

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

Политехнический институт
институт
Тепловые Электрические Станции
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
Е.А. Бойко
подпись инициалы, фамилия
« ____ » _____ 20 ____ г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»
код и наименование специальности

Проект расширения Архангельской ТЭЦ
тема

Руководитель	_____	<u>доцент, к.т.н.</u>	<u>Л.Н.Подборский</u>
	подпись, дата	должность, ученая степень	инициалы, фамилия
Выпускник	_____		<u>Ю.А. Герасимов</u>
	подпись, дата		инициалы, фамилия
Технический контроль	_____		<u>С.А. Михайленко</u>
	подпись, дата		инициалы, фамилия
Нормоконтролер	_____		<u>П.В. Шишмарев</u>
	подпись, дата		инициалы, фамилия

Красноярск 2018

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 Экономическая часть	5
1.1 Актуальность проекта.....	5
1.2 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией	5
1.2.1 Расчёт затрат на топливо	5
1.2.2 Расходы на оплату труда	7
1.2.3 Амортизационные отчисления	7
1.2.4 Расходы по ремонтному обслуживанию	8
1.2.5 Прочие расходы.....	8
1.3 Экономическое обоснование на основе хозрасчетного метода	9
1.4 Расчёт показателей эффективности проекта	11
2 Расчетная часть.....	14
2.1 Разработка ПТС	14
2.2 Тепловой расчет ГТУ.....	15
2.3. Расчет тепловой схемы ПГУ с НПП	26
2.3.1 Предварительные расчеты	26
2.3.2 Расчет температур за теплообменниками в конвективной шахте	36
2.4 Расчет технико-экономических показателей.	47
3 Общая часть	51
3.1 Схема газового хозяйства.....	51
3.2 Компоновка главного корпуса.....	52
4 Индивидуальное задание	54
4.1 Схема включения маслоохладителя и описание.....	54
4.2 Конструкторский расчет.....	58
4.3 Расчет тепловой изоляции.....	62
4.4 Гидравлический расчет.....	62

4.5 Расчет на прочность.....	64
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	70
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	71

ВВЕДЕНИЕ

Одно из перспективных направлений в энергетике – использование парогазовых технологий, это обусловлено рядом преимуществ ПГУ над паротурбинными блоками: высокий КПД, достигающий в современных бинарных установках 58÷60 %; снижение удельных капитальных затрат порядка 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.

Имеют место три основных вида парогазовых установок: с котлом утилизатором, с ВПГ и НПП. В ПГУ с НПП отработавшие в ГТУ газы поступают в топку обычного котла и используются для сжигания дополнительного топлива - не только жидкого или газообразного, но, например, и угля. За НПП также предусмотрен газоводяной подогреватель. В таких установках ГТУ является как бы надстройкой паротурбинной установки, поэтому такая схема используется для реконструкции паротурбинных установок, работающих на пониженных параметрах пара.

Одно из важнейших преимуществ ПГУ с НПП по сравнению с ПГУ с ВПГ - возможность использования низкокачественного жидкого или твердого топлива в паровом контуре, причем доля этого топлива достигает 70—75% общего расхода на ПГУ. Немаловажным преимуществом является возможность использования обычных паровых котлов с соответствующей переделкой хвостовых частей, а для ряда случаев также элементов топочного устройства и пароперегревателя, что облегчает создание ПГУ на базе серийного оборудования и позволяет осуществлять газотурбинную надстройку действующих паротурбинных электростанций с сохранением установленного оборудования. ПГУ с НПП имеют высокую экономичность, надежность таких установок высока, так как может быть обеспечена независимая работа газового и парового контуров.

В настоящее время КПД ПГУ с НПП может достигать 50%. Использование такой парогазовой установки особенно актуально для старых тепловых станций, т.к. позволяет получить дополнительную мощность при относительно небольших затратах на расширение.

1 Экономическая часть

1.1 Актуальность дипломного проекта

Актуальность дипломного проекта обосновывается растущей потребностью города Архангельска в электрической энергии в связи с увеличением производственных мощностей лесоперерабатывающих предприятий и машиностроительной отрасли. Также возрос темп жилищного строительства. Это связано с тем, что последние годы наблюдается прирост населения.

1.2 Определение ежегодных издержек, связанных с эксплуатацией

Рассчитаем себестоимость электрической и тепловой энергии на проектируемой станции с блоком ПГУ-175. Основное оборудование блока: одна ГТУ-65, турбина Т-110/120-130 и котельный агрегат ТГМ-84 «Б», работающий на газовом топливе.

