

Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение  
высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

Тепловые электрические станции

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_ Е. А. Бойко  
подпись      инициалы, фамилия  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ г.

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника

Проект ПГУ – 100

Руководитель

\_\_\_\_\_

подпись, дата

К. Т. Н., доцент

должность, ученая степень

М. В. Колосов

инициалы, фамилия

Выпускник

\_\_\_\_\_

подпись, дата

Е. А. Сысоева

инициалы, фамилия

Красноярск 2016

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1 Расчетная часть.....	4
1.1 Разработка ПТС.....	4
1.2 Исходные данные для теплового расчета ГТУ .....	5
1.3 Порядок теплового расчета ГТУ .....	6
1.3.1 Определение параметров процесса сжатия воздуха в компрессоре ....	6
1.3.2 Определение параметров газа после камеры сгорания .....	8
1.3.3 Определение параметров процесса расширения газа в турбине .....	11
1.3.4 Учет охлаждения турбины ГТУ .....	15
1.4 Расчет двухконтурной комбинированной установки .....	17
1.4.1 Тепловой расчет котла – утилизатора .....	18
1.4.2 Конструкторский расчет котла-утилизатора .....	27
1.4.3 Методика расчета поверхностей нагрева КУ .....	28
1.5 Укрупненный расчет паровой турбины .....	46
2 Экономическая часть .....	51
2.1 Исходные данные.....	51
2.2 Расчёт затрат на топливо.....	52
2.3 Расходы на оплату труда.....	52
2.4 Амортизационные отчисления .....	53
2.5 Расходы на ремонт основных средств .....	53
2.6 Прочие расходы .....	53
2.7 Расчёт себестоимости единицы электроэнергии .....	54
2.8 Расчёт показателей эффективности проекта.....	54
3 Общая часть .....	56
3.1 Схема газового хозяйства .....	56
3.2 Генеральный план.....	57
3.3 Компоновка главного корпуса .....	57
Заключение .....	59
Список использованных источников .....	60

## ВВЕДЕНИЕ

Ковыктинское месторождение (Ковыкта) – перспективное газоконденсатное месторождение в Иркутской области России.

Месторождение расположено в необжитой местности на востоке Иркутской области, в 450 км к северо-востоку от Иркутска, на территории Жигаловского и Казачинско-Ленского районов. Запасы природного газа на месторождении оцениваются в 1,9 трлн. кубометров газа

Проект разработки Ковыктинского месторождения предусматривает строительство магистрального газопровода протяженностью более 550 км по маршруту «Ковыкта—Саянск—Ангарск—Иркутск»[1].

В соответствии с «План-график вводов генерирующих мощностей на ТЭС в зоне централизованного энергоснабжения период с 2010 по 2020 гг.», в городе Иркутске планируется строительство КЭС.

Наиболее эффективным вариантом является вариант строительства КЭС с парогазовым энергоблоком с котлом-утилизатором, сочетающий в себе высокотемпературный цикл газотурбинного двигателя (с температурой газов перед турбиной 1200°C) с паротурбинным циклом. В качестве топлива планируется использовать природный газ Ковыктинского месторождения.

Актуальность строительства станции обусловлена, прежде всего, основными преимуществами парогазового энергоблока:

- высокий КПД, достигающий в современных установках 58÷60 %;
- снижение удельных капитальных затрат (около 30 %);
- сокращение сроков монтажа оборудования и сроков ввода мощностей ПГУ;
- сокращение продолжительности пусков оборудования ПГУ;
- уменьшение вредных выбросов в окружающую среду;
- сокращение численности эксплуатационного персонала.

## 1 Расчетная часть

### 1.1 Разработка ПТС

Парогазовый цикл реализуется объединением газотурбинной установки в высокотемпературной части и паротурбинной установки в низкотемпературной части. Это позволяет значительно увеличить начальную температуру цикла (ГТУ) при низкой конечной температуре (ПТУ). В результате КПД объединенного цикла уже сейчас достигает 57-58%.

На листе 1 графической части бакалаврской работы представлена принципиальная тепловая схема (ПТС) парогазовой установки мощностью 100 МВт. ПТС включает в себя газовую турбину ГТУ V64.34А, котел – утилизатор (КУ) и одну конденсационную паровую турбину К-40-8,8.

Выходные газы энергетической газотурбинной установки (ГТУ) направляются в котел-утилизатор, где большая часть их теплоты передается пароводяному рабочему телу. Генерируемый в КУ пар направляется в паротурбинную установку (ПТУ), где при отсутствии расхода топлива вырабатывается дополнительное количество электроэнергии. Турбина К-40-8,8 работает на паре двух давлений. Проточная часть состоит из двух однопоточных цилиндров.

Деаэрирование питательной воды производится в деаэраторе с давлением 0,5 МПа. Из деаэратора питательная вода с помощью питательных насосов высокого и низкого давления подается в соответствующие контуры котла-утилизатора. Потери конденсата восполняются обессоленной водой, поступающей из химводоочистки в деаэратор. Магистраль обессоленной воды общестанционная.

В тепловой схеме энергетической ГТУ газовая турбина выполняет функции теплового двигателя, преобразующего энергию горячих газов в крутящий момент на валу установки. Эта энергия частично потребляется компрессором, а оставшаяся её часть передается электрогенератору, к которому подключается нагрузка. Способ работы турбокомпрессоров – динамический – обеспечивает непрерывность сжатия газа и его перемещение благодаря силовому воздействию вращающихся лопаток и потока газа. Воздух, сжимаемый в компрессоре, поступает в камеру сгорания. Затем газы, образовавшиеся в камере сгорания, в результате сжигания топлива, поступают в газовую турбину.

Рассчитаем энергоустановку ПГУ-100, опираясь на разработанную принципиальную тепловую схему. Для этого выполним тепловой расчет каждого из элементов схемы: ГТУ, КУ, ПТУ.

Температура наружного воздуха  $t_{н.в.}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$ , давление  $p_{н.в.}=10^5\text{ Па}$ .

Давление в конденсаторе  $P_k=0,003\text{ МПа}$ ; допустимая влажность=10%.

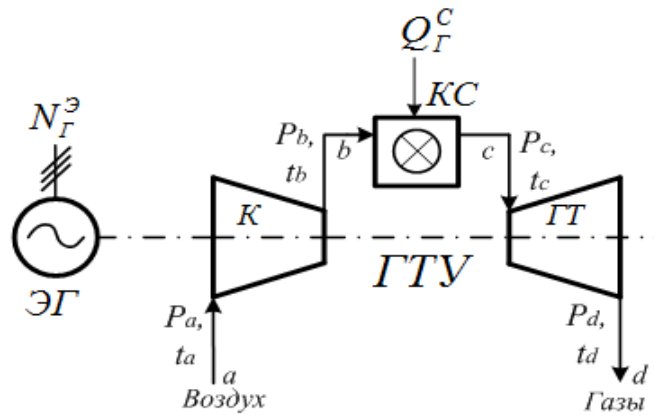
## 1.2 Исходные данные для теплового расчета ГТУ

При расчете тепловой схемы ГТУ исходными величинами, заданными или принимаемыми по [2,3], являются:

- электрическая мощность  $N_{\text{э}} = 60$  МВт;
- температура газов перед газовой турбиной  $t_c = 1200$  °С;
- температура воздуха на входе в компрессор  $t_a = 15$  °С;
- наибольшая допустимая температура металла сопловых и рабочих лопаток по условиям прочности  $t_w = 850$  °С;
- степень сжатия в компрессоре  $\varepsilon = 28$ ;
- число ступеней газовой турбины и  $z = 4$ ;
- коэффициент потерь давления  $\lambda = 0,95$ ;
- коэффициент использования теплоты топлива в камере сгорания  $\eta_{\text{к.с.}} = 0,995$ ;
- механический КПД турбины  $\eta_{\text{м}} = 0,99$ ;
- КПД электрогенератора  $\eta_{\text{э.г.}} = 0,982$ ;
- изэнтропийный КПД турбины  $\eta_{\text{т}} = 0,88$ ;
- изэнтропийный КПД компрессора  $\eta_{\text{к}} = 0,86$ ;
- коэффициент утечек  $\alpha_{\text{у}} = 0,005$ ;

В качестве топлива принимаем природный газ Ковыктинского месторождения, имеющий следующие характеристики [9]:

- теплота сгорания природного газа  $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 37,56$  МДж/м<sup>3</sup>;
- состав природного газа Ковыктинского месторождения:  
 $\text{CO}_2=0,06\%$ ;  $\text{N}_2=0,4\%$ ;  $\text{CH}_4=93,8\%$ ;  $\text{C}_2\text{H}_6=3,6\%$ ;  $\text{C}_3\text{H}_8=0,7\%$ ;  $\text{C}_4\text{H}_{10}=0,2\%$ ;  $\text{C}_5\text{H}_{12}=0,4\%$ .
- плотность при нормальных условиях  $\rho_{\text{г}}=0,776$  кг/м<sup>3</sup>.



$K$  – компрессор;  $КС$  – камера сгорания;  $ГТ$  – газовая турбина;  
 $ЭГ$  – электрический генератор.

Рисунок 1 – Схема простой ГТУ

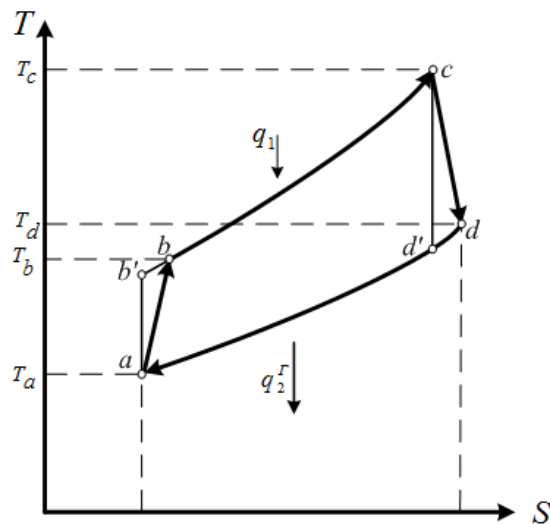


Рисунок 2 – Цикл простой ГТУ

### 1.3 Порядок теплового расчета ГТУ

#### 1.3.1 Определение параметров процесса сжатия воздуха в компрессоре

Температура воздуха перед компрессором (точка  $a$ ), К [2]:

$$T_a = t_a + 273 = 15 + 273 = 288 \quad (1)$$

Теплоемкость воздуха при температуре  $t_a$  перед компрессором, кДж/м<sup>3</sup>

$$c_p^B(t_a) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_a) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 15) = 1,2884 \quad (2)$$

Теплоемкость воздуха при температуре 25 °С, кДж/м<sup>3</sup>:

$$c_p^B(25^0) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) = 1,2896 \quad (3)$$

Объемная энтальпия воздуха перед компрессором, кДж/м<sup>3</sup>:

$$h_a = h_a'(t_a) - h^B(25^0), \quad (4)$$

$$h_a' = c_p^B(t_a) \cdot t_a = 1,2884 \cdot 15 = 19,326, \quad (5)$$

$$h^B(25) = c_p^B(25^0) \cdot 25^0 = 1,2896 \cdot 25^0 = 32,24, \quad (6)$$

$$h_a = 19,326 - 32,24 = -12,914$$

В первом приближении принимаем значение показателя степени в процессе сжатия для воздуха  $m_b = 0,2748$ . Тогда температура воздуха за компрессором в первом приближении (точка  $b$ ), °С:

$$T_b = T_a \left( 1 + \frac{\varepsilon^{m_b} - 1}{\eta_k} \right) = 288 \cdot \left( 1 + \frac{28^{0,2748} - 1}{0,86} \right) = 789,82, \quad (7)$$

$$t_b = T_b - 273 = 789,82 - 273 = 516,82 \quad (8)$$

Объемная теплоемкость воздуха при температуре  $t_b$  за компрессором, кДж/м<sup>3</sup>:

$$c_p^B(t_b) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_b) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 516,82) = 1,34 \quad (9)$$

Объемная энтальпия воздуха за компрессором в реальном процессе (точка  $b$ ), кДж/м<sup>3</sup>:

$$h_b = h_b'(t_b) - h^B(25^0) = c_p^B(t_b) \cdot t_b - c_p^B(25^0) \cdot 25^0 \quad (10)$$

$$h_b = 1,34 \cdot 516,82 - 1,2896 \cdot 25 = 664,78$$

Средняя объемная теплоемкость воздуха в процессе сжатия в компрессоре, кДж/(м<sup>3</sup>·град):

$$c_p^B = \frac{h_b - h_a}{t_b - t_a} = \frac{664,78 + 12,914}{516,82 - 15} = 1,3505 \quad (11)$$

Средняя массовая теплоемкость воздуха в процессе сжатия в компрессоре, кДж/(кг·град):

$$c_p^B = c_p^B / \rho_g = \frac{1,3505}{1,293} = 1,044, \quad (12)$$

где  $\rho_g = 1,293 \text{ кг/м}^3$  – плотность воздуха при нормальных условиях.

Уточнение показателя степени  $m_g$ :

$$m_g = R_g / c_p^B = \frac{0,287}{1,044} = 0,2748, \quad (13)$$

где  $R_g = 0,287 \text{ кДж/(кг·град)}$  – газовая постоянная для воздуха.

Уточнение температуры и энтальпии воздуха за компрессором (второе приближение) не требуется.

### 1.3.2 Определение параметров газа после камеры сгорания

Энтальпия чистых продуктов сгорания (для коэффициента избытка воздуха  $\alpha = 1$ ), кДж/м<sup>3</sup>, при температуре  $t_c$  после камеры сгорания (точка  $c$ ) определяется по следующей методике [2]:

Теплоемкости компонентов после камеры сгорания при температуре  $t_c$ , кДж/(м<sup>3</sup>·град):

$$c_{RO_2} = (1,699 + 0,0004798 \cdot t_c) = (1,6990 + 0,0004798 \cdot 1200) = 2,2748, \quad (14)$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot t_c) = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 1200) = 1,7731, \quad (15)$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot t_c) = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 1200) = 1,4127, \quad (16)$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_c) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 1200) = 1,4307 \quad (17)$$

Аналогично определяются теплоемкости компонентов при температуре 25°C:

$$c_{RO_2} = (1,699 + 0,0004798 \cdot 25) = 1,711,$$



$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 25) = 1,4795,$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 25) = 1,2827,$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) = 1,2896$$

Суммарный объем чистых продуктов сгорания после камеры сгорания при  $\alpha = 1$ :

$$V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} = 1,07 + 2,21 + 7,84 = 11,11 \quad (18)$$

Объемные доли компонентов в чистых продуктах сгорания:

$$r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_{\Gamma} = \frac{1,07}{11,11} = 0,0963, \quad (19)$$

$$r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_{\Gamma} = \frac{2,21}{11,11} = 0,1989, \quad (20)$$

$$r_{N_2} = V_{N_2} / V_{\Gamma} = \frac{7,84}{11,11} = 0,7057 \quad (21)$$

Энтальпия чистых продуктов сгорания при температуре  $t_c$  после камеры сгорания определяется, как энтальпия смеси компонентов, кДж/м<sup>3</sup>:

$$\begin{aligned} h'_{cl} &= (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2}) \cdot t_c = \\ &= (0,0963 \cdot 2,2748 + 0,1989 \cdot 1,7731 + 0,7057 \cdot 1,4127) \cdot 1200 = 1882,4487, \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} h_{\Gamma I} &= (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2}^{(25)} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O}^{(25)} + r_{N_2} \cdot c_{N_2}^{(25)}) \cdot 25 = \\ &= (0,0963 \cdot 1,71 + 0,1989 \cdot 1,4795 + 0,7057 \cdot 1,2826) \cdot 25 = 34,1059, \end{aligned} \quad (23)$$

$$h_{cl} = h'_{cl}(t_c) - h_{\Gamma I}(25^\circ) = 1882,4487 - 34,1059 = 1848,3428 \quad (24)$$

Объемная энтальпия воздуха при температуре  $t_c$ :

$$h_{gc} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_c) \cdot t_c - (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) \cdot 25 = 1684,62 \quad (25)$$

Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания:

$$\alpha = \frac{(Q_c^H \cdot \eta_{kc} \cdot 1000 + V_0 \cdot h_{ec} - (1 + V_0) \cdot h_{c1})}{V_0 \cdot (h_{ec} - h_b)} \quad (26)$$

$$\alpha = \frac{(37,56 \cdot 0,86 \cdot 1000 + 9,91 \cdot 1684,62 - (1 + 9,91) \cdot 1882,44)}{9,91 \cdot (1684,62 - 664,7833)} = 3,35$$

Суммарный объем водяных паров после камеры сгорания при  $\alpha > 1$ :

$$V'_{H_2O} = V_{H_2O} + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_0 = 2,21 + 0,0161 \cdot (3,35 - 1) \cdot 9,91 = 2,58 \quad (27)$$

Суммарный объем газов после камеры сгорания при  $\alpha > 1$ :

$$V'_\Gamma = V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + (\alpha - 1) \cdot V_0 = 1,07 + 2,21 + 7,84 + (3,35 - 1) \cdot 9,91 = 34,82 \quad (28)$$

Объемные доли компонентов в суммарном объеме газов:

$$r'_{RO_2} = V_{RO_2} / V'_\Gamma = 1,07 / 34,82 = 0,0307, \quad (29)$$

$$r'_{H_2O} = V_{H_2O} / V'_\Gamma = 2,21 / 34,82 = 0,0742, \quad (30)$$

$$r'_{N_2} = V_{N_2} / V'_\Gamma = 7,84 / 34,82 = 0,2251, \quad (31)$$

$$r'_{V_0} = (\alpha - 1) \cdot V_0 / V'_\Gamma = (3,35 - 1) \cdot 9,91 / 34,82 = 0,6699 \quad (32)$$

Энтальпия газов при температуре  $t_c$  после камеры сгорания определяется как энтальпия смеси компонентов, кДж/м<sup>3</sup>:

$$h'_c = (r'_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r'_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r'_{N_2} \cdot c_{N_2} + r'_{V_0} \cdot c_{V_0}) \cdot t_c \quad (33)$$

$$h'_c = (0,0307 \cdot 2,2748 + 0,0742 \cdot 1,7731 + 0,2251 \cdot 1,4127 + 0,6699 \cdot 1,4307) \cdot 1200 = 1773,62$$

Аналогично определяется энтальпия газов  $h_\Gamma$  при температуре 25°C:

$$h_\Gamma = (0,0307 \cdot 2,2748 + 0,0742 \cdot 1,7731 + 0,2251 \cdot 1,4127 + 0,6699 \cdot 1,4307) \cdot 25 = 36,9505 \quad (34)$$

В итоге, искомая объемная энтальпия газов после камеры сгорания, кДж/м<sup>3</sup>:

$$h_c = h'_c(t_c) - h_T(25^\circ) = 1773,6236 - 36,9505 = 1736,6731 \quad (35)$$

Объемная теплоемкость газов перед турбиной, кДж/(м<sup>3</sup>·град):

$$c_p^T = h_c / t_c = 1736,6731 / 1200 = 1,44 \quad (36)$$

Молекулярная масса газов после камеры сгорания, кг/моль:

$$\mu_T = 28,15 \cdot r'_{N_2} + 44,01 \cdot r'_{RO_2} + 18,02 \cdot r'_{H_2O} + 28,97 \cdot r'_{V_0} \quad (37)$$

$$\mu_T = 28,15 \cdot 0,2251 + 44,01 \cdot 0,0307 + 18,02 \cdot 0,0742 + 28,97 \cdot 0,6699 = 28,43$$

Объем 1 моля для всех газов при нормальных условиях (давлении 1 бар, температуре 0 °С) равен 22,41 м<sup>3</sup>/моль.

Плотность газов после камеры сгорания при нормальных условиях, кг/м<sup>3</sup>:

$$\rho_T = \mu_T / 22,41 = 28,43 / 22,41 = 1,2688 \quad (38)$$

Массовая теплоемкость газов перед турбиной, кДж/(кг·град):

$$c_p^T = c_p^T / \rho_T = 1,44 / 1,267 = 1,14 \quad (39)$$

Газовая постоянная, кДж/(кг·град):

$$R_T = 8,314 / \mu_T = 8,314 / 28,43 = 0,2924 \quad (40)$$

Показатель степени для газов перед турбиной:

$$m_T = R_T / c_p^T = 0,2924 / 1,1406 = 0,2563 \quad (41)$$

### 1.3.3 Определение параметров процесса расширения газа в турбине

В первом приближении принимаем найденное в (41) значение показателя степени для газов  $m_T$ . Температура газов за турбиной в первом приближении (точка  $d$  в реальном процессе) [2]:

$$T_d = T_c \left( 1 - (1 - \delta^{-m_T}) \cdot \eta_T \right) = 1473 \cdot \left( 1 - (1 - 26,6^{-0,2563}) \cdot 0,88 \right) = 767,15, \quad (42)$$

$$t_d = T_d - 273 = 767,15 - 273 = 494,15$$

где  $\delta = \varepsilon \cdot \lambda$  – действительное отношение давлений в турбине;  
 $\lambda = 0,95$  – коэффициент потерь давления во входном и выходном патрубках.

Теплоемкости компонентов газа за турбиной при температуре  $t_d$ , кДж/(м<sup>3</sup>·град):

$$c_{dRO_2} = (1,699 + 0,0004798 \cdot t_d) = (1,699 + 0,0004798 \cdot 494,15) = 1,9361 \quad (43)$$

$$c_{dH_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot t_d) = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 494,15) = 1,5967, \quad (44)$$

$$c_{dN_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot t_d) = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 494,15) = 1,3346, \quad (45)$$

$$c_{dV_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_d) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 494,15) = 1,3459 \quad (46)$$

Энтальпия газов при температуре  $t_d$  определяется как энтальпия смеси компонентов, кДж/м<sup>3</sup>:

$$h'_d = \left( r_{RO_2} \cdot c_{dRO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{dH_2O} + r_{N_2} \cdot c_{dN_2} + r_{V_0} \cdot c_{dV_0} \right) \cdot t_d \quad (47)$$

$$h'_d = (0,0307 \cdot 1,9361 + 0,0742 \cdot 1,5967 + 0,2251 \cdot 1,3346 + 0,6699 \cdot 1,3459) \cdot 494,15 = 682$$

Аналогично определяется энтальпия газов  $h_T$  при температуре 25 °С:

$$h_T^{25} = (0,0307 \cdot 1,9361 + 0,0742 \cdot 1,5967 + 0,2251 \cdot 1,3346 + 0,6699 \cdot 1,3459) \cdot 25 = 37,67$$

Энтальпия газов за турбиной, кДж/м<sup>3</sup>:

$$h_d = h'_d - h_T(25^\circ) = 682 - 37,67 = 644,32 \quad (48)$$

Массовая энтальпия газов за турбиной, кДж/кг:

$$I_d = \frac{h_d}{\rho_z} = \frac{644,32}{1,2688} = 507,8 \quad (49)$$

Объемная теплоемкость газов за турбиной (перед котлом-утилизатором), кДж/(м<sup>3</sup>·град):

$$c_p^{r'} = h_d / t_d = 644,32 / 494,15 = 1,3039 \quad (50)$$

Массовая теплоемкость газов за турбиной (перед котлом-утилизатором), кДж/(кг·град):

$$c_p^r = c_p^{r'} / \rho_r = 1,3039 / 1,2688 = 1,0276 \quad (51)$$

где  $\rho_r$  – плотность газов при нормальных условиях, (38).

Средняя объемная теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(м<sup>3</sup>·град):

$$c_{pcp}^{r'} = \frac{h_c - h_d}{t_c - t_d} = \frac{1736,6731 - 644,32}{1200 - 494,15} = 1,5476 \quad (52)$$

Средняя массовая теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(кг·град):

$$c_{pcp}^r = c_{pcp}^{r'} / \rho_r = 1,5476 / 1,2688 = 1,2197 \quad (53)$$

Средний показатель степени процесса расширения турбины:

$$m_{rcp} = R_r / c_{pcp}^r = 0,2924 / 1,2197 = 0,2397 \quad (54)$$

где  $R_r$  – газовая постоянная, (40).

Работа расширения газа в турбине (полезно использованный теплоперепад), кДж/кг:

$$H_{iT} = (h_c - h_d) / \rho_r = (1736,6731 - 644,32) / 1,2688 = 860,9085 \quad (55)$$

Располагаемый теплоперепад турбины, кДж/кг:

$$H_{oT} = H_{iT} / \eta_T = 860,9085 / 0,88 = 978,3051 \quad (56)$$

Работа, затраченная на сжатие воздуха в компрессоре, кДж/м<sup>3</sup>:

$$H_K = h_b - h_a = 664,7833 + 12,914 = 677,6974 \quad (57)$$

Коэффициент, учитывающий утечки воздуха:

$$b = \frac{\alpha \cdot V_0(1 + \alpha_y)}{1 + \alpha \cdot V_0} = \frac{3,35 \cdot 9,91 \cdot (1 + 0,005)}{1 + 3,35 \cdot 9,91} = 0,9756 \quad (58)$$

где  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;

$\alpha_y$  – коэффициент утечек.

Полезная работа ГТУ на валу агрегата, кДж/м<sup>3</sup>:

$$H_e = H_{iT} \cdot \eta_M \cdot \rho_{\Gamma} - b \cdot H_K \quad (59)$$

$$H_e = 860,9085 \cdot 0,99 \cdot 1,2688 - 0,9756 \cdot 677,6974 = 420,22$$

Объемный расход газов на турбину, м<sup>3</sup>/с:

$$G'_T = \frac{N_{\Xi} \cdot 1000}{(H_e \cdot \eta_{\Xi, \Gamma})} = \frac{60000}{(420,22 \cdot 0,982)} = 145,69 \quad (60)$$

Массовый расход газов на турбину, кг/с:

$$G_T = G'_T \cdot \rho_{\Gamma} = 145,69 \cdot 1,2688 = 184,85 \quad (61)$$

Объемный расход воздуха, подаваемого компрессором, с учетом утечек, м<sup>3</sup>/с:

$$G_K = b \cdot G'_T = 0,9756 \cdot 145,69 = 142,14 \quad (62)$$

Расход топлива на ГТУ без охлаждения, м<sup>3</sup>/с:

$$B = \frac{G'_T}{(1 + \alpha \cdot V_0)} = \frac{145,69}{(1 + 3,35 \cdot 9,91)} = 4,2548 \quad (63)$$

Мощность, развиваемая газовой турбиной, кВт:

$$N_{iT} = G_T \cdot H_{iT} = 184,85 \cdot 860,9085 = 1,5915 \cdot 10^5 \quad (64)$$

Мощность, потребляемая компрессором, кВт:

$$N_K = G_K \cdot H_K = 142,14 \cdot 677,6974 = 96331,44 \quad (65)$$

Коэффициент полезной работы ГТУ:

$$\varphi = \frac{N_{iT} - N_K}{N_{iT}} = \frac{1,5915 \cdot 10^5 - 96331,44}{1,5915 \cdot 10^5} = 0,3947 \quad (66)$$

Коэффициент полезного действия ГТУ (электрический КПД ГТУ) без охлаждения:

$$\eta_{\Theta} = \frac{(N_{iT} - N_K) \cdot \eta_{\Theta, Г.}}{B \cdot Q_H^P} = \frac{(1,5915 \cdot 10^5 - 96331,44) \cdot 0,983}{4,2548 \cdot 37,56 \cdot 1000} = 0,3852 \quad (67)$$

### 1.3.4 Учет охлаждения турбины ГТУ

Относительный расход воздуха, отбираемый от компрессора на охлаждение турбины, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup> [2]:

$$g_{\Theta} = G_{охл} / G_T = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (t_c - t_w), \quad (68)$$

$$g_{\Theta} = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (1200 - 850) = 0,132$$

где  $t_w = 800-850$  °С – наибольшая допустимая температура металла лопаток, определяемая по условиям прочности.

Ориентировочная температура газов после первой ступени,  $K$ , (если принять число ступеней газовой турбины  $z = 4$  и считать работу всех ступеней одинаковой):

$$T_2^I = T_c - \frac{1}{z} \cdot \frac{H_{iT}}{c_{p, Г}} = 1473 - \frac{1}{4} \cdot \frac{860,9085}{1,2197} = 1296,5383 \quad (69)$$

Коэффициент снижения работы охлаждаемой турбины:

$$\gamma = \frac{1}{\varphi} \cdot \left( 1 - \varphi - \frac{z-1}{z} \cdot \frac{T_b}{T_2^I} \right) + \frac{0,6}{4 \cdot \varphi} \quad (70)$$

$$\gamma = \frac{1}{0,3497} \left( 1 - 0,3497 - \frac{4-1}{4} \cdot \frac{789,82}{1296,5383} \right) + \frac{0,6}{4 \cdot 0,3497} = 0,756$$

Располагаемая работа ГТУ без охлаждения, кДж/м<sup>3</sup>:

$$H_{ГТУ} = H_{iT} \cdot \rho_{Г} - b \cdot H_K \quad (71)$$

$$H_{ГТУ} = 860,9085 \cdot 1,2688 - 0,9756 \cdot 677,6974 = 431,1534$$

Внутренняя работа ГТУ с охлаждением, кДж/м<sup>3</sup>:

$$H_{ГТУ}^{охл} = H_{ГТУ} \cdot (1 - \gamma \cdot g_e) = 431,1534 \cdot (1 - 0,756 \cdot 0,132) = 388,1251 \quad (72)$$

Механический КПД ГТУ, %:

$$\eta_{ГТУ}^M = 1 - \frac{(1 - \eta_M)}{\varphi} = 1 - \frac{(1 - 0,99)}{0,3947} = 0,9747 \quad (73)$$

Объемный расход газов на турбину с охлаждением, м<sup>3</sup>/с:

$$G_T^{охл'} = \frac{N_{\Sigma}}{H_{ГТУ}^{охл} \cdot \eta_{ГТУ}^M \cdot \eta_{\Sigma,Г}} = \frac{60000}{388,1251 \cdot 0,9747 \cdot 0,982} = 161,84 \quad (74)$$

Массовый расход газов на турбину с охлаждением, кг/с:

$$G_T^{охл} = G_T^{охл'} \cdot \rho_{Г} = 161,84 \cdot 1,2688 = 205,3537 \quad (75)$$

Расход топлива на ГТУ с охлаждением, м<sup>3</sup>/с:

$$B_{охл} = \frac{G_T^{охл'}}{1 + \alpha \cdot V_0} = \frac{161,84}{1 + 3,35 \cdot 9,91} = 4,72 \quad (76)$$

Расход воздуха в камеру сгорания с учетом расхода на охлаждение, м<sup>3</sup>/с:

$$G_{КС}^{охл} = \frac{\alpha \cdot V_0}{(1 + \alpha \cdot V_0)} \cdot G_T^{охл'} = \frac{3,35 \cdot 9,91}{(1 + 3,35 \cdot 9,91)} \cdot 161,84 = 157,118 \quad (77)$$

Необходимая производительность компрессора с учетом расхода воздуха на охлаждение, м<sup>3</sup>/с:

$$G_K^{охл'} = (b + g_e) \cdot G_T^{охл'} = (0,9756 + 0,132) \cdot 161,84 = 179,26 \quad (78)$$

Объемный расход газов на выходе из турбины с учетом воздуха, сбрасываемого в проточную часть из системы охлаждения (расход газов в котел-утилизатор), м<sup>3</sup>/с:



$$G'_{KY} = (1 + g_b) \cdot G_T^{охл'} = (1 + 0,132) \cdot 161,84 = 183,2 \quad (79)$$

Массовый расход газов на выходе из турбины с учетом воздуха, сбрасываемого в проточную часть из системы охлаждения (расход газов в котел-утилизатор), кг/с:

$$G_e = G'_{KY} \cdot \rho_{\Gamma} = 183,2 \cdot 1,2688 = 232,46 \quad (80)$$

Электрический КПД ГТУ с охлаждением:

$$\eta_{\mathcal{E}}^{охл} = \eta_{\mathcal{E}} \cdot (1 - \gamma \cdot g_b) = 0,3852 \cdot (1 - 0,756 \cdot 0,132) = 0,3468 \quad (81)$$

#### 1.4 Расчет двухконтурной комбинированной установки

Тепловая схема (рисунок 3) включает в себя одну ГТУ, один КУ с газовым подогревателем конденсата (ГПК), деаэратор и паровую конденсационную турбину. Деаэратор питается паром из коллектора, к которому присоединены трубопроводы контура низкого давления КУ. ГТУ сбрасывает выхлопные газы в КУ. Поток перегретого пара, выходящий из контура высокого давления КУ, смешиваются в общем коллекторе и подаются к паровой турбине. Поток пара, вышедший из контура низкого давления, подаются в камеру смешения, расположенную перед ЧНД [4].

ГТУ имеет следующие характеристики:

- электрическая мощность  $N_{\mathcal{E}} = 60$  МВт;
- расход уходящих газов  $G_e = 232,46$  кг/с;
- температура газов на входе  $t_d = 494,15$  °С;
- электрический КПД ГТУ  $\eta_{\mathcal{E}}^{ГТУ} = 34,68\%$ .

Уходящие газы ГТУ представляют собой смесь атмосферного воздуха и чистых продуктов сгорания [5].

- температура наружного воздуха  $t_{н.в.} = 15$  °С;
- давление в конденсаторе  $P_k = 0,003$  МПа;
- давление в контурах КУ:  $P_0^{сд} = 8,8$  МПа;  $P_0^{нд} = 0,6$  МПа.
- давление в деаэраторе  $P_d = 0,5$  МПа.

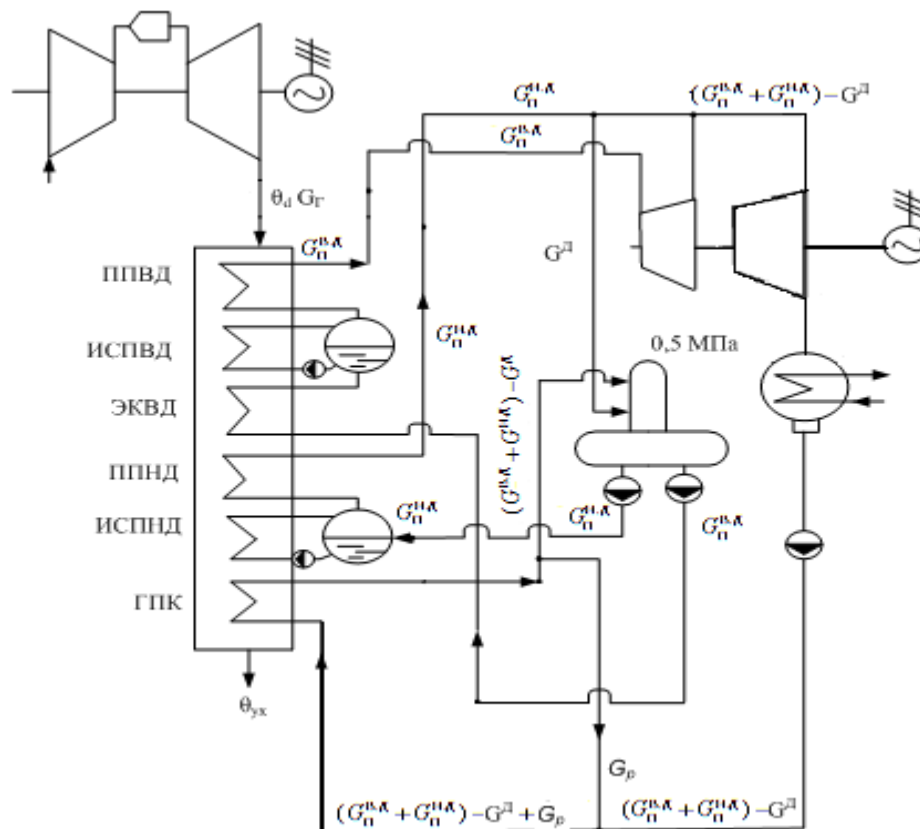


Рисунок 3 – Схема двухконтурной ПГУ

#### 1.4.1 Тепловой расчет котла – утилизатора

КУ представляет собой теплообменник противоточного типа, в котором за счет тепла уходящих газов ГТУ происходит нагрев питательной воды, ее испарение и перегрев полученного пара до расчетных параметров. Минимальных значений температурные разности достигают в так называемых пинч-точках (pinch - сужение, заклинивание) и обозначаются  $\delta t_{эк}$ . Обычно принимают  $\delta t_{эк} = 8 \div 15^\circ\text{C}$ .

Для каждого из элементов КУ можно записать уравнение теплового баланса [2]. Для совместных поверхностей пароперегревателя и испарителя высокого давления оно будет иметь следующий вид:

$$G_z \cdot (I_d - I_{эк}^{60}) = G_{II}^{60} \cdot (h_0^{60} - h_{эк}^{60}), \quad (82)$$

где  $G_z$  – расход газов на котел, кг/с;

$I_d$  – энтальпия газов на входе в котел, кДж/кг;

$h_0^{60}$  – энтальпия пара на выходе из пароперегревателя высокого давления котла, кДж/кг, при  $P_0^{60}$ , МПа;

$h_{эк}^{60}$  – энтальпия воды на выходе из экономайзера высокого давления (в состоянии насыщения при давлении  $P_0^{60}$ ), кДж/кг.

По давлению  $P_0$  определим температуру насыщения и энтальпии пара, воды [6]:

$$P_0 = 88 \text{ бар}$$

$$t_0 = 480 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_K = 0,03 \text{ бар}$$

$$t_{\text{ЭК}}^{\text{сд}} = t(P_0) = 301,76$$

$$h_0^{\text{сд}} = h'(P_0, t_0) = 3338,94$$

$$h_{\text{ЭК}}^{\text{сд}} = h''(P_0) = 1354,5$$

$$\delta t_{\text{ЭК}} = 10^\circ\text{C}$$

По давлению в деаэраторе определим температуру питательной воды,  $^\circ\text{C}$ :

$$t_s^{\text{д}} = t(P_{\text{д}}) = 151,9$$

Температура газов перед экономайзером,  $^\circ\text{C}$ :

$$\theta_{\text{ЭК}} = (t_{\text{ЭК}}^{\text{сд}} + \delta t_{\text{ЭК}}) = 301,76 + 10 = 311,76 \quad (83)$$

Теплоемкости компонентов после испарителя при температуре  $\theta_{\text{ЭК}}$ , кДж/(м<sup>3</sup>·град):

$$c_{\text{RO}_2}^{\text{ЭК.сд}} = (1,699 + 0,0004798 \cdot \theta_{\text{ЭК}}) = (1,699 + 0,0004798 \cdot 311,76) = 1,8486, \quad (84)$$

$$c_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{ЭК.сд}} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot \theta_{\text{ЭК}}) = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 311,76) = 1,5512, \quad (85)$$

$$c_{\text{N}_2}^{\text{ЭК.сд}} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot \theta_{\text{ЭК}}) = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 311,76) = 1,3144, \quad (86)$$

$$c_{\text{V}_0}^{\text{ЭК.сд}} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot \theta_{\text{ЭК}}) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 311,76) = 1,324. \quad (87)$$

Энтальпия газов при температуре  $\theta_{\text{ЭК}}$ , кДж/м<sup>3</sup>:

$$h_{0\text{г}}^{\text{ЭК.сд}} = (r_{\text{RO}_2}' \cdot c_{\text{RO}_2}^{\text{ЭК.сд}} + r_{\text{H}_2\text{O}}' \cdot c_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{ЭК.сд}} + r_{\text{N}_2}' \cdot c_{\text{N}_2}^{\text{ЭК.сд}} + r_{\text{V}_0}' \cdot c_{\text{V}_0}^{\text{ЭК.сд}}) \cdot \theta^{\text{ЭК.сд}} \quad (88)$$

$$h_{0\text{г}}^{\text{ЭК.сд}} = (0,037 \cdot 1,8486 + 0,0742 \cdot 1,5512 + 0,2251 \cdot 1,3144 + 0,6699 \cdot 1,324) \cdot 311,76 = 422,38$$

Аналогично определяется энтальпия газов  $h_{\text{Г}}^{\text{ЭК.сд}}(25^\circ)$  при температуре 25  $^\circ\text{C}$ :

$$h_{\Gamma}^{\text{эк.вд}}(25^{\circ}) = (0,037 \cdot 1,8486 + 0,0742 \cdot 1,5512 + 0,2251 \cdot 1,3144 + 0,6699 \cdot 1,324) \cdot 25 = 36,9 \quad (89)$$

Объемная энтальпия газов за испарителем, кДж/м<sup>3</sup>:

$$h_{\Gamma}^{\text{эк.вд}} = h_{0_2}^{\text{эк.вд}} - h_{\Gamma}^{\text{эк.вд}}(25^{\circ}) = 422,38 - 36,9 = 385,48 \quad (90)$$

Массовая энтальпия газов перед экономайзером, кДж/кг:

$$I^{\text{эк.вд}} = \frac{h_{\Gamma}^{\text{эк.вд}}}{\rho_{\Gamma}} = \frac{385,48}{1,2688} = 303,81 \quad (91)$$

где  $\rho_{\Gamma}$  – плотность газов при нормальных условиях, (38).

Из уравнения (82) определим расход пара высокого давления, генерируемый КУ, кг/с:

$$G_n^{\text{вд}} = G_c \cdot \frac{(I_d - I_{\text{эк}}^{\text{вд}})}{(h_0^{\text{вд}} - h_{\text{эк}}^{\text{вд}})} = 232,46 \cdot \frac{(507,8 - 303,81)}{(3338,94 - 1354,5)} = 23,89$$

Массовая энтальпия газов высокого давления, кДж/кг:

$$I^{\text{ух.вд}} = I^{\text{эк.вд}} - G_n^{\text{вд}} \cdot \frac{(h^{\text{эк.вд}} - h_o^{\text{вд}})}{G_c} \quad (92)$$

$$I^{\text{ух.вд}} = 303,81 - 23,89 \cdot \frac{(1354,5 - 635,85)}{232,46} = 229,93$$

где  $h_o^{\text{вд}} = t_s^{\text{вд}} \cdot 4,186 = 635,85$  – энтальпия воды на выходе из деаэратора, кДж/кг.

Зададимся температурой уходящих газов  $\theta_1^{\text{ух.вд}} = 217,4$

Теплоемкости компонентов при температуре  $\theta_1^{\text{ух.вд}}$ , кДж/(м<sup>3</sup>·град):

$$c_{\text{RO}_2}^{\text{ух.вд}} = (1,699 + 0,0004798 \cdot \theta_1^{\text{ух.вд}}) = (1,699 + 0,0004798 \cdot 217,4) = 1,8033, \quad (93)$$

$$c_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{ух.вд}} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot \theta_1^{\text{ух.вд}}) = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 217,4) = 1,5276, \quad (94)$$

$$c_{N_2}^{yx.\partial} = \left(1,2799 + 0,0001107 \cdot \theta_1^{yx.\partial}\right) = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 217,4) = 1,304, \quad (95)$$

$$c_{V_0}^{yx.\partial} = \left(1,2866 + 0,0001201 \cdot \theta_1^{yx.\partial}\right) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 217,4) = 1,3127 \quad (96)$$

Массовая теплоемкость уходящих газов высокого давления, кДж/(м<sup>3</sup>·град):

$$c_p^{yx.\partial} = \frac{(r_{RO_2}' \cdot c_{RO_2}^{yx.\partial} + r_{H_2O}' \cdot c_{H_2O}^{yx.\partial} + r_{N_2}' \cdot c_{N_2}^{yx.\partial} + r_{V_0}' \cdot c_{V_0}^{yx.\partial})}{\rho_\Gamma} \quad (97)$$

$$c_p^{yx.\partial} = \frac{(0,037 \cdot 1,8033 + 0,0742 \cdot 1,5276 + 0,2251 \cdot 1,304 + 0,6699 \cdot 1,3127)}{1,2688} = 1,0575$$

$$\theta^{yx.\partial} = \frac{I^{yx.\partial}}{c_p^{yx.\partial}} = \frac{229,93}{1,0575} = 217,43 \quad (98)$$

Дальнейшего уточнения  $\theta^{yx.\partial}$  не требуется.

Температура газов перед ГПК:

$$\theta^{ГПК} = t_s^\partial + \delta t^{\partial\kappa} = 151,9 + 10 = 161,9 \quad (99)$$

Теплоемкость газов перед ГПК, при температуре  $\theta^{ГПК}$ , кДж/(м<sup>3</sup>·град):

$$c_{RO_2}^{ГПК} = \left(1,699 + 0,0004798 \cdot \theta^{ГПК}\right) = (1,699 + 0,0004798 \cdot 161,9) = 1,7767, \quad (100)$$

$$c_{H_2O}^{ГПК} = \left(1,4733 + 0,0002498 \cdot \theta^{ГПК}\right) = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 161,9) = 1,5137, \quad (101)$$

$$c_{N_2}^{ГПК} = \left(1,2799 + 0,0001107 \cdot \theta^{ГПК}\right) = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 161,9) = 1,2978, \quad (102)$$

$$c_{V_0}^{ГПК} = \left(1,2866 + 0,0001201 \cdot \theta^{ГПК}\right) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 161,9) = 1,306 \quad (103)$$

Энтальпия газов при температуре  $\theta^{ГПК}$ , кДж/кг:

$$h_{0\kappa}^{ГПК} = (r_{RO_2}' \cdot c_{RO_2}^{ГПК} + r_{H_2O}' \cdot c_{H_2O}^{ГПК} + r_{N_2}' \cdot c_{N_2}^{ГПК} + r_{V_0}' \cdot c_{V_0}^{ГПК}) \cdot \theta^{ГПК} \quad (104)$$

$$h_{0\kappa}^{ГПК} = (0,037 \cdot 1,7767 + 0,0742 \cdot 1,5137 + 0,2251 \cdot 1,2978 + 0,6699 \cdot 1,306) \cdot 161,9 = 215,98$$

Энтальпия газов при температуре 25°C, кДж/кг:

$$h_z^{ГПК}(25^\circ) = (0,037 \cdot 1,7767 + 0,0742 \cdot 1,5137 + 0,2251 \cdot 1,2978 + 0,6699 \cdot 1,306) \cdot 25 = 33,35 \quad (105)$$

$$h_z^{ГПК} = h_{0z}^{ГПК} - h_z^{ГПК}(25^\circ) = 215,98 - 33,35 = 182,63 \quad (106)$$

Массовая энтальпия газов перед ГПК, кДж/кг:

$$I^{ГПК} = \frac{h_\Gamma^{ГПК}}{\rho_\Gamma} = \frac{182,63}{1,2688} = 143,9 \quad (107)$$

Для совокупных поверхностей пароперегревателя и испарителя контура низкого давления КУ:

$$G_z \cdot (I_{yx}^{6\partial} - I^{ГПК}) = G_n^{н\partial} \cdot (h_0^{н\partial} - h_z^{ГПК}), \quad (108)$$

где  $G_z$  – расход газов на котел, кг/с;

$I_{yx}^{6\partial}$  – энтальпия уходящих газов высокого давления (92), кДж/кг;

По давлению  $P_0^{н\partial}$  определим температуру насыщения и энтальпии пара, воды [6]:

$$P_0^{н\partial} = 6 \text{ бар}$$

$$t_0^{н\partial} = 210^\circ\text{C}$$

$$h_0^{н\partial} = h'(P_0^{н\partial}, t_0^{н\partial}) = 2872,4$$

$$h_s^{н\partial} = h''(P_0^{н\partial}) = 2756,1$$

$$\delta t_{\text{эк}} = 10^\circ\text{C}$$

Температура пара в контуре низкого давления  $\theta^{н\partial} = \theta_{yx}^{6\partial} = 217,4375$

Исходя из формулы (108), расход пара низкого давления, кг/с:

$$G_n^{н\partial} = G_z \cdot \frac{(I_{yx}^{6\partial} - I^{ГПК})}{(h_0^{н\partial} - h_z^{ГПК})} = 232,46 \cdot \frac{(229,93 - 143,9)}{(2872,4 - 182,63)} = 7,43$$

Из уравнения теплового баланса для деаэратора:

$$(G_n^{6\partial} + G_n^{н\partial}) - G^\partial \cdot h_\Gamma^{ГПК} + G^\partial \cdot h_0^{н\partial} = (G_n^{н\partial} + G_n^{6\partial}) h_\partial^{6\partial}, \quad (109)$$

Найдем расход пара на деаэратор, кг/с:

$$G^{\partial} = (G_n^{\partial\partial} + G_n^{n\partial}) \cdot \frac{(h_{\partial}^{\partial\partial} - h_{\partial}^{\Gamma\Pi K})}{(h_0^{n\partial} - h_{\partial}^{\Gamma\Pi K})}, \quad (110)$$

где  $h_{\partial}^{\Gamma\Pi K}$  - энтальпия воды после ГПК, кДж/кг.

$$t_{\partial}^{\Gamma\Pi K} = t_s^{\partial} - \delta t_{\partial\kappa} = 151,9 - 10 = 141,9, \quad (111)$$

$$h_{\partial}^{\Gamma\Pi K} = t_{\partial}^{\Gamma\Pi K} \cdot 4,186 = 593,9, \quad (112)$$

$$G^{\partial} = (23,89 + 7,43) \cdot \frac{(635,8534 - 593,9)}{(2872,4 - 593,9)} = 0,5756$$

Уравнение теплового баланса для точки смешения потоков конденсата из конденсатора и линии рециркуляции:

$$(G_{\Pi}^{\partial\partial} + G_{\Pi}^{n\partial}) - G^{\partial} \cdot h_{\kappa} + G^P \cdot h_{\partial}^{\Gamma\Pi K} = (G_{\Pi}^{\partial\partial} + G_{\Pi}^{n\partial}) - G^{\partial} + G^P \cdot h_{\kappa}^{\Gamma\Pi K}, \quad (113)$$

где  $h_{\kappa}^{\Gamma\Pi K}$  - энтальпия конденсата на входе в ГПК, кДж/кг.

$$h_{\kappa}^{\Gamma\Pi K} = t_{\kappa}^{\Gamma\Pi K} \cdot 4,186 = 251,16, \quad (114)$$

где  $t_{\kappa}^{\Gamma\Pi K} = 60^{\circ}C$

Из уравнения (113) найдем расход на рециркуляцию:

$$G^P = (G_{\Pi}^{\partial\partial} + G_{\Pi}^{n\partial} - G^{\partial}) \cdot \frac{(h_{\kappa}^{\Gamma\Pi K} - h_{\kappa})}{(h_{\partial}^{\Gamma\Pi K} - h_{\kappa})} \quad (115)$$

$$G^P = (23,89 + 7,43 - 0,5756) \cdot \frac{(251,16 - 101)}{(593,9 - 101)} = 9,36$$

Из уравнения теплового баланса для ГПК:

$$G_2 \cdot (I^{\Gamma\Pi K} - I_{yx}^{n\partial}) = (G_{\Pi}^{\partial\partial} + G_{\Pi}^{n\partial} - G^{\partial} + G^P) \cdot (h_{\partial}^{\Gamma\Pi K} - h_{\kappa}^{\Gamma\Pi K}) \quad (116)$$

Найдем энтальпию уходящих газов КУ, кДж/кг:

$$I_{yx}^{n\partial} = I^{\Gamma\Pi K} - (G_{\Pi}^{\partial\partial} + G_{\Pi}^{n\partial} - G^{\partial} + G^P) \cdot \frac{(h_{\partial}^{\Gamma\Pi K} - h_{\kappa}^{\Gamma\Pi K})}{G_2} \quad (117)$$

$$I_{yx}^{н\partial} = 143,9 - (23,89 + 7,43 - 0,5756 + 9,36) \cdot \frac{(593,9 - 251,16)}{232,46} = 84,76$$

Зададимся температурой уходящих газов  $\theta_1^{yx.н\partial} = 81,3^\circ C$

Теплоемкости компонентов при температуре  $\theta_1^{yx.н\partial}$ , кДж/(м³·град):

$$c_{RO_2}^{yx.н\partial} = (1,699 + 0,0004798 \cdot \theta_1^{yx.н\partial}) = (1,699 + 0,0004798 \cdot 81,3) = 1,738, \quad (118)$$

$$c_{H_2O}^{yx.н\partial} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot \theta_1^{yx.н\partial}) = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 81,3) = 1,4936, \quad (119)$$

$$c_{N_2}^{yx.н\partial} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot \theta_1^{yx.н\partial}) = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 81,3) = 1,2889, \quad (120)$$

$$c_{V_0}^{yx.н\partial} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot \theta_1^{yx.н\partial}) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 81,3) = 1,2964 \quad (121)$$

Массовая теплоемкость уходящих газов низкого давления, кДж/(м³·град):

$$c_p^{yx.н\partial} = \frac{(r'_{RO_2} \cdot c_{RO_2}^{yx.н\partial} + r'_{H_2O} \cdot c_{H_2O}^{yx.н\partial} + r'_{N_2} \cdot c_{N_2}^{yx.н\partial} + r'_{V_0} \cdot c_{V_0}^{yx.н\partial})}{\rho_\Gamma} \quad (122)$$

$$c_p^{yx.н\partial} = \frac{(0,037 \cdot 1,738 + 0,0742 \cdot 1,4936 + 0,2251 \cdot 1,2889 + 0,6699 \cdot 1,2964)}{1,2688} = 1,0426$$

$$\theta^{yx.н\partial} = \frac{I_{yx}^{н\partial}}{c_p^{yx.н\partial}} = \frac{84,76}{1,0426} = 81,305 \quad (123)$$

Дальнейшего уточнения  $\theta^{yx.н\partial}$  не требуется.

КПД котла-утилизатора:

$$\eta_{ку} = \frac{(\theta_d - \theta_{yx}^{н\partial})}{(\theta_d - 15)} = \frac{(494,15 - 81,3)}{(494,15 - 15)} = 0,8616 \quad (124)$$

Тепло, отданное газами двух ГТУ в паротурбинный цикл, кВт:

$$Q_{газ} = G_z \cdot (I_d - I_{yx}^{н\partial}) = 232,46 \cdot (507,8 - 84,76) = 98339,8 \quad (125)$$

Тепло, полученное паром, кВт:



$$Q_{нар} = G_{II}^{6\partial} \cdot h_0^{6\partial} + (G_{II}^{н\partial} - G^{\partial}) \cdot h_0^{н\partial} - (G_{II}^{6\partial} + G_{II}^{н\partial} - G^{\partial}) \cdot h_k \quad (126)$$

$$Q_{нар} = 23,89 \cdot 3338,94 + (7,43 - 0,5756) \cdot 2872,4 - (23,89 + 7,43 - 0,5767) \cdot 101 = 96377,9$$

Разница полученных величин не превышает 2%, что свидетельствует о правильности расчетов.

Тепло, подводимое к воде(пару) в отдельных элементах одного КУ, кВт:  
Для ГПК:

$$Q^{ГПК} = (G_{II}^{6\partial} + G_{II}^{н\partial} - G^{\partial} + G^p) \cdot (h_6^{ГПК} - h_k^{ГПК}) \quad (127)$$

$$Q^{ГПК} = (23,89 + 7,43 - 0,5756 + 9,36) \cdot (593,9 - 251,16) = 13754,55$$

Для испарителя низкого давления:

$$Q_{исп}^{н\partial} = G_n^{н\partial} \cdot r_{исп}^{н\partial} = 7,43 \cdot 2085,638 = 15500,95, \quad (128)$$

где  $r_{исп}^{н\partial}$  - скрытая теплота парообразования, кДж/кг:

Для пароперегревателя низкого давления:

$$Q_{nn}^{н\partial} = G_n^{н\partial} \cdot (h_0^{н\partial} - h_s^{н\partial}) = 7,43 \cdot (2872,4 - 2756,1) = 864,36 \quad (129)$$

Для экономайзера высокого давления:

$$Q_{эк}^{6\partial} = G_n^{6\partial} \cdot (h_{эк}^{6\partial} - h_0^{6\partial}) = 23,89 \cdot (1354,5 - 645,85) = 17173,14 \quad (130)$$

Для испарителя высокого давления:

$$Q_{исп}^{6\partial} = G_n^{6\partial} \cdot r_{исп}^{6\partial} = 23,89 \cdot 1391,619 = 33254,84, \quad (131)$$

Для пароперегревателя высокого давления:

$$Q_{nn}^{6\partial} = G_n^{6\partial} \cdot (h_0^{6\partial} - h_s^{6\partial}) = 23,89 \cdot (3338,94 - 2746,2) = 14164,41 \quad (132)$$

Соответствующие относительные величины:

$$Q_{ку} = Q^{ГПК} + Q_{исп}^{н\partial} + Q_{nn}^{н\partial} + Q_{эк}^{6\partial} + Q_{исп}^{6\partial} + Q_{nn}^{6\partial} = 13754,55 + 15500,95 + 864,36 + 171173,14 + 33254,84 + 14164,41 = 94712,286 \quad (133)$$

$$Q_{ГПК'} = \frac{Q_{ГПК}}{Q_{ку}} = \frac{13754,55}{94712,286} = 0,1452, \quad (134)$$

$$Q_{усн'}^{нд} = \frac{Q_{усн}^{нд}}{Q_{ку}} = \frac{15500,95}{94712,286} = 0,1637, \quad (135)$$

$$Q_{nn'}^{нд} = \frac{Q_{nn}^{нд}}{Q_{ку}} = \frac{864,36}{94712,286} = 0,0091, \quad (136)$$

$$Q_{эк'}^{ед} = \frac{Q_{эк}^{ед}}{Q_{ку}} = \frac{17173,14}{94712,286} = 0,1813, \quad (137)$$

$$Q_{усн'}^{ед} = \frac{Q_{усн}^{ед}}{Q_{ку}} = \frac{33254,84}{94712,286} = 0,3511, \quad (138)$$

$$Q_{nn'}^{ед} = \frac{Q_{nn}^{ед}}{Q_{ку}} = \frac{14164,41}{94712,286} = 0,1496 \quad (139)$$

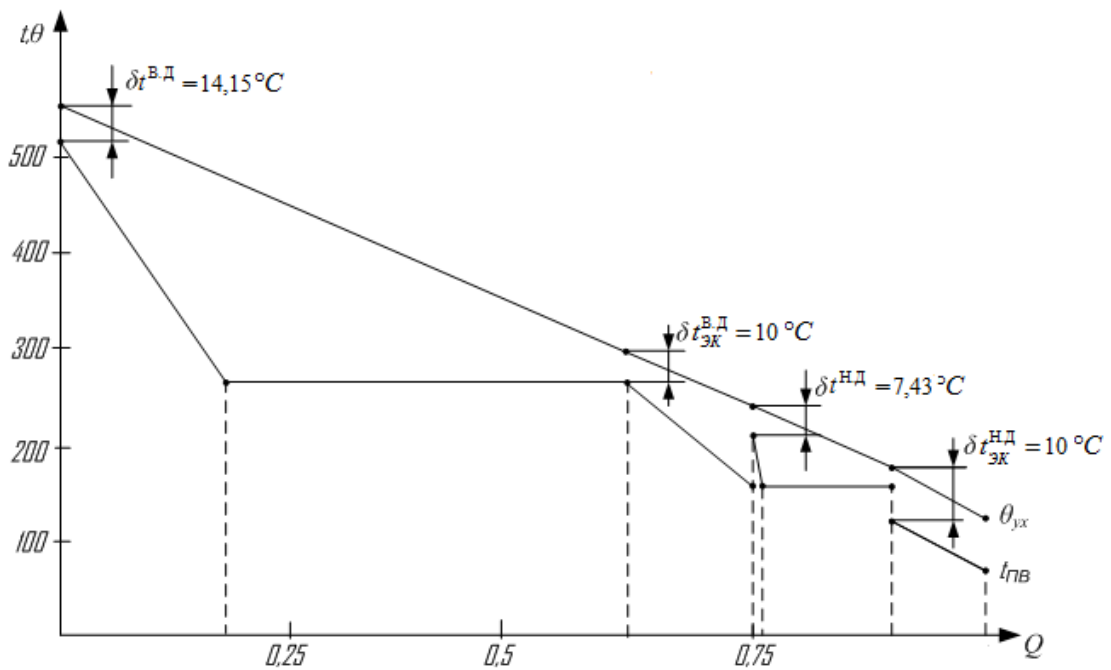


Рисунок 4 – Тепловая диаграмма

### 1.4.2 Конструкторский расчет котла-утилизатора

Для выполнения конструкторского расчета КУ необходимо первоначально провести конструктивную проработку стандартной секции КУ, то есть выбрать все конструктивные характеристики секции, а также тип и характеристики оребрения труб. Поверхности нагрева имеют шахматное расположение труб единого сортамента (сталь 20, кроме пароперегревателя ВД, для которого использована сталь 12Х1МФ). Параметры оребрения следующие:

- диаметр труб  $d = 32 \times 4$  мм;
- шаг ребра  $b_{реб} = 5$  мм;
- высота ребра  $h_{реб} = 9$  мм;
- толщина ребра  $\delta_{реб} = 1$  мм;
- поперечный шаг труб  $s_1 = 72$  мм;
- продольный шаг труб  $s_2 = 85$  мм;
- длина оребренной части трубы  $l_{mp} = 12$  м;

Типовая секция (рисунок 5), используемая во всех поверхностях котлов завода, состоит из двух рядов оребренных труб с шахматным расположением, объединенных коллекторами диаметром 168 мм, толщиной 15 мм. Ширина типовой секции  $b_{сек}=2,5$  м (по осям крайних труб). Высота труб типовой секции  $l_{сек}= l_{mp}= 12$  м (по осям коллекторов). В данной выпускной квалификационной работе размеры котла-утилизатора и размеры секции могут отличаться от стандартной конструкции. Ширину секции в зависимости от мощности КУ принимаем  $b_{сек} = 1,25$  м, а высоту  $l_{сек} = 12$  м. В одном ряду по ходу газов число секций  $m_{сек}=3$  [4].

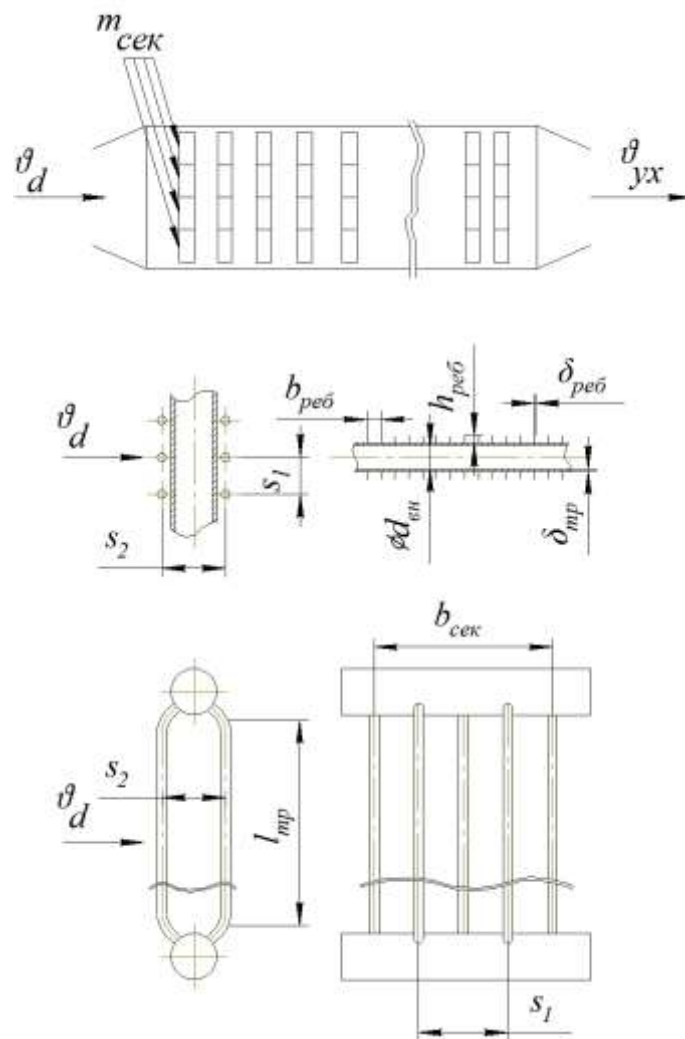


Рисунок 5 – Конструктивные параметры типовой секции поверхностей нагрева КУ

### 1.4.3 Методика расчета поверхностей нагрева КУ

#### Определение габаритных размеров котла

Задавшись в первом приближении скоростью газов на входе в газоход КУ (перед пароперегревателем)  $\omega_0 = 7$  м/с, можно оценить площадь поперечного сечения газохода, м [2]:

$$f = \frac{G_z \cdot V_z \cdot (t_d + 273)}{\omega_0 \cdot 273}, \quad (140)$$

где  $V_z = 1/\rho_z$ , м<sup>3</sup>/кг;

$\rho_z$  - плотность газов при нормальных условиях (38), кг/м<sup>3</sup>;

$G_z$  - массовый расход газов, кг/с, определен в тепловом расчете ГТУ (80);

$t_d$  - температура газов перед КУ (42), °С.

$$f = \frac{232,4604 \cdot 0,7881 \cdot (494,1531 + 273)}{7 \cdot 273} = 56,25$$

Определяем ширину, а затем высоту котла, м:

$$b_{\text{котла}} = b_{\text{сек}} \cdot m_{\text{сек}} = 1,25 \cdot 3 = 3,75, \quad (141)$$

$$l_{\text{тр}} = \frac{f}{b_{\text{котла}}} = \frac{56,25}{3,75} = 15 \quad (142)$$

Число труб в одном ряду каждой секции:

$$m_{\text{1тр}} = \frac{b_{\text{сек}}}{s_1} - 1 = \frac{1,25}{0,072} - 1 = 16 \quad (143)$$

Полное число труб в каждой секции:

$$m_{\text{тр}} = 2 \cdot m_{\text{1тр}} = 2 \cdot 16 = 32 \quad (144)$$

Площадь проходного сечения котла для газов в зоне ПП определяется, как разность площади поперечного сечения газохода и суммарной площади труб первого ряда ПП, м:

$$F_{\text{нр}} = f - m_{\text{1тр}} \cdot m_{\text{сек}} \cdot (d_{\text{нар}} \cdot l_{\text{тр}} + 2 \cdot \frac{l_{\text{тр}}}{b_{\text{реб}}} \cdot h_{\text{реб}} \cdot \delta_{\text{реб}}) \quad (145)$$

$$F_{\text{нр}} = 56,25 - 16 \cdot 3 \cdot (0,04 \cdot 15 + 2 \cdot \frac{15}{0,005} \cdot 0,009 \cdot 0,001) = 24,14 \quad (146)$$

Скорость газов в межтрубном пространстве ПП высокого и низкого давления:

$$\omega_{\text{с}}^{\text{вд}} = \frac{G_{\text{с}} \cdot V_{\text{с}} \cdot (\theta_{\text{нп.ср}}^{\text{вд}} + 273)}{F_{\text{нр}} \cdot 273}, \quad (147)$$

$$\omega_{\text{с}}^{\text{нд}} = \frac{G_{\text{с}} \cdot V_{\text{с}} \cdot (\theta_{\text{нп.ср}}^{\text{нд}} + 273)}{F_{\text{нр}} \cdot 273} \quad (148)$$

Массовая энтальпия газов после ПП высокого давления:

$$I_1^{6\partial} = \frac{(G_z \cdot I_d - Q_{nn}^{6\partial})}{G_z} = \frac{(232,46 \cdot 507,8 - 14164,41)}{232,46} = 446,87, \quad (149)$$

где  $I_d$  -энтальпия газов за турбиной (49), кДж/кг

Зададимся температурой газов после ПП  $\theta_1^{nn.6\partial} = 414^\circ C$

Теплоемкости компонентов при температуре  $\theta_1^{nn.6\partial}$ , кДж/(м<sup>3</sup>·град):

$$c_{RO_2}^{nn.6\partial} = (1,699 + 0,0004798 \cdot \theta_1^{nn.6\partial}) = (1,699 + 0,0004798 \cdot 414) = 1,8976, \quad (150)$$

$$c_{H_2O}^{nn.6\partial} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot \theta_1^{nn.6\partial}) = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 414) = 1,5767, \quad (151)$$

$$c_{N_2}^{nn.6\partial} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot \theta_1^{nn.6\partial}) = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 414) = 1,3257, \quad (152)$$

$$c_{V_0}^{nn.6\partial} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot \theta_1^{nn.6\partial}) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 414) = 1,3363 \quad (153)$$

Массовая теплоемкость газов высокого давления, кДж/(м<sup>3</sup>·град):

$$c_p^{nn.6\partial} = \frac{(r'_{RO_2} \cdot c_{RO_2}^{nn.6\partial} + r'_{H_2O} \cdot c_{H_2O}^{nn.6\partial} + r'_{N_2} \cdot c_{N_2}^{nn.6\partial} + r'_{V_0} \cdot c_{V_0}^{nn.6\partial})}{\rho_\Gamma} \quad (154)$$

$$c_p^{nn.6\partial} = \frac{(0,037 \cdot 1,8976 + 0,0742 \cdot 1,5767 + 0,2251 \cdot 1,3257 + 0,6699 \cdot 1,3363)}{1,2688} = 1,079$$

$$\theta_{nn}^{6\partial} = \frac{I_1^{6\partial}}{c_p^{nn.6\partial}} = \frac{446,87}{1,079} = 414,17 \quad (155)$$

Дальнейшего уточнения  $\theta^{nn.6\partial}$  не требуется.

Массовая энтальпия газов после ПП низкого давления:

$$I_1^{n\partial} = \frac{(G_z \cdot I_{yx}^{6\partial} - Q_{nn}^{n\partial})}{G_z} = \frac{(232,46 \cdot 229,93 - 864,36)}{232,46} = 226,218,, \quad (156)$$

где  $I_{yx}^{6\partial}$  – энтальпия уходящих газов высокого давления (92), кДж/кг;

Зададимся температурой газов после ПП  $\theta_1^{nn.n\partial} = 214^\circ C$

Теплоемкости компонентов при температуре  $\theta_1^{nn.\text{н}\partial}$ , кДж/(м<sup>3</sup>·град):

$$c_{RO_2}^{nn.\text{н}\partial} = (1,699 + 0,0004798 \cdot \theta_1^{nn.\text{н}\partial}) = (1,699 + 0,0004798 \cdot 214) = 1,8017, \quad (157)$$

$$c_{H_2O}^{nn.\text{н}\partial} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot \theta_1^{nn.\text{н}\partial}) = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 214) = 1,5268, \quad (158)$$

$$c_{N_2}^{nn.\text{н}\partial} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot \theta_1^{nn.\text{н}\partial}) = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 214) = 1,3036, \quad (159)$$

$$c_{V_0}^{nn.\text{н}\partial} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot \theta_1^{nn.\text{н}\partial}) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 214) = 1,3123 \quad (160)$$

Массовая теплоемкость газов низкого давления, кДж/(м<sup>3</sup>·град):

$$c_p^{nn.\text{н}\partial} = \frac{(r'_{RO_2} \cdot c_{RO_2}^{nn.\text{н}\partial} + r'_{H_2O} \cdot c_{H_2O}^{nn.\text{н}\partial} + r'_{N_2} \cdot c_{N_2}^{nn.\text{н}\partial} + r'_{V_0} \cdot c_{V_0}^{nn.\text{н}\partial})}{\rho_\Gamma} \quad (161)$$

$$c_p^{nn.\text{н}\partial} = \frac{(0,037 \cdot 1,8017 + 0,0742 \cdot 1,5268 + 0,2251 \cdot 1,3036 + 0,6699 \cdot 1,3123)}{1,2688} = 1,0571$$

$$\theta_{nn}^{\text{н}\partial} = \frac{I_1^{\text{н}\partial}}{c_p^{nn.\text{н}\partial}} = \frac{226,218}{1,0571} = 213,9 \quad (162)$$

Дальнейшего уточнения  $\theta^{nn.\text{н}\partial}$  не требуется.

Средние температуры газов после ПП высокого и низкого давления:

$$\theta_{nn.\text{ср}}^{\text{с}\partial} = \frac{(t_d + \theta^{nn.\text{с}\partial})}{2} = \frac{(494,15 + 414,17)}{2} = 454,16, \quad (163)$$

$$\theta_{nn.\text{ср}}^{\text{н}\partial} = \frac{(\theta^{\text{ух.с}\partial} + \theta^{nn.\text{н}\partial})}{2} = \frac{(217,4375 + 213,9)}{2} = 215,717, \quad (164)$$

где  $\theta^{\text{ух.с}\partial}$  -температура уходящих газов (98).

По формулам (147) и (148) определим скорость газов в межтрубном пространстве ПП высокого и низкого давления, м/с:

$$\omega_z^{\text{с}\partial} = \frac{232,46 \cdot 0,7881 \cdot (454,16 + 273)}{24,14 \cdot 273} = 20,2,$$

$$\omega_z^{nd} = \frac{232,46 \cdot 0,7881 \cdot (215,717 + 273)}{24,14 \cdot 273} = 13,58$$

Скорость пара в трубках ПП:

$$\omega_n^{6\partial} = \frac{4 \cdot G_n^{6\partial} \cdot v_{cp}^{nn.6\partial}}{2 \cdot \pi \cdot d_{вн}^2 \cdot m_{тр} \cdot m_{секц}}, \quad (165)$$

$$\omega_n^{nd} = \frac{4 \cdot G_n^{nd} \cdot v_{cp}^{nn.nd}}{2 \cdot \pi \cdot d_{вн}^2 \cdot m_{тр} \cdot m_{секц}}, \quad (166)$$

где  $v_{cp}^{nn.6\partial}$  и  $v_{cp}^{nn.nd}$  – удельный объем пара в ПП, определяется по давлению  $P_0^{6\partial}, P_0^{nd}$  и средней температуре в пароперегревателе высокого и низкого давления;

$G_n^{6\partial}, G_n^{nd}$  – расход пара высокого и низкого давления, кг/с;

$m_{тр}$  – число труб в одной секции;

$m_{сек}$  – число секций в одном ряду.

$$t_{cp}^{nn.6\partial} = \frac{(t_0^{6\partial} + t_{эк}^{6\partial})}{2} = \frac{(480 + 301,76)}{2} = 390,88, \quad (166)$$

$$t_{cp}^{nn.nd} = \frac{(t_0^{nd} + t_s^d)}{2} = \frac{(210 + 151,9)}{2} = 180,95 \quad (167)$$

$$\omega_n^{6\partial} = \frac{4 \cdot 23,89 \cdot 0,030675}{2 \cdot \pi \cdot 0,032^2 \cdot 32 \cdot 3} = 4,64,$$

$$\omega_n^{6\partial} = \frac{4 \cdot 7,43 \cdot 0,335608}{2 \cdot \pi \cdot 0,032^2 \cdot 32 \cdot 3} = 15,79$$

#### Определение поверхности теплообмена одной секции [4]

Площадь поверхности гладкой трубы, м<sup>2</sup>:

$$F_{эл.тр.} = \pi \cdot d_n \cdot l_{тр}, \quad (168)$$

где  $d_n$  – наружный диаметр трубы, м:

$$d_n = d_{вн} + 2 \cdot \delta_{тр} = 0,032 + 2 \cdot 0,004 = 0,04 \quad (169)$$



$$F_{\text{эл.тр.}} = \pi \cdot 0,04 \cdot 15 = 1,885$$

Площадь боковых поверхностей ребра, м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{реб}} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[ (d_n + 2 \cdot h_{\text{реб}})^2 - d_n^2 \right] \quad (170)$$

$$F_{\text{реб}} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[ (0,04 + 2 \cdot 0,009)^2 - 0,04^2 \right] = 0,0028$$

Площадь внутренней торцевой поверхности ребра, м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{вн.реб}} = \pi \cdot d_n \cdot \delta_{\text{реб}} = \pi \cdot 0,04 \cdot 0,001 = 0,000126 \quad (171)$$

Площадь наружной торцевой поверхности ребра, м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{н.реб}} = \pi \cdot (d_n + 2 \cdot h_{\text{реб}}) \cdot \delta_{\text{реб}} = \pi \cdot (0,04 + 2 \cdot 0,009) \cdot 0,001 = 0,000182 \quad (172)$$

Площадь поверхности теплообмена одной оребренной трубы, м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{эл.тр}} + (F_{\text{реб}} + F_{\text{н.реб}} - F_{\text{вн.реб}}) \cdot \frac{l_{\text{тр}}}{b_{\text{реб}}} \quad (173)$$

$$F_{\text{тр}} = 1,885 + (0,0028 + 0,000182 - 0,000126) \cdot \frac{15}{0,005} = 10,36$$

Площадь поверхности теплообмена одной секции (двух рядов труб), м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{сек}} = F_{\text{тр}} \cdot m_{\text{тр}} = 10,36 \cdot 32 = 331,52 \quad (174)$$

### **Определение поверхности теплообмена пароперегревателей [4]**

Среднелогарифмический температурный напор:

$$\Delta t_{\text{nn}}^{\text{сд}} = \frac{\Delta t_{\text{с}}^{\text{сд}} - \Delta t_{\text{м}}^{\text{сд}}}{\ln \left( \frac{\Delta t_{\text{с}}^{\text{сд}}}{\Delta t_{\text{м}}^{\text{сд}}} \right)}, \quad (175)$$

$$\Delta t_{nn}^{n\partial} = \frac{\Delta t_{\partial}^{n\partial} - \Delta t_{\mathcal{M}}^{n\partial}}{\ln \left( \frac{\Delta t_{\partial}^{n\partial}}{\Delta t_{\mathcal{M}}^{n\partial}} \right)}, \quad (176)$$

где  $\Delta t_{\mathcal{M}}^{e\partial}, \Delta t_{\mathcal{M}}^{n\partial}$  -меньшая разность температур между теплоносителями;  
 $\Delta t_{\partial}^{e\partial}, \Delta t_{\partial}^{n\partial}$  -большая разность температур.

Для ПП высокого и низкого давления:

$$\Delta t_{\mathcal{M}}^{e\partial} = \theta_d - t_0^{e\partial} = 494,15 - 480 = 14,15,$$

$$\Delta t_{\partial}^{e\partial} = \theta_{nn}^{e\partial} - t_{\text{эк}}^{e\partial} = 414,17 - 301,76 = 112,41,$$

$$\Delta t_{\mathcal{M}}^{n\partial} = \theta_{yx}^{e\partial} - t_0^{n\partial} = 217,43 - 210 = 7,43,$$

$$\Delta t_{\partial}^{n\partial} = \theta_{nn}^{n\partial} - t_s^{\partial} = 213,9 - 151,9 = 62,$$

$$\Delta t_{nn}^{e\partial} = \frac{112,41 - 14,15}{\ln \left( \frac{112,41}{14,15} \right)} = 47,41, \quad (177)$$

$$\Delta t_{nn}^{n\partial} = \frac{62 - 7,43}{\ln \left( \frac{62}{7,43} \right)} = 25,75 \quad (178)$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке трубы при поперечном обтекании и шахматном расположении труб, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\alpha_1^{e\partial} = \frac{\lambda_z^{e\partial}}{d_n} \left( \frac{\omega_z^{e\partial} \cdot d_n}{\nu_z^{e\partial}} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}_z^{e\partial 0,33} \cdot C_z \cdot C_s, \quad (179)$$

$$\alpha_1^{n\partial} = \frac{\lambda_z^{n\partial}}{d_n} \left( \frac{\omega_z^{n\partial} \cdot d_n}{\nu_z^{n\partial}} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}_z^{n\partial 0,33} \cdot C_z \cdot C_s, \quad (180)$$

где  $\omega_z$  - скорость газов в ПП высокого и низкого давления, (147),(148), м/с;  
 $\lambda_z$  -теплопроводность газов, Вт/(м·К);  
 $\nu_z$ - кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с;

$Pr_2$  - число Прандтля для газов;

$C_s$ -поправка на компоновку пучка труб, определяется в зависимости от относительных шагов (поперечного  $\sigma_1 = \frac{s_1}{d_n}$  и продольного  $\sigma_2 = \frac{s_2}{d_n}$ ) и параметра  $\varphi_\sigma$ .

Значения параметров  $\lambda_2$ ,  $\nu_2$ ,  $Pr_2$  принимаются по таблице 1 при средней температуре газов в ПП высокого и низкого давления, (163),(164);

Таблица 1 – Теплофизические свойства дымовых газов среднего состава [4]

Температура t, °C	Коэффициент теплопроводности $\lambda$ , Вт/(м·град)	Коэффициент кинематической вязкости $\nu$ , м <sup>2</sup> /с	Критерий Прандтля, $Pr$
0	0,023	$12,2 \cdot 10^{-6}$	0,72
100	0,031	$21,5 \cdot 10^{-6}$	0,69
200	0,040	$32,8 \cdot 10^{-6}$	0,67
300	0,048	$45,8 \cdot 10^{-6}$	0,65
400	0,057	$60,4 \cdot 10^{-6}$	0,64
500	0,066	$76,3 \cdot 10^{-6}$	0,63
600	0,074	$93,6 \cdot 10^{-6}$	0,62
700	0,083	$112 \cdot 10^{-6}$	0,61
800	0,091	$132 \cdot 10^{-6}$	0,60
900	0,100	$152 \cdot 10^{-6}$	0,59
1000	0,109	$174 \cdot 10^{-6}$	0,58
1100	0,117	$197 \cdot 10^{-6}$	0,57
1200	0,126	$221 \cdot 10^{-6}$	0,56

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d_n} = \frac{0,072}{0,04} = 1,8, \quad (181)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d_n} = \frac{0,085}{0,04} = 1,125, \quad (182)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2 - 1}}, \quad (183)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{1,8 - 1}{\sqrt{0,25 \cdot 1,8^2 + 1,125^2 - 1}} = 0,3846$$

Так как  $\varphi_\sigma$  попадает в диапазон  $0,1 < \varphi_\sigma \leq 1,7$ , то поправка на компоновку пучка труб:

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,34 \cdot 0,3846^{0,1} = 0,309 \quad (184)$$

Число рядов труб по ходу газов в первом приближении  $z_2 = 4$ . Отсюда поправка на число рядов труб по ходу газов:

$$C_z = 3,12 \cdot z_2^{0,05} - 2,5 = 3,12 \cdot 4^{0,05} - 2,5 = 0,8439 \quad (185)$$

$$\lambda_z^{e\partial} = 0,062;$$

$$\nu_z^{e\partial} = 68,425 \cdot 10^{-6};$$

$$Pr_z^{e\partial} = 0,6375;$$

$$\lambda_z^{n\partial} = 0,041;$$

$$\nu_z^{n\partial} = 33,5 \cdot 10^{-6};$$

$$Pr_z^{n\partial} = 0,66$$

Исходя из полученных данных, по формулам (179), (180) находим коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке трубы, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\alpha_1^{e\partial} = \frac{0,062}{0,04} \left( \frac{20,2 \cdot 0,04}{68,425 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,6375^{0,33} \cdot 0,8439 \cdot 0,309 = 96,71,$$

$$\alpha_1^{n\partial} = \frac{0,041}{0,04} \left( \frac{13,581 \cdot 0,04}{33,5 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,66^{0,33} \cdot 0,8439 \cdot 0,309 = 78,24$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от стенки к пару, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\alpha_2^{e\partial} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_n^{e\partial}}{d_{en}} \left( \frac{\omega_n^{e\partial} \cdot d_{en}}{\nu_n^{e\partial}} \right)^{0,8} \cdot Pr_n^{e\partial 0,4} \quad (186)$$

$$\alpha_2^{n\partial} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_n^{n\partial}}{d_{en}} \left( \frac{\omega_n^{n\partial} \cdot d_{en}}{\nu_n^{n\partial}} \right)^{0,8} \cdot Pr_n^{n\partial 0,4} \quad (187)$$

где  $\omega_n$  - скорость пара в трубах, м/с;  
 $\lambda_n$  - теплопроводность пара в ПП, Вт/(м·К);  
 $\nu_n$  - кинематическая вязкость пара, м<sup>2</sup>/с;  
 $Pr_n$  - число Прандтля для пара.

Значения параметров  $\lambda_n$ ,  $\nu_n$ ,  $Pr_n$  принимаются по таблице 1 при средней температуре пара в пароперегревателе:

$$t_{nn}^{\varepsilon\partial, cp} = \frac{(t_0^{\varepsilon\partial} + t_{\varepsilon\kappa}^{\varepsilon\partial})}{2} = \frac{(480 + 301,76)}{2} = 390,88, \quad (188)$$

$$t_{nn}^{h\partial, cp} = \frac{(t_0^{h\partial} + t_s^{\partial})}{2} = \frac{(210 + 151,9)}{2} = 180,95 \quad (189)$$

$$\lambda_n^{\varepsilon\partial} = 0,056;$$

$$\nu_n^{\varepsilon\partial} = 58,6 \cdot 10^{-6};$$

$$\text{Pr}_n^{\varepsilon\partial} = 0,64;$$

$$\lambda_n^{h\partial} = 0,0364;$$

$$\nu_n^{h\partial} = 28,28 \cdot 10^{-6};$$

$$\text{Pr}_n^{h\partial} = 0,678$$

Исходя из полученных данных, по формулам (186), (187) находим коэффициент теплоотдачи конвекцией от стенки к пару, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\alpha_2^{\varepsilon\partial} = 0,023 \cdot \frac{0,056}{0,032} \left( \frac{4,64 \cdot 0,032}{58,6 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,64^{0,4} = 17,48,$$

$$\alpha_2^{h\partial} = 0,023 \cdot \frac{0,0364}{0,032} \left( \frac{13,581 \cdot 0,032}{28,28 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,678^{0,4} = 56,48$$

Коэффициент теплопередачи ПП высокого и низкого давления, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$k_{nn}^{\varepsilon\partial} = \frac{\alpha_1^{\varepsilon\partial}}{1 + \frac{\alpha_1^{\varepsilon\partial}}{\alpha_2^{\varepsilon\partial}}} = \frac{96,71}{1 + \frac{96,71}{17,48}} = 14,78, \quad (190)$$

$$k_{nn}^{h\partial} = \frac{\alpha_1^{h\partial}}{1 + \frac{\alpha_1^{h\partial}}{\alpha_2^{h\partial}}} = \frac{78,24}{1 + \frac{78,24}{56,48}} = 32,28 \quad (191)$$

Площадь поверхности теплообмена ПП высокого и низкого давления, м<sup>2</sup>:

$$F_{nn}^{\varepsilon\partial} = \frac{Q_{nn}^{\varepsilon\partial} \cdot 10^3}{k_{nn}^{\varepsilon\partial} \cdot \Delta t_{nn}^{\varepsilon\partial}} = \frac{14164,41 \cdot 10^3}{14,78 \cdot 47,41} = 20210,87, \quad (192)$$

$$F_{nn}^{н\partial} = \frac{Q_{nn}^{н\partial} \cdot 10^3}{k_{nn}^{н\partial} \cdot \Delta t_{nn}^{н\partial}} = \frac{864,36 \cdot 10^3}{32,28 \cdot 25,75} = 1039,48$$

где  $Q_{nn}^{в\partial}, Q_{nn}^{н\partial}$  – тепловая нагрузка ПП высокого и низкого давления, определена в тепловом расчете.

Общее число труб ПП высокого и низкого давления, шт.:

$$z_{nn}^{в\partial} = \frac{F_{nn}^{в\partial}}{F_{тр}} = \frac{20210,87}{10,36} = 1949, \quad (193)$$

$$z_{nn}^{н\partial} = \frac{F_{nn}^{н\partial}}{F_{тр}} = \frac{1039,48}{10,36} = 100 \quad (194)$$

Число рядов секций ПП по ходу газов, шт.:

$$z_2^{секц.в\partial} = \frac{F_{nn}^{в\partial}}{F_{сек} \cdot m_{сек}} = \frac{20210,87}{331,52 \cdot 3} = 20, \quad (195)$$

$$z_2^{секц.н\partial} = \frac{F_{nn}^{н\partial}}{F_{сек} \cdot m_{сек}} = \frac{1039,48}{331,52 \cdot 3} = 1 \quad (196)$$

где  $m_{сек}$  – число секций в одном ряду ПП. Число рядов секций округляется до ближайшего целого.

Число рядов труб ПП по ходу газов, шт.:

$$z_2^{в\partial} = z_2^{секц.в\partial} \cdot 2 = 20 \cdot 2 = 40 \quad (197)$$

$$z_2^{н\partial} = z_2^{секц.н\partial} \cdot 2 = 1 \cdot 2 = 2 \quad (198)$$

### **Определение поверхности теплообмена испарительной части [4]**

Среднелогарифмический напор испарителя высокого и низкого давления:

$$\Delta t_M^{в\partial} = \theta_{эк}^{в\partial} - t_{эк}^{в\partial} = 311,76 - 301,76 = 10,$$

$$\Delta t_O^{в\partial} = \theta_{nn}^{в\partial} - t_{эк}^{в\partial} = 414,17 - 301,76 = 112,41,$$

$$\Delta t_M^{н\partial} = \theta^{ГПК} - t_s^\partial = 161,9 - 151,9 = 10,$$

$$\Delta t_{\delta}^{n\partial} = \theta_{nn}^{n\partial} - t_s^{\partial} = 213,9 - 151,9 = 62,$$

$$\Delta t_u^{e\partial} = \frac{112,41 - 10}{\ln\left(\frac{112,41}{10}\right)} = 42,32,$$

$$\Delta t_u^{n\partial} = \frac{62 - 10}{\ln\left(\frac{62}{10}\right)} = 28,52$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке трубы при поперечном обтекании и шахматном расположении труб, Вт/(м<sup>2</sup>·К),:

$$\alpha_1^{e\partial} = \frac{\lambda_z^{e\partial}}{d_n} \left( \frac{\omega_z^{e\partial} \cdot d_n}{\nu_z^{e\partial}} \right)^{0,6} \cdot Pr_z^{e\partial 0,33} \cdot C_z \cdot C_s,$$

$$\alpha_1^{n\partial} = \frac{\lambda_z^{n\partial}}{d_n} \left( \frac{\omega_z^{n\partial} \cdot d_n}{\nu_z^{n\partial}} \right)^{0,6} \cdot Pr_z^{n\partial 0,33} \cdot C_z \cdot C_s,$$

где  $\omega_z$  - скорость газов в испарителе высокого и низкого давления, м/с;

$\lambda_z$  - теплопроводность газов, Вт/(м·К);

$\nu_z$  - кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с;

$Pr_z$  - число Прандтля для газов;

$C_s$  - поправка на компоновку пучка труб, (184);

$C_z$  - поправка на число рядов труб по ходу газов.

Значения параметров  $\lambda_z$ ,  $\nu_z$ ,  $Pr_z$  принимаются по таблице 1 при средней температуре газов в испарителе высокого и низкого давления,  $\theta_u^{e\partial.cp}$ ,  $\theta_u^{n\partial.cp}$ ;

$$\theta_u^{e\partial.cp} = \frac{(\theta_{nn}^{e\partial} + \theta_{эк}^{e\partial})}{2} = \frac{(414,17 + 311,76)}{2} = 362,965, \quad (199)$$

$$\theta_u^{n\partial.cp} = \frac{(\theta_{nn}^{n\partial} + \theta^{ГПК})}{2} = \frac{(214 + 161,9)}{2} = 187,94 \quad (200)$$

Скорость газа в испарителе, м/с:

$$\omega_z^{исп.e\partial} = G_z \cdot V_z \cdot \frac{(\theta_u^{e\partial.cp} + 273)}{F_{np} \cdot 273} \quad (201)$$

$$\omega_{\varepsilon}^{исп.нд} = G_{\varepsilon} \cdot V_{\varepsilon} \cdot \frac{(\theta_u^{нд.ср} + 273)}{F_{np} \cdot 273} \quad (202)$$

где  $G_{\varepsilon}$  -расход газов, определяемый в тепловом расчете ГТУ (80), кг/с;

$V_{\varepsilon}=1/\rho_{\varepsilon}$ -объем газа, м<sup>3</sup>/кг;

$F_{np}$  -площадь проходного сечения котла для газов (146).

$$\omega_{\varepsilon}^{исп.вод} = 232,46 \cdot 0,7881 \cdot \frac{(362,965 + 273)}{24,14 \cdot 273} = 17,67,$$

$$\omega_{\varepsilon}^{исп.нд} = 232,46 \cdot 0,7881 \cdot \frac{(187,94 + 273)}{24,14 \cdot 273} = 12,8$$

$$\lambda_{\varepsilon}^{вод} = 0,055 ;$$

$$\nu_{\varepsilon}^{вод} = 58,21 \cdot 10^{-6} ;$$

$$Pr_{\varepsilon}^{вод} = 0,6415 ;$$

$$\lambda_{\varepsilon}^{нд} = 0,0386 ;$$

$$\nu_{\varepsilon}^{нд} = 31,105 \cdot 10^{-6} ;$$

$$Pr_{\varepsilon}^{нд} = 0,673$$

Исходя из полученных данных, по формулам (179), (180) находим коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке трубы, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\alpha_1^{вод} = \frac{0,055}{0,04} \left( \frac{17,67 \cdot 0,04}{58,21 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,6415^{0,33} \cdot 0,8439 \cdot 0,309 = 88,44,$$

$$\alpha_1^{нд} = \frac{0,0386}{0,04} \left( \frac{12,8 \cdot 0,04}{31,105 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,673^{0,33} \cdot 0,8439 \cdot 0,309 = 74,93$$

Коэффициентом теплоотдачи конвекцией от стенки к пароводяному рабочему телу  $\alpha_2$  можно пренебречь, т.к. в испарителе происходит процесс кипения воды, при котором коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$  очень велик и значение термического сопротивления  $1/\alpha_2$  стремится к нулю.

Коэффициент теплопередачи испарителя высокого и низкого давления, Вт/м<sup>2</sup>·К:



$$k_{исп}^{\partial} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^{\partial}} + \frac{\delta_{тр}}{\lambda_{\mathcal{M}}^{\partial}}}, \quad (203)$$

$$k_{исп}^{н\partial} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^{н\partial}} + \frac{\delta_{тр}}{\lambda_{\mathcal{M}}^{н\partial}}}, \quad (204)$$

где  $\delta_{тр}$  – толщина стенки трубы, м;  
 $\lambda_{\mathcal{M}}$  – коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м·К). Для стали 20:

$$\lambda_{\mathcal{M}} = 50,6 - 0,0263 \cdot (t_{cp}^{cm} - 100) \quad (205)$$

где  $t_{cp}^{cm}$  – средняя температура стенки, °С:

$$t_{cp}^{cm.\partial} = \frac{(\theta_u^{\partial.cp} + t_{\partial}^{\partial})}{2} = \frac{(362,965 + 301,76)}{2} = 332,36, \quad (206)$$

$$t_{cp}^{cm.н\partial} = \frac{(\theta_u^{н\partial.cp} + t_s^{\partial})}{2} = \frac{(187,94 + 151,9)}{2} = 169,92, \quad (207)$$

$$\lambda_{\mathcal{M}}^{\partial} = 50,6 - 0,0263 \cdot (332,36 - 100) = 44,48,$$

$$\lambda_{\mathcal{M}}^{н\partial} = 50,6 - 0,0263 \cdot (169,92 - 100) = 48,761$$

Исходя из полученных данных, найдем коэффициент теплопередачи испарителя высокого и низкого давления по формулам (203), (204):

$$k_{исп}^{\partial} = \frac{1}{\frac{1}{88,44} + \frac{0,004}{44,48}} = 87,75,$$

$$k_{исп}^{н\partial} = \frac{1}{\frac{1}{74,93} + \frac{0,004}{48,761}} = 74,47$$

Площадь поверхности теплообмена испарителя высокого и низкого давления, м<sup>2</sup>:

$$F_{исп}^{вд} = \frac{Q_{исп}^{вд} \cdot 10^3}{k_{исп}^{вд} \cdot \Delta t_u^{вд}} = \frac{33254,84 \cdot 10^3}{87,75 \cdot 42,32} = 8953,54, \quad (208)$$

$$F_{исп}^{нд} = \frac{Q_{исп}^{нд} \cdot 10^3}{k_{исп}^{нд} \cdot \Delta t_u^{нд}} = \frac{15500,95 \cdot 10^3}{74,47 \cdot 28,52} = 7295,51$$

где  $Q_{исп}^{вд}, Q_{исп}^{нд}$  – тепловая нагрузка испарителя высокого и низкого давления, определена в тепловом расчете.

Общее число труб испарителя высокого и низкого давления, шт.:

$$z_{исп}^{вд} = \frac{F_{исп}^{вд}}{F_{тр}} = \frac{8953,54}{10,36} = 864, \quad (209)$$

$$z_{исп}^{нд} = \frac{F_{исп}^{нд}}{F_{тр}} = \frac{7295,51}{10,36} = 704 \quad (210)$$

Число рядов секций испарителя по ходу газов, шт.:

$$z_2^{секц.вд} = \frac{F_{исп}^{вд}}{F_{сек} \cdot m_{сек}} = \frac{8953,54}{331,52 \cdot 3} = 9, \quad (211)$$

$$z_2^{секц.нд} = \frac{F_{исп}^{нд}}{F_{сек} \cdot m_{сек}} = \frac{7295,51}{331,52 \cdot 3} = 7 \quad (212)$$

где  $m_{сек}$  – число секций в одном ряду испарителя. Число рядов секций округляется до ближайшего целого.

Число рядов труб испарителя по ходу газов, шт.:

$$z_2^{вд} = z_2^{секц.вд} \cdot 2 = 9 \cdot 2 = 18 \quad (213)$$

$$z_2^{нд} = z_2^{секц.нд} \cdot 2 = 7 \cdot 2 = 14$$

### **Определение поверхности теплообмена экономайзера [4]**

Среднелогарифмический напор экономайзера высокого и низкого давления:

$$\Delta t_m^{вд} = \theta_{эк}^{вд} - t_{эк}^{вд} = 311,76 - 301,76 = 10,$$

$$\Delta t_{\delta}^{6\partial} = \theta_{yx}^{6\partial} - t_s^{\partial} = 217,43 - 151,9 = 65,53,$$

$$\Delta t_M^{H\partial} = \theta^{ГПК} - t_s^{\partial} = 161,9 - 151,9 = 10,$$

$$\Delta t_{\delta}^{H\partial} = \theta_{yx}^{H\partial} - 60 = 81,3 - 60 = 21,3,$$

$$\Delta t_{\varepsilon\kappa}^{6\partial} = \frac{65,53 - 10}{\ln\left(\frac{65,53}{10}\right)} = 29,54,$$

$$\Delta t_{\varepsilon\kappa}^{H\partial} = \frac{21,3 - 10}{\ln\left(\frac{21,3}{10}\right)} = 14,94$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке трубы при поперечном обтекании и шахматном расположении труб, Вт/(м<sup>2</sup>·К),:

$$\alpha_1^{6\partial} = \frac{\lambda_z^{6\partial}}{d_H} \left( \frac{\omega_z^{6\partial} \cdot d_H}{\nu_z^{6\partial}} \right)^{0,6} \cdot Pr_z^{6\partial 0,33} \cdot C_z \cdot C_s,$$

$$\alpha_1^{H\partial} = \frac{\lambda_z^{H\partial}}{d_H} \left( \frac{\omega_z^{H\partial} \cdot d_H}{\nu_z^{H\partial}} \right)^{0,6} \cdot Pr_z^{H\partial 0,33} \cdot C_z \cdot C_s,$$

где  $\omega_z$  - скорость газов в экономайзере высокого и низкого давления, м/с;

$\lambda_z$  - теплопроводность газов, Вт/(м·К);

$\nu_z$  - кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с;

$Pr_z$  - число Прандтля для газов;

$C_s$  - поправка на компоновку пучка труб, (184);

$C_z$  - поправка на число рядов труб по ходу газов.

Значения параметров  $\lambda_z$ ,  $\nu_z$ ,  $Pr_z$  принимаются по таблице 1 при средней температуре газов в испарителе высокого и низкого давления,  $\theta_{\varepsilon\kappa}^{6\partial.cp}$ ,  $\theta_{\varepsilon\kappa}^{H\partial.cp}$ ;

$$\theta_{\varepsilon\kappa}^{6\partial.cp} = \frac{(\theta_{\varepsilon\kappa}^{6\partial} + \theta_{yx}^{6\partial})}{2} = \frac{(311,76 + 217,43)}{2} = 264,6, \quad (214)$$

$$\theta_{\varepsilon\kappa}^{H\partial.cp} = \frac{(\theta^{ГПК} + \theta_{yx}^{H\partial})}{2} = \frac{(161,9 + 81,3)}{2} = 121,6 \quad (215)$$

Скорость газа в экономайзере, м/с:

$$\omega_2^{\text{эк.вд}} = G_2 \cdot V_2 \cdot \frac{(\theta_{\text{эк}}^{\text{вд.ср}} + 273)}{F_{\text{пр}} \cdot 273} \quad (216)$$

$$\omega_2^{\text{эк.нд}} = G_2 \cdot V_2 \cdot \frac{(\theta_{\text{эк}}^{\text{нд.ср}} + 273)}{F_{\text{пр}} \cdot 273} \quad (217)$$

где  $G_2$  -расход газов, определяемый в тепловом расчете ГТУ (80), кг/с;

$V_2=1/\rho_2$ -объем газа, м<sup>3</sup>/кг;

$F_{\text{пр}}$  -площадь проходного сечения котла для газов (146).

$$\omega_2^{\text{эк.вд}} = 232,46 \cdot 0,7881 \cdot \frac{(264,6 + 273)}{24,14 \cdot 273} = 14,93,$$

$$\omega_2^{\text{эк.нд}} = 232,46 \cdot 0,7881 \cdot \frac{(121,6 + 273)}{24,14 \cdot 273} = 10,96$$

$$\lambda_2^{\text{вд}} = 0,0438 ;$$

$$\nu_2^{\text{вд}} = 39,04 \cdot 10^{-6} ;$$

$$\text{Pr}_2^{\text{вд}} = 0,6604 ;$$

$$\lambda_2^{\text{нд}} = 0,0347 ;$$

$$\nu_2^{\text{нд}} = 26,246 \cdot 10^{-6} ;$$

$$\text{Pr}_2^{\text{нд}} = 0,6816$$

Исходя из полученных данных, по формулам (179), (180) находим коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке трубы, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\alpha_1^{\text{вд}} = \frac{0,0438}{0,04} \left( \frac{14,93 \cdot 0,04}{39,04 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,6604^{0,33} \cdot 0,8439 \cdot 0,309 = 80,82,$$

$$\alpha_1^{\text{нд}} = \frac{0,0347}{0,04} \left( \frac{10,96 \cdot 0,04}{26,246 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,6816^{0,33} \cdot 0,8439 \cdot 0,309 = 68,304$$

Коэффициент теплопередачи экономайзера высокого и низкого давления, Вт/м<sup>2</sup>·К:

$$k_{\text{эк}}^{\text{вд}} = \alpha_1^{\text{вд}} = 80,82,$$

$$k_{\text{эк}}^{\text{нд}} = \alpha_1^{\text{нд}} = 68,304$$

Площадь поверхности теплообмена экономайзера высокого и низкого давления, м<sup>2</sup>:

$$F_{\text{эк}}^{\text{вд}} = \frac{Q_{\text{эк}}^{\text{вд}} \cdot 10^3}{k_{\text{эк}}^{\text{вд}} \cdot \Delta t_{\text{эк}}^{\text{вд}}} = \frac{17173,14 \cdot 10^3}{80,82 \cdot 29,54} = 7192,17, \quad (218)$$

$$F_{\text{эк}}^{\text{нд}} = \frac{Q_{\text{эк}}^{\text{нд}} \cdot 10^3}{k_{\text{эк}}^{\text{нд}} \cdot \Delta t_{\text{эк}}^{\text{нд}}} = \frac{13754,55 \cdot 10^3}{68,304 \cdot 14,94} = 13472,65 \quad (219)$$

где  $Q_{\text{эк}}^{\text{вд}}, Q_{\text{эк}}^{\text{нд}}$  – тепловая нагрузка испарителя высокого и низкого давления, определена в тепловом расчете.

Общее число труб экономайзера высокого и низкого давления, шт.:

$$z_{\text{эк}}^{\text{вд}} = \frac{F_{\text{эк}}^{\text{вд}}}{F_{\text{тр}}} = \frac{7192,17}{10,36} = 694, \quad (220)$$

$$z_{\text{эк}}^{\text{нд}} = \frac{F_{\text{эк}}^{\text{нд}}}{F_{\text{тр}}} = \frac{13472,65}{10,36} = 1300 \quad (221)$$

Число рядов секций экономайзера по ходу газов, шт.:

$$z_2^{\text{секц.вд}} = \frac{F_{\text{эк}}^{\text{вд}}}{F_{\text{сек}} \cdot m_{\text{сек}}} = \frac{7192,17}{331,52 \cdot 3} = 7, \quad (222)$$

$$z_2^{\text{секц.нд}} = \frac{F_{\text{эк}}^{\text{нд}}}{F_{\text{сек}} \cdot m_{\text{сек}}} = \frac{13472,65}{331,52 \cdot 3} = 13 \quad (223)$$

где  $m_{\text{сек}}$  – число секций в одном ряду экономайзера. Число рядов секций округляется до ближайшего целого.

Число рядов труб экономайзера по ходу газов, шт.:

$$z_2^{\text{вд}} = z_2^{\text{секц.вд}} \cdot 2 = 7 \cdot 2 = 14, \quad (224)$$

$$z_2^{\text{нд}} = z_2^{\text{секц.нд}} \cdot 2 = 13 \cdot 2 = 26$$

На листе 2 графической части бакалаврской работы представлен продольный разрез котла-утилизатора.

### 1.5 Укрупненный расчет паровой турбины

Расчет внутреннего относительного КПД паровой турбины проводится по приближенным формулам в два этапа [2]. Сначала определим КПД части высокого давления (до смешения с потоком пара из контура низкого давления КУ)  $\eta_{0i}^{\partial}$ , а также параметры потока пара на входе в камеру смешения; затем параметры пара в камере смешения и рассчитаем внутренний относительный КПД  $\eta_{0i}^{h\partial}$  части низкого давления (от камеры смешения до конденсатора). Процесс расширения пара в турбине в  $h-s$  диаграмме показан на рисунке 6. Пусть паровая турбина выполнена с дроссельным парораспределением, тогда КПД  $\eta_{0i}^{\partial}$  ЧВД можно оценить по приближенной эмпирической формуле из [10] для группы ступеней малой веерности:

$$\eta_{0i}^{ЧВД} = \left( 0,92 - \frac{0,2}{(G_n^{\partial} \cdot v_{cp}^{ЧВД})} \right) \cdot \left( \frac{1 + (H_0^{ЧВД} - 7 \cdot 10^2)}{2 \cdot 10^4} \right) \cdot k_{вл}, \quad (225)$$

где  $H_0^{ЧВД} = 651,3$  кДж/кг – располагаемый теплоперепад группы ступеней;  
 $G_n^{\partial}$  – расход пара высокого давления (82), кг/с;  
 $k_{вл} = 1$  (группа ступеней работает перегретым паром).

Используя  $h-s$ -диаграмму, найдем удельный объем пара на входе в турбину  $v_0^{ЧВД} = 0,038486$  м<sup>3</sup>/кг и удельный объем пара на выходе из ЧВД  $v_z^{ЧВД} = 0,321701$  м<sup>3</sup>/кг. Отсюда средний удельный объем пара, м<sup>3</sup>/кг:

$$v_{cp}^{ЧВД} = (v_0^{ЧВД} \cdot v_z^{ЧВД})^{0,5} = (0,038486 \cdot 0,321701)^{0,5} = 0,1113 \quad (226)$$

Определим давление на входе в ЧВД и ЧНД, бар:

$$P_{ex}^{\partial} = P_0^{\partial} \cdot (1 - \delta P) = 88 \cdot (1 - 0,05) = 83,6, \quad (227)$$

$$P_{ex}^{h\partial} = P_0^{h\partial} \cdot (1 - \delta P) = 6 \cdot (1 - 0,05) = 5,7,$$

где  $\delta P$  – потери на дросселирование пара в турбине.

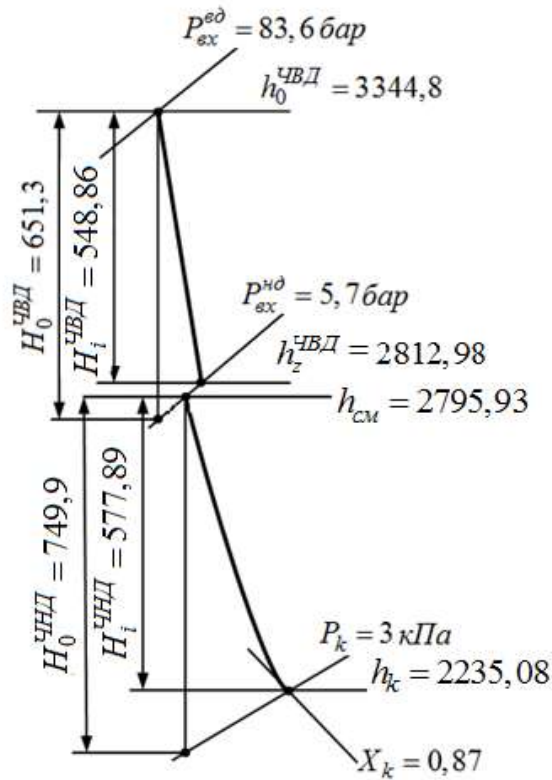


Рисунок 6 – Процесс расширения пара в турбине двух давлений

Найдем КПД  $\eta_{0i}^{\text{ЧВД}}$  ЧВД:

$$\eta_{0i}^{\text{ЧВД}} = \left( 0,92 - \frac{0,2}{(23,89 \cdot 0,1113)} \right) \cdot \left( \frac{1 + (651,3 - 7 \cdot 10^2)}{2 \cdot 10^4} \right) \cdot 1 = 0,8427$$

Действительный теплоперепад, кДж/кг:

$$H_i^{\text{ЧВД}} = H_0^{\text{ЧВД}} \cdot \eta_{0i}^{\text{ЧВД}} = 651,3 \cdot 0,8427 = 548,86 \quad (228)$$

Энтальпия пара на выходе из ЧВД, кДж/кг:

$$h_z^{\text{ЧВД}} = h_0^{\text{ЧВД}} - H_i^{\text{ЧВД}} = 2812,98 \quad (229)$$

Энтальпия пара перед ЦНД определяется как энтальпия смеси пара после ЦВД и пара из контура низкого давления котла-утилизатора, кДж/кг:

$$h_{\text{см}}^{\text{н}} = \frac{(G_n^{\text{e}} \cdot h_z^{\text{ЧВД}} + (G_n^{\text{н}} - G^{\text{e}}) \cdot h_0^{\text{н}})}{(G_n^{\text{e}} + G_n^{\text{н}} - G^{\text{e}})}, \quad (230)$$

где  $G_n^{\text{н}}$  - расход пара низкого давления (108), кг/с;

$G^\partial$  -расход пара на деаэратор (110), кг/с.

$$h_{см}^{н\partial} = \frac{(23,89 \cdot 2812,98 + (7,43 - 0,5756) \cdot 2872,4)}{(23,89 + 7,43 - 0,5756)} = 2795,93$$

Таким образом, пар на входе в ЦНД имеет следующие параметры:  
 $h_{см}^{н\partial} = 2795,93$  кДж/кг,  $P_0^{н\partial} = 5,7$  бар,  $t_0^{н\partial} = 191,65$ .

Для расчета КПД ЦНД воспользуемся эмпирической зависимостью [10]:

$$\eta_{0i}^{ЧНД} = 0,87 \cdot \left( \frac{(H_0^{ЧНД} - 400)}{10^4} \right) + k_{вл}^{ЧНД} - \frac{\Delta H_{вс}}{H_0^{ЧНД}}, \quad (231)$$

где  $H_0^{ЧНД} = 749,9$  кДж/кг – располагаемый теплоперепад ЦНД;

$\Delta H_{вс}$  - потери с выходной скоростью, которые можно определить по графикам (рисунок 7) для стандартных ступеней ЛМЗ.

Расход пара на выходе из ЦНД, кг/с:

$$G_n^{ЧНД} = G_n^{в\partial} + G_n^{н\partial} - G^\partial = 23,89 + 7,43 - 0,5756 = 30,75 \quad (232)$$

Массовый расход на выходе из ЦНД, кг/с:

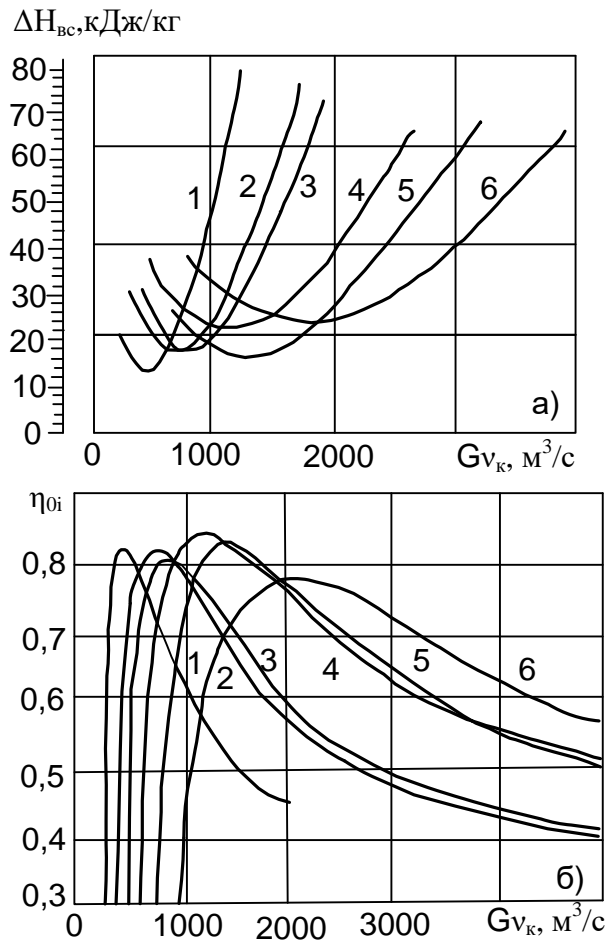
$$G_n^{вых.ЦНД} = G_n^{ЧНД} \cdot v_z^{ЧНД} = 30,75 \cdot 36,654 = 1127,245 \quad (233)$$

Удельный объем пара при давлении  $P_k = 3$  кПа и известных начальных параметрах пара на входе в ЧНД можно определить по  $h-s$ -диаграмме:  
 $v_k = 36,654$  м<sup>3</sup>/кг.

Объемный расход  $G_v = G_{v_k} = G_n^{вых.ЦНД} = 1127,24$  кг/с. Принимаем однопоточную конструкцию ЦНД.

По графикам (рисунок 7), а так же руководствуясь паспортными данными турбины К-40-8,8, [5], где длина рабочей лопатки последней ступени  $l_z = 550$  мм, корневой диаметр  $d_k = 1350$  мм, выберем соответствующую потерю с выходной скоростью  $\Delta H_{вс} = 50$  кДж/кг.





1 –  $l_z = 550$  мм,  $d_k = 1350$  мм, 2 –  $l_z = 755$  мм,  $d_k = 1350$  мм, 3 –  $l_z = 755$  мм,  $d_k = 1520$  мм, 4 –  $l_z = 960$  мм,  $d_k = 1520$  мм, 5 –  $l_z = 1000$  мм,  $d_k = 1800$  мм, 6 –  $l_z = 1200$  мм,  $d_k = 1800$  мм (все на  $50 \text{ c}^{-1}$ )

Рисунок 7 – Выходные характеристики ЦНД со стандартными лопатками ЛМЗ: а– потери с выходной скоростью  $\Delta H_{BC}$  в зависимости от  $Gv_k$ ; б – КПД последней ступени

Коэффициент, учитывающий влияние влажности:

$$k_{\text{вл}} = 1 - 0,4 \cdot (y_0 + y_z) \cdot (H_0^{\text{вл}} / H_0^{\text{ЧНД}}), \quad (234)$$

где  $H_0^{\text{ЧНД}}$ , кДж/кг- располагаемый теплоперепад ЦНД;

$H_0^{\text{вл}}$ , кДж/кг – располагаемый теплоперепад в зоне влажного пара (по  $h$ - $s$  диаграмме);

$y_0 = 0$  - влажность перед ЦНД;

$y_z = 0,1971$  -влажность в конце процесса расширения;

Подставляя исходные данные в (234), получаем:

$$k_{\text{вл}} = 1 - 0,4 \cdot (0 + 0,1971) \cdot \left( \frac{666,758}{749,9} \right) = 0,92$$

КПД ЦНД находим по (231):

$$\eta_{0i}^{\text{ЧНД}} = 0,87 \cdot \left( \frac{(749,9 - 400)}{10^4} \right) 1 + 0,92 - \frac{50}{749,9} = 0,77$$

Действительный теплоперепад ЦНД, кДж/кг:

$$H_i^{\text{ЧНД}} = H_0^{\text{ЧНД}} \cdot \eta_{0i}^{\text{ЧНД}} = 749,9 \cdot 0,77 = 577,89 \quad (235)$$

Энтальпия пара в конце процесса расширения, кДж/кг:

$$h_k = h_{\text{см}} - H_i^{\text{ЧНД}} = 2795,93 - 577,89 = 2235,08 \quad (236)$$

Внутренняя мощность паровой турбины, кВт:

$$N_i^{\text{ПТ}} = G_n^{\text{сд}} \cdot H_0^{\text{ЧВД}} \cdot \eta_{0i}^{\text{ЧВД}} + (G_n^{\text{сд}} + G_n^{\text{нд}} - G^{\text{д}}) \cdot H_0^{\text{ЧНД}} \cdot \eta_{0i}^{\text{ЧНД}}, \quad (237)$$

$$N_i^{\text{ПТ}} = 23,89 \cdot 651,3 \cdot 0,8427 + (23,89 + 7,43 - 0,5756) \cdot 749,9 \cdot 0,77 = 30888,21$$

Располагаемая мощность паровой турбины, кВт:

$$N_0^{\text{ПТ}} = G_n^{\text{сд}} \cdot H_0^{\text{ЧВД}} + (G_n^{\text{сд}} + G_n^{\text{нд}} - G^{\text{д}}) \cdot H_0^{\text{ЧНД}}, \quad (238)$$

$$N_0^{\text{ПТ}} = 23,89 \cdot 651,3 + (23,89 + 7,43 - 0,5756) \cdot 749,9 = 38625,64$$

Мощностной относительный внутренний КПД паровой турбины:

$$\eta_{0i}^{\text{ПТ}} = \frac{N_i^{\text{ПТ}}}{N_0^{\text{ПТ}}} = \frac{30888,21}{38625,64} = 0,799 \quad (239)$$

### Определение экономических показателей ПГУ

Механический КПД  $\eta_{\text{м}} = 0,99$ , а КПД электрогенератора ПТУ  $\eta_{\text{э.г}}^{\text{ПТУ}} = 0,98$ .

Абсолютный внутренний КПД ПТУ [2]:

$$\eta_i^{ПГУ} = \frac{N_i^{ПТ}}{Q_{ку}} = \frac{30888,21}{94712,286} = 0,326 \quad (240)$$

где  $Q_{ку}$  -тепло, подводимое к КУ (133), кВт  
Абсолютный электрический КПД ПСУ:

$$\eta_{\text{э}}^{ПСУ} = \eta_i^{ПГУ} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{эс}} \cdot \eta_{ку} = 0,326 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,86 = 0,2726 \quad (241)$$

где  $\eta_{ку}$  -КПД котла-утилизатора (124).  
Электрическая мощность ПГУ, кВт:

$$N_{\text{э}}^{ПГУ} = N_{\text{э}} \cdot 1000 + N_i^{ПТ} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{эс}} = 60000 + 30888,21 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 89967,74 \quad (242)$$

Тепло, подведенное в камеру сгорания ГТУ, кВт:

$$Q_{\text{кс}} = N_{\text{э}} \cdot \frac{1000}{\eta_{\text{э}}} = \frac{60000}{0,38} = 155762,0255 \quad (243)$$

где  $\eta_{\text{э}}$  -электрический КПД ГТУ без охлаждения (67).  
Абсолютный электрический КПД ПГУ:

$$\eta_{\text{э}}^{ПГУ} = \frac{N_{\text{э}}^{ПГУ}}{Q_{\text{кс}}} = \frac{89967,74}{155762,0255} = 0,577 \quad (244)$$

## 2 Экономическая часть

### 2.1 Исходные данные

Исходные данные взяты из расчетной части дипломного проекта, а так же из [7] и представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Исходные данные для экономического расчета

Наименование показателя, единицы измерения	Значение показателя
Цена на топливо, Ц, руб./тыс.м <sup>3</sup>	3220
Часы использования установленной мощности, $T_{\text{уст}}$ , ч/год	7000
Количество газовых турбин, п, шт.	1
Плотность газа, $\rho_{\text{г}}$ , кг/м <sup>3</sup>	1,2688
Расход топлива на ГТУ с охлаждением, $B$ , м <sup>3</sup> /с	4,7265

## Окончание таблицы 2

Наименование показателя, единицы измерения	Значение показателя
Установленная мощность, $N_{уст}$ , МВт	100
Средняя заработная плата на 1 человека за год, $\Phi_{зн}$ , руб./год	314651
Штатный коэффициент, $n_y$	0,4
Коэффициент, учитывающий район размещения, $d_i$	1,15
Средняя норма амортизации станции в целом, $H_a$	0,07
Норма отчислений на ремонтное обслуживание от капитальных вложений, $H_{тр}$	0,06

## 2.2 Расчёт затрат на топливо

Расход топлива, м<sup>3</sup>/ч:

$$B_{нат} = B \cdot 3600 = 4,7265 \cdot 3600 = 17015,4 \quad (245)$$

Натуральный расход топлива, м<sup>3</sup>:

$$B'_{нат} = (B_{нат} \cdot T_{уст} \cdot n) = (17015,4 \cdot 7000 \cdot 1) = 119107800 \quad (246)$$

Натуральный расход топлива, тыс. м<sup>3</sup>:

$$B^m_{нат} = \frac{B'_{нат}}{1000} = \frac{119107800}{1000} = 119107,8 \quad (247)$$

Затраты на топливо, млн. руб./год:

$$U_m = Ц \cdot B^m_{нат} \cdot 10^{-6} = 3220 \cdot 119107,8 \cdot 10^{-6} = 383,52 \quad (248)$$

## 2.3 Расходы на оплату труда

Для приближённых расчётов заработной платы по станции можно использовать формулу, млн. руб./год:

$$U_{зн} = N_{уст} \cdot n_y \cdot \Phi_{зн} \cdot 10^{-6} = 100 \cdot 0,4 \cdot 314651 \cdot 10^{-6} = 12,586 \quad (249)$$

Расходы только по эксплуатационному персоналу.

## 2.4 Амортизационные отчисления

Размер амортизационных отчислений, млн. руб./год:

$$U_a = K \cdot H_a, \quad (250)$$

где  $K$  - капитальные вложения, млн. руб./год:

$$K = K' \cdot N_{уст} \cdot \frac{d_i}{1000}, \quad (251)$$

где  $K' = 35750$  - удельные капитальные вложения, руб./кВт.

$$K = 35750 \cdot 100 \cdot \frac{1,15}{1000} = 4111,25,$$

$$U_a = 4111,25 \cdot 0,07 = 287,7875$$

## 2.5 Расходы на ремонт основных средств

Расходы по ремонту, млн. руб./год:

$$U_{mp} = K \cdot H_{mp} = 4111,25 \cdot 0,06 = 246,675$$

## 2.6 Прочие расходы

К прочим расходам относятся:

- общецеховые и общестанционные расходы;
- расходы по охране труда и техники безопасности;
- налоги и сборы;
- и др.

Их величина принимается 20 – 30 % от суммарных затрат на амортизацию, ремонт и зарплату, с учётом единого социального налога, млн. руб./год:

$$U_{np} = 0,2 \cdot (U_a + U_{mp} + U_{зн}) + СОЦ \cdot U_{зн}, \quad (252)$$

где СОЦ – страховые взносы во внебюджетные фонды по ставке 30% от расходов на оплату труда.

$$U_{np} = 0,2 \cdot (287,7875 + 246,675 + 12,586) + 0,304 \cdot 12,586 = 113,23$$

Эксплуатационные расходы составят, млн. руб./год:

$$U_{np} = U_m + U_a + U_{mp} + U_{zn} + U_{np} \quad (253)$$

$$U_{np} = 383,52 + 287,7875 + 246,675 + 12,586 + 113,23 = 1043,81$$

## 2.7 Расчёт себестоимости единицы электроэнергии

Годовой отпуск энергии с шин станции, МВт ч:

$$W_{omn} = W \cdot (1 - a_{cn}), \quad (254)$$

где  $a_{cn} = 0,04$  - коэффициент расхода электроэнергии на собственные нужды станции;

$W$  – выработка электроэнергии, МВт·ч:

$$W = N_{yct} \cdot T_{yct} = 100 \cdot 7000 = 700000, \quad (255)$$

$$W_{omn} = 700000 \cdot (1 - 0,04) = 672000$$

Себестоимость отпущенной энергии, руб./кВт ч:

$$U_{omn}^{\text{э}} = \frac{U_{\text{э}}}{W_{omn}} \cdot 1000 = \frac{1043,81}{672000} \cdot 1000 = 1,5533 \quad (256)$$

Себестоимость выработанной энергии, руб./кВт ч:

$$U_{выр}^{\text{э}} = \frac{U_{\text{э}}}{W} \cdot 1000 = \frac{1043,81}{700000} \cdot 1000 = 1,4912 \quad (257)$$

## 2.8 Расчёт показателей эффективности проекта

Срок окупаемости – это период (измеряемый в месяцах, кварталах или годах), начиная с которого первоначальные затраты покрываются суммарными результатами. Другими словами, это интервал времени, в течение которого общий объём капитальных затрат остаётся большим суммы амортизационных отчислений и прироста прибыли предприятия.

Соотношение между доходами и расходами по реализации проекта определяется показателем чистого дисконтированного дохода (ЧДД). Если ЧДД больше нуля то все затраты по проекту окупаются доходами, т. е. данный проект инвестиций можно рекомендовать к практической реализации [7].

Чистый дисконтированный доход, млн. руб.:

$$ЧДД = \left( \left[ (T - U_{\text{отп}}) \cdot W_{\text{отп}} + U_a \right] \cdot \frac{1}{(1 + 0,1)^n} \right) - K, \quad (258)$$

где  $K$  – стоимость строительства станции, млн.руб.;

$U_{\text{отп}}$  – себестоимость отпущенной энергии, руб./кВт·ч.;

$W_{\text{отп}}$  – годовой отпуск энергии с шин станции, МВт;

$n$  – текущий год;

$T=2,795$  – тариф на отпущенный кВт·ч с учетом планируемой рентабельности, руб./кВт·ч.

Расчёт срока окупаемости ПГУ с одним блоком 100 МВт сведем в таблицу 3.

Таблица 3 – Срок окупаемости капитальных вложений с минимальным уровнем рентабельности

Показатели	Расчетный период												
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Стоимость на начало года	-	4111,25	3823,463	3535,675	3247,888	2960,1	2672,313	2384,525	2096,738	1808,95	1521,163	1233,375	945,587
Стоимость на конец года	-	3823,462	3535,675	3247,888	2960,1	2672,313	2384,525	2096,738	1808,95	1521,163	1233,375	945,587	657,8
Среднегодовая стоимость	-	3967,356	3679,569	3391,781	3103,994	2816,206	2528,419	2240,631	1952,844	1665,056	1377,269	1089,481	801,6938
Чистая прибыль	-	835,0548	835,0541	835,0541	835,0541	835,0541	835,0541	835,0541	835,0541	835,0541	835,0541	835,0541	835,0541
Амортизационные отчисления	-	287,7875	287,7875	287,7875	287,7875	287,7875	287,7875	287,7875	287,7875	287,7875	287,7875	287,7875	287,7875

## Окончание таблицы 3

Показатели	Расчетный период													
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Денежный поток	-4111,25	1122,841	1122,842	1122,842	1122,842	1122,842	1122,842	1122,842	1122,842	1122,842	1122,842	1122,842	1122,842	
Денежный поток нарастающим итогом	-4111,25	-2988,40	-1865,57	-742,725	380,1163	1502,958	2625,799	3748,641	4871,483	5994,324	7117,166	8240,007	9362,849	
Дисконтированный денежный поток	-4111,25	943,564	792,9112	666,312	559,926	470,5261	395,4	332,2689	279,2176	234,6366	197,1736	165,6921	139,2371	
Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом	-4111,25	-3167,68	-2374,77	-1708,46	-1148,54	-678,01	-282,61	49,65859	328,8762	563,5128	760,6865	926,3786	1065,616	

Капитальные вложения в проект расширения с одним блоком ПГУ 100 МВт окупятся на седьмой год эксплуатации.

### 3 Общая часть

#### 3.1 Схема газового хозяйства

КЭС снабжаются газом от магистрального газопровода через газораспределительные пункты (ГРП). На КЭС сооружается один ГРП. Производительность ГРП рассчитывается на максимальный расход газа всеми рабочими камерами сгорания. ГРП размещают в отдельных зданиях.

К каждому ГРП газ подводится по одному газопроводу. Давление газа перед ГРП  $8 \div 10$  МПа, а после ГРП оно определяется потерями давления до камеры сгорания и необходимым давлением перед горелками и составляет  $1,6 \div 2$  МПа.

В пределах ГРП и до камеры сгорания прокладка газопроводов наземная. Подвод газа от ГРП к магистрали газотурбинного отделения и от нее к камере сгорания выполняется однопоточным.

В ГРП имеются рабочие нитки газопровода, нитки малого расхода, включаемые при малом потреблении газа, и резервная нитка с ручным управлением-арматурой. На рабочих нитках и нитках малого расхода устанавливают автоматические регуляторы давления и защитные регуляторы «после себя».

При заполнении газом газопроводы должны продуваться им через сбросные свечи до вытеснения всего воздуха, а при освобождении от газа продуваться воздухом до вытеснения всего газа. Эти требования



обусловлены тем, что при объемной концентрации природного газа в воздухе 5÷15% образуется взрывоопасная смесь. Из сбросных свечей газ выпускается в места, откуда он не может попасть в здания, и где исключена возможность его воспламенения от какого-либо источника огня. На газопроводах устанавливается только стальная арматура.

### **3.2 Генеральный план**

Генеральный план – план размещения на выбранной производственной площадке электростанции, ее основных и вспомогательных сооружений [8].

Проектируемый объект – ПГУ, состоящий из одного блока мощностью 100 МВт (ПГУ-100).

Оборудование блока:

- паровая турбина К-40-8,8;
- газовая турбина ГТУ V64.34А;
- котел-утилизатор, сжигающий природный газ;
- турбогенератор типа ТФ-110;
- вспомогательное оборудование, которое включает:
  - деаэратор – ДСВ-150;
  - питательные насосы – ПЭ65-58 высокого давления и ПН30-15 низкого давления;
  - конденсатный насос – КсД140-140.

Снабжение ГТУ газом осуществляется по трубопроводу с условным проходом  $D_y = 300$  мм от газораспределительной станции давлением 1,2 МПа (требование правил безопасности).

На всех участках газопроводов, ограниченных запорной арматурой, для заполнения их газом и вытеснения газа воздухом имеются продувочные свечи и узлы подключения.

Энергетические ГТУ размещены в непосредственной близости к котлу-утилизатору для сокращения протяженности весьма больших по габаритным размерам газоходов.

### **3.3 Компонировка главного корпуса**

Здание турбинного цеха перекрывается профилированным металлическим листом, стены сборные, панели толщиной 0,3 м.

Ширина проходов и проездов между наиболее выступающими габаритами оборудования принята в соответствии с нормами технологического проектирования и правилами безопасности.

Турбина и генератор располагаются на общей отметке обслуживания. Все трубопроводы располагаются на нижних отметках обслуживания, ниже турбоагрегата. Переход между отметками осуществляется по лестницам. Ширина лестничных проходов равна 0,6 м. Высота ограждений – 1 м.

Все трубопроводы, расположенные в зоне обслуживания, имеют изоляцию для предотвращения ожогов обслуживающего персонала.

Источники повышенной вибрации (электродвигатели, насосы) располагаются на нулевой отметке обслуживания.

Места входа и выхода из здания людей оборудованы указательными табличками с подсветкой в темное время суток. Для эвакуации имеются два эвакуационных выхода в различных концах отделения.

Вокруг турбоагрегата устроены площадки для обслуживания, соединённые между собой переходами, идущими вдоль стен машинного зала.

Машинный зал снабжен дополнительной вентиляцией по цеху для поддержания температуры в помещении посредством воздухообмена при работающем блоке ПГУ и с помощью нагревателей – при остановленном.

Рабочие места, помещения оборудованы огнетушителями, пожарными рукавами, в турбинном цехе предусмотрены устройства для аварийного тушения генераторов.

На листе 3, 4 графической части бакалаврской работы представлены генеральный план и разрез главного корпуса.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В рамках данного бакалаврской работы был выполнен комплексный расчет по проектированию Иркутской КЭС с парогазовым блоком мощностью 100 МВт.

На проектируемой части установлена газовая турбина ГТУ V64.34А, паровая турбина К-40-8,8 и котел-утилизатор. В качестве топлива используется природный газ Ковыктинского месторождения.

Данная работа включает в себя следующие расчеты:

- расчет принципиальной тепловой схемы;
- тепловой расчет ГТУ;
- тепловой и конструкторский расчеты КУ;
- приближенный тепловой расчет ПТУ;

В разделе «Экономическая часть» дана оценка варианта строительства парогазовой установки мощностью 100 МВт и определен срок окупаемости проекта.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Информационный портал «Википедия». Режим доступа : [https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9A%D0%BE%D0%B2%D1%8B%D0%BA%D1%82%D0%B8%D0%BD%D1%81%D0%BA%D0%BE%D0%B5\\_%D0%B3%D0%B0%D0%B7%D0%BE%D0%B2%D0%BE%D0%B5\\_%D0%BC%D0%B5%D1%81%D1%82%D0%BE%D1%80%D0%BE%D0%B6%D0%B4%D0%B5%D0%BD%D0%B8%D0%B5](https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9A%D0%BE%D0%B2%D1%8B%D0%BA%D1%82%D0%B8%D0%BD%D1%81%D0%BA%D0%BE%D0%B5_%D0%B3%D0%B0%D0%B7%D0%BE%D0%B2%D0%BE%D0%B5_%D0%BC%D0%B5%D1%81%D1%82%D0%BE%D1%80%D0%BE%D0%B6%D0%B4%D0%B5%D0%BD%D0%B8%D0%B5)
2. Газотурбинные и парогазовые установки электростанций : метод. пособие к курсовому проектированию /Сиб. федер. ун-т ; сост. Подборский Л.Н. – Красноярск : СФУ, 2015. – 53 с
3. Описание газовой турбины [Электронный ресурс]. Режим доступа : <http://ccpowerplant.ru/gazovaya-turbina-v64-34a-66-mvt/>
4. Трухний, А.Д. Расчет тепловых схем парогазовых установок утилизационного типа : методическое пособие по курсу "Энергетические установки" / А.Д. Трухний, С.В. Петрунин. – Москва : Издательство МЭИ, 2001. – 24 с.
5. Уральский турбинный завод [Электронный ресурс]. Режим доступа : <http://nnhpe.spbstu.ru/wp-content/uploads/2015/02/PTU-na-2014.pdf>
6. Ривкин, С. Л.Теплофизические свойства воды и водяного пара. / С.Л.Ривкин, А.А. Александров. – Москва : Энергия, 1980. – 424 с.
7. Астраханцева, И.А. Экономическая оценка технических решений : Метод. указания по дипломному проектированию для студентов специальности 1005 – «Тепловые электрические станции» / И.А. Астраханцева. – Красноярск : ИПЦ КГТУ, 1998. – 27с.
8. Цыганок, А.П. Проектирование тепловых электрических станций : учебное пособие / А.П. Цыганок, С.А. Михайленко. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 136 с.
9. Средний состав газа, его теплота сгорания, плотность, объемы воздуха и продуктов сгорания [Электронный ресурс]. Режим доступа : <http://www.rcom.ru/mobil/PL.htm>
10. Расчёт показателей тепловой схемы и элементов парогазовых и газотурбинных установок электростанций : учебное пособие / С. В. Цанев, В.Д. Буров, С.Н. Дорофеев и др. ; Под ред. В.В. Чиждова. – Москва : Издательство МЭИ, 2000. – 72 с.
11. Турбины тепловых и атомных электрических станций : учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / А. Г. Костюк, В. В. Фролов, А. Е. Булкин, А. Д. Трухний ; Под ред. А. Г. Костюка, В. В. Фролова. – Москва : Издательство МЭИ, 2001. – 488 с. ил.
12. Тепловые электрические станции : учеб. пособие. 2-е изд. испр./ С.А. Михайленко, А.П. Цыганок. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. – 302 с.
13. Паровые турбины : номенклатурный каталог. / ПО «Силовые машины». – Санкт-Петербург, 2005. – 78 с.

14. СТО 4.2-07-2014 : Система менеджмента качества. Общие требования к построению, изложению и оформлению документов учебной деятельности. – Красноярск, 2014. – 60с.