{D_{пп}^{ПТ}} = 3.3 - \frac{56.4 \cdot 0.0358}{0.7} = 3.1 \text{ МДж/кг}$$

где энтальпия перегретого пара на выходе из ЦВД

$$h_{пп}^{ЦВД} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ПТ

$$h_{пп}^{ПТ} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

тепловая мощность ширмового пароперегревателя

$$Q_{ш} = 56.4 \text{ кВт}$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

Определяем температуру газа после ширмового пароперегревателя:

$$t_{ух} = t_{ух} + \frac{Q_{ш}}{B_{р} \cdot (h_{ух} - h_{ух}^{0})} = 194.7 + \frac{56.4}{0.0358 \cdot (482.1 - 328.3)} = 194.7 + 10.2 = 204.9^{\circ}C$$

где энтальпия газа на выходе из ширмового пароперегревателя

$$h_{ух} = 482.1 \text{ кДж/м}^3$$

энтальпия холодного воздуха

$$h_{ух}^{0} = 328.3 \text{ кДж/м}^3$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

тепловая мощность ширмового пароперегревателя

$$Q_{ш} = 56.4 \text{ кВт}$$

6.3. Тепловой расчёт котла (парогенератора) при температуре наружного воздуха $t_{нв}^{р} = -10^{\circ}C$

Исходные данные:

Давление перегретого пара на выходе из ПТ $p_{пп}^{ПТ} = 3.5$ МПа

Температура перегретого пара на выходе из ПТ $t_{пп}^{ПТ} = 435^{\circ}C$

Расход перегретого пара на выходе из ПТ $D_{пп}^{ПТ} = 0.7$ кг/с

Давление перегретого пара на выходе из ЦВД $p_{пп}^{ЦВД} = 3.5$ МПа

Температура перегретого пара на выходе из ЦВД $t_{пп}^{ЦВД} = 435^{\circ}C$

Расход перегретого пара на выходе из ЦВД $D_{пп}^{ЦВД} = 0.7$ кг/с

Температура питательной воды $t_{пв} = 105^{\circ}C$

Расход питательной воды $D_{пв} = 0.7$ кг/с

Расчетная температура наружного воздуха $t_{нв}^{р} = -10^{\circ}C$

Расчетная температура уходящих газов $t_{ух}^{р} = 160^{\circ}C$

Расчетная температура горячего воздуха $t_{гв}^{р} = 250^{\circ}C$

Топливо газообразное:

Состав топлива, процентное по объемам:

$r_{CH_4} = 0.98$ $r_{C_2H_6} = 0.005$ $r_{C_3H_8} = 0.002$ $r_{C_4H_{10}} = 0.001$ $r_{C_5H_{12}} = 0$ $r_{C_6H_{14}} = 0$ $r_{CO_2} = 0.002$ $r_{N_2} = 0.01$ $r_{H_2S} = 0$ $r_{O_2} = 0$

Низшая рабочая теплота топлива $Q_{н}^{р} = 35.8$ МДж/м^3

6.3.1. Расчет температуры газа после ширмового пароперегревателя

При температуре $t_{ух} = 160^{\circ}C$ определяем энтальпии газа:

$$h_{ух} = 1.3 \cdot 1.9 \cdot 160 = 396.8 \text{ кДж/м}^3$$

$$h_{ух}^{0} = 1.3 \cdot 1.3 \cdot 160 = 270.4 \text{ кДж/м}^3$$

Определяем тепловую мощность:

$$Q_{ш} = \frac{D_{пп}^{ЦВД} \cdot (h_{пп}^{ЦВД} - h_{пп}^{ПТ}) + D_{пп}^{ПТ} \cdot (h_{пп}^{ПТ} - h_{пв})}{B_{р}} = \frac{0.7 \cdot (3.3 - 3.3) + 0.7 \cdot (3.3 - 0.44)}{0.0358} = 56.4 \text{ кВт}$$

где давление перегретого пара на выходе из ЦВД

$$p_{пп}^{ЦВД} = 3.5 \text{ МПа}$$

давление перегретого пара на выходе из ПТ

$$p_{пп}^{ПТ} = 3.5 \text{ МПа}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ЦВД

$$h_{пп}^{ЦВД} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ПТ

$$h_{пп}^{ПТ} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

расход перегретого пара через ЦВД

$$D_{пп}^{ЦВД} = 0.7 \text{ кг/с}$$

расход перегретого пара через ПТ

$$D_{пп}^{ПТ} = 0.7 \text{ кг/с}$$

энтальпия питательной воды

$$h_{пв} = 0.44 \text{ МДж/кг}$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

Определяем энтальпии перегретого пара после ширмового пароперегревателя:

$$h_{пп}^{ЦВД} = h_{пп}^{ЦВД} - \frac{Q_{ш} \cdot B_{р}}{D_{пп}^{ЦВД}} = 3.3 - \frac{56.4 \cdot 0.0358}{0.7} = 3.1 \text{ МДж/кг}$$

$$h_{пп}^{ПТ} = h_{пп}^{ПТ} - \frac{Q_{ш} \cdot B_{р}}{D_{пп}^{ПТ}} = 3.3 - \frac{56.4 \cdot 0.0358}{0.7} = 3.1 \text{ МДж/кг}$$

где энтальпия перегретого пара на выходе из ЦВД

$$h_{пп}^{ЦВД} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

энтальпия перегретого пара на выходе из ПТ

$$h_{пп}^{ПТ} = 3.3 \text{ МДж/кг}$$

тепловая мощность ширмового пароперегревателя

$$Q_{ш} = 56.4 \text{ кВт}$$

расчетный расход топлива

$$B_{р} = 0.0358 \text{ кг/с}$$

Определяем температуру газа после ширмового пароперегревателя:

$$t_{ух} = t_{ух} + \frac{Q_{ш}}{B_{р} \cdot (h_{ух} - h_{ух}^{0})} = 160 + \frac{56.4}{0.0358 \cdot (396.8 - 270.4)} = 160 + 12.4 = 172.4^{\circ}C$$

где энтальпия газа на выходе из ширмового пароперегревателя

$$h_{ух} = 396.8 \text{ кДж/м}^3$$

энтальпия холодного воздуха

$$h_{ух}^{0} = 270.4 \text{

ВЫВОДЫ

В данной работе был произведён тепловой расчёт парогазового энергоблока мощностью 39 МВт. Полученные данные близки к параметрам реально действующего энергоблока электростанции «Сочинская ТЭС». По международному стандарту ISO расчётная температура наружного воздуха принята +15 ?С. При данной температуре наружного воздуха был произведён тепловой расчёт котла-утилизатора, использующего теплоту уходящих газов после газовой турбины GT10C. Параметры горячих газов после ГТУ были взяты из технического описания газовой турбины.

Был произведён расчёт свойств уходящих газов после ГТУ по химическому составу топлива (природный газ). Далее по таблицам определялась энтальпия уходящих газов по тракту котла-утилизатора.

Задаваясь параметрами рабочей среды в барабанах низкого и высокого давлений, были рассчитаны параметры острого пара контура низкого и высокого давления на выходе из котла-утилизатора. Полученные данные близки к заводским параметрам котла-утилизатора П-103.

Далее был произведён тепловой расчёт паротурбинной установки. Т.к. данный расчёт проводился при наружной температуре воздуха +15 ?С, то принималось, что турбина работает в конденсационном режиме. Расчёт оказался относительно простым в связи с тем, что на ПГУ-39 не применяется регенеративный подогрев питательной воды. В результате расчёта паровой турбины получил, что электрическая мощность, которую может выработать ПТУ при данных условиях составляет 11,5 МВт. В действительности же реально существующая паровая турбина может выработать электрическую мощность до 11,1 МВт. Считаю, что полученное мною несколько большее значение электрической мощности связано с тем, что внутренний относительный КПД проточной части реальной паровой турбины Т-10/11-5,2/0,2 ниже, чем полученный в моём расчёте.

В расчёте КПД нетто получилось 0,484. Предполагалось, что это значение окажется насколько выше. Возможно, что встречающийся в литературе более высокий КПД для ПГУ (до 58%), связан с тем, что в моём случае пар, поступающий в паровую турбину имеет относительно низкие параметры (давление контура высокого давления 5,1 МПа, давление контура низкого давления 0,48 МПа). Тем не менее, полученный КПД достаточно высок, по сравнению с КПД конденсационных электростанций.

В исследовательской работе был произведён расчёт котла-утилизатора при различной

температуре наружного воздуха. Полученные данные показали, что с увеличением температуры наружного воздуха расход пара контуров высокого и низкого давлений уменьшается, температура перегретого пара контура высокого давления увеличивается, температура уходящих газов увеличивается. Большое влияние на температуру уходящих газов оказывает давление в конденсаторе, которое в свою очередь сильно зависит от температуры окружающей среды.

В целом полученные в расчётах показатели ПГУ близки к показателям действующей в данный момент парогазовой электростанции.

График зависимости расхода пара контура высокого давления от температуры наружного воздуха

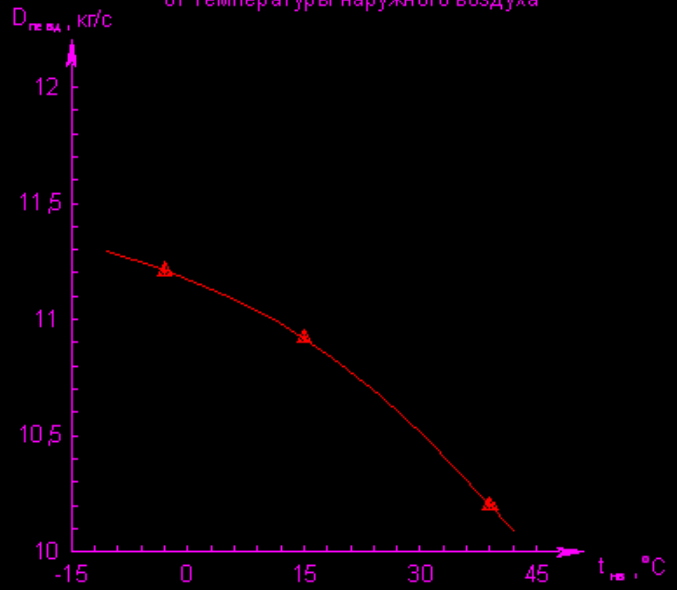


График зависимости температуры уходящих газов от температуры наружного воздуха

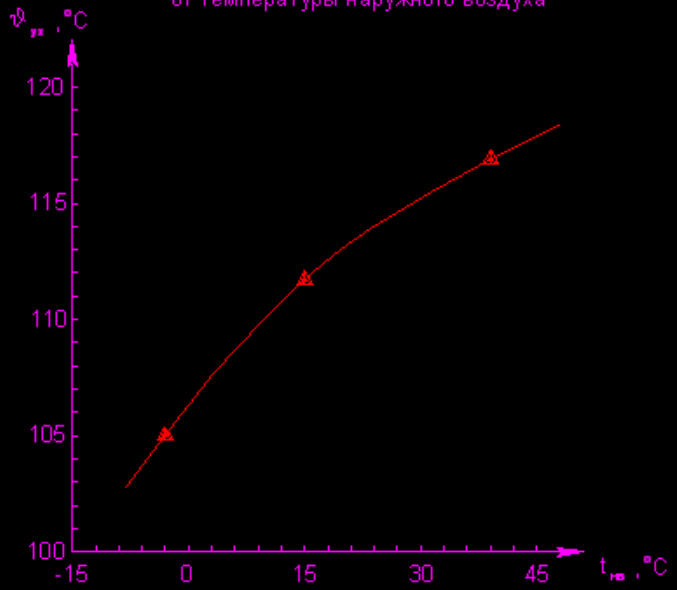


График зависимости расхода пара контура низкого давления от температуры наружного воздуха

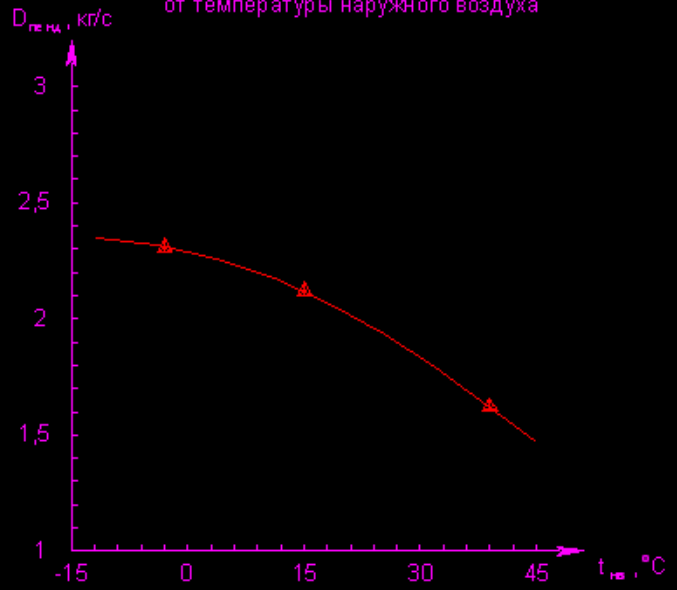
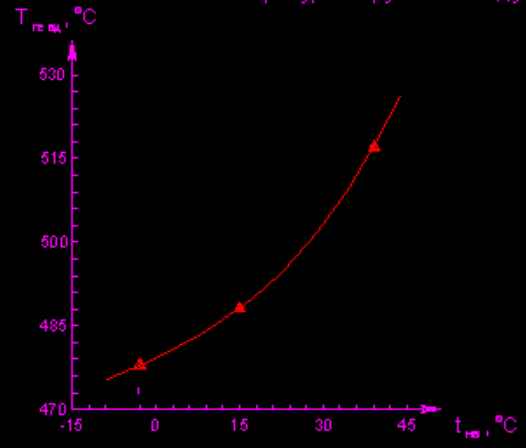
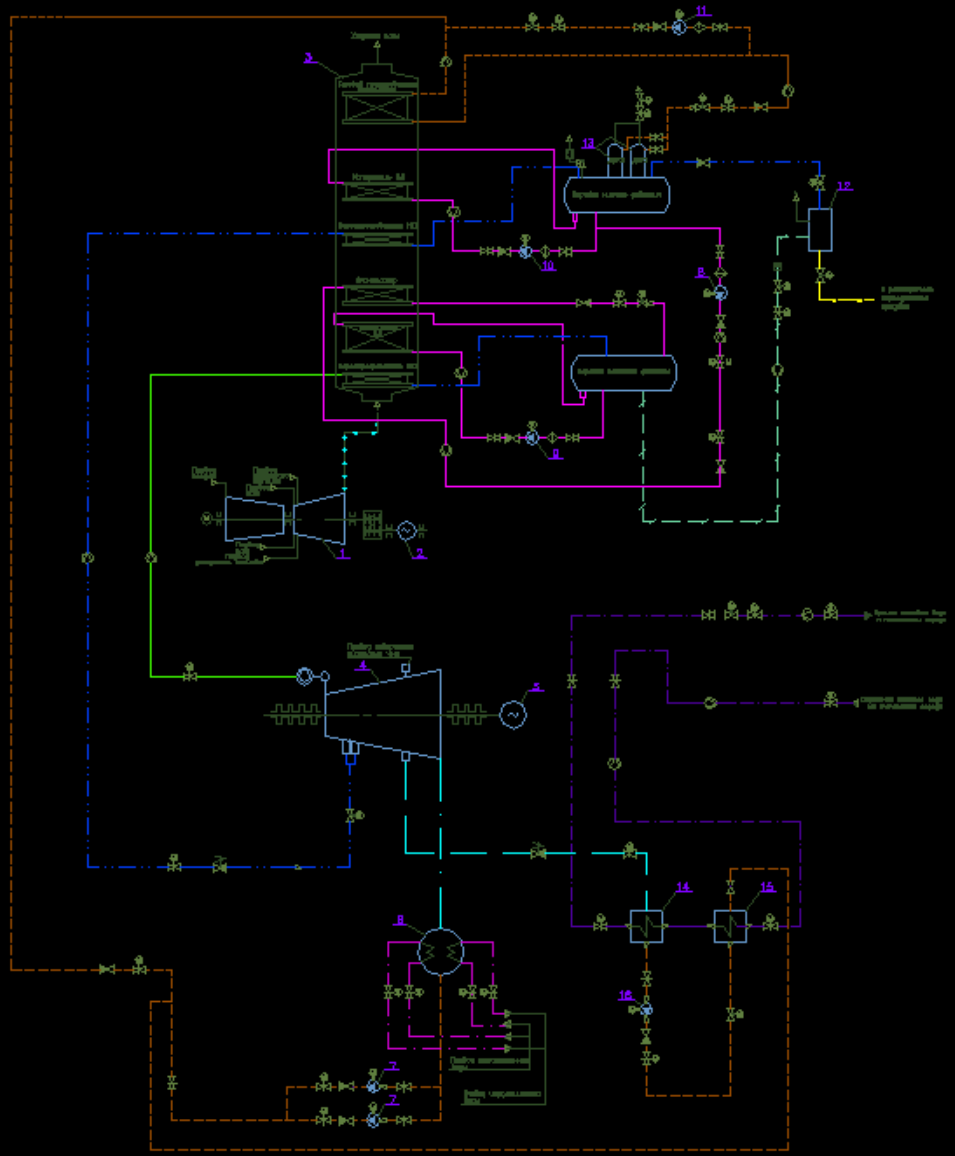


График зависимости температуры перегретого пара контура высокого давления от температуры наружного воздуха



Выпускная работа			
Изм.		Парогазовый энергоблок мощностью 39 МВт	
		График зависимости параметров K_y от температуры наружного воздуха	Кафедра ТЭС



Перечень оборудования

Поз.	Наименование	Кол-во	Тип	Характеристика	Примечание
	Блочное оборудование				
1	Газовая турбина	1	ГТ110С	N=254 МВт	Siemens AG/KWU
2	Генератор газовой турбины	1			
3	Котел-утилизатор	1	Вр-38,8-5,5/ 0,08-40/323 (в-тка)		
4	Паровая турбина	1	Т-90/91-8,8/0,1		
5	Генератор паровой турбины	1	ТАП-12Е-325	N=125МВт	
6	Конденсатор	1	КГ1-12000ИТ	F=12000 м^2	
7	Насос конденсатный	2	Кс 80-155-4	Q=80 м^3/ч H=155 м	
8	Питательный электронасос	1			
9	Циркуляционный электронасос высокого давления	1			
10	Циркуляционный электронасос низкого давления	1			
11	Электронасос обессоленной воды	1			
12	Расширитель непрерывной продувки высокого давления	1			
13	Деаэратор низкого	2			
14	Подогреватель сетевой воды	1			
15	Охладитель конденсата	1			
16	Насос сетевой	1	Кс 35-150		

Условные обозначения

	Пар высокого давления
	Пар промежуточного перегрева
	Пар промежуточного перегрева
	Пар (общая нумерация)
	Питательная вода
	Конденсат
	Вода сетевая, подпиточная
	Дренаж, перепуск, слив
	Непрерывная продувка котла
	Шкаф (щит) измерительный
	Набор дроссельных шайб
	Задвижка с электроприводом
	Задвижка с ручным приводом
	Клапан регулирующий с электроприводом
	Фильтр
	Клапан обратный проходной
	Клапан предохранительный
	Клапан угловой
	Регулятор добавки, уменьшения уровня
	Электромагнитный обратный клапан-отсекатель
	Выхлоп пара (газа) в атмосферу
	Шумоглушитель

							Э-00-0000-01
Изм.	Кол.уч.	Лист	N док.	Подп.	Дата		
Разраб.						Блок 1 (ПГУ-38)	Стадия: Лист 1 Листов
Пров.						Тепловая схема	МЭИ

Формат А1