Эксплуатационные расходы в проектных технико-экономических расчётах, группируются в укрупнённые статьи калькуляции, млн. руб./год:

$$U_{\text{э}} = U_{\text{т}} + U_{\text{зп}} + U_{\text{а}} + U_{\text{тр}} + U_{\text{пр}}, \quad (1.1)$$

где $U_{\text{т}}$ – затраты на топливо;

$U_{\text{зп}}$ – расходы на оплату труда;

$U_{\text{а}}$ – амортизация основных производственных средств;

$U_{\text{тр}}$ – расходы на ремонт основных средств;

$U_{\text{пр}}$ – прочие расходы.

1.2.1 Расчёт затрат на топливо

Выработка электроэнергии, МВт ч:

$$W = N_{\text{уст}} \cdot T_{\text{уст}}, \quad (1.1)$$

где $N_{\text{уст}}$ – установленная мощность, МВт;

$T_{\text{уст}}$ – число часов использования установленной мощности, ч;

$$W = 175 \cdot 7500 = 1312500$$

Расход условного топлива на выработку электроэнергии, т у.т./год:

$$B_{\text{э/э}}^{\text{ум}} = b_{\text{э/э}} \cdot W \cdot 10^6, \quad (1.2)$$

$$B_{\text{э/э}}^{\text{ум}} = 0,281 \cdot 1312,500 \cdot 10^3 = 368812,5$$

Расход условного топлива на выработку тепловой энергии, т у.т./год:

$$B_{\text{м/э}}^{\text{ум}} = b_{\text{м/э}} \cdot Q_{\text{тв}}, \quad (1.3)$$

$$B_{\text{м/э}}^{\text{ум}} = 3600 \cdot 38,915 = 140094$$

Суммарный расход условного топлива, т у.т./год:

$$B_{\text{ум}} = B_{\text{э/э}}^{\text{ум}} + B_{\text{м/э}}^{\text{ум}} \quad (1.4)$$

$$B_{\text{ум}} = 368812,5 + 140094 = 508906,5$$

Расход газа, м³/год:

$$B_{\text{газ}} = \frac{B_{\text{ум}} \cdot \frac{Q_{\text{н}}^{\text{п}}(\text{ум})}{Q_{\text{н}}^{\text{п}}(\text{газ})}}{\rho_{\text{газ}}}, \quad (1.5)$$

$$B_{\text{газ}} = \frac{433085,1 \cdot \frac{29310}{33880}}{0,69} = 638059,713$$

Затраты на топливо, млн. руб./год:

$$U_{\text{т}} = Ц \cdot B_{\text{газ}} \cdot 10^{-6}, \quad (1.6)$$

$$U_{\text{т}} = 4995 \cdot 638059,713 \cdot 10^{-6} = 3187,109$$

1.2.2 Расходы на оплату труда

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

$$U_{зп} = N_{уст} \cdot n_y \cdot \Phi_{зп} \cdot 10^{-6}, \quad (1.7)$$

где n_y – штатный коэффициент [5];
 $\Phi_{зп}$ – средняя зарплата одного работника за год:

$$U_{зп} = 175 \cdot 0,872 \cdot 547754 \cdot 10^{-6} = 83,59$$

1.2.3 Амортизационные отчисления

Размер амортизационных отчислений, млн. руб./год:

$$U_a = K \cdot H_a, \quad (1.8)$$

где H_a – средняя норма амортизации станции в целом, принимаем =7;
 K – капитальные вложения в ПГУ-ТЭЦ, млн. руб./год.

Капитальные вложения находим на основе статистических данных по удельным затратам для аналогичных проектов ПГУ.

Капитальные вложения, связанные с установкой головного блока, млн. долл.

$$K_1 = \frac{K_{уд} \cdot N_{уст}}{10^6}, \quad (1.9)$$

где $K_{уд}$ – удельные капитальные вложения на энергогенерирующее оборудование, принимаем $K_{уд} = 285$ долларов США на 1 кВт расширяемой ТЭЦ; [5]

$N_{уст}$ – установленная мощность станции, кВт.

$$K_1 = \frac{200 \cdot 175000}{10^6} = 43,75$$

Капитальные вложения, связанные с установкой ПГУ, млн. руб, найдем как

$$K = K_1 \cdot k_2 \cdot d_i \cdot Ц_{\$}, \quad (1.10)$$

где n – количество блоков, шт;
 d_i – коэффициент, учитывающий район размещения;

$C_{\$}$ – курс доллара по отношению к рублю, руб/долл;
 k_2 – коэффициент, учитывающий затраты на строительно-монтажные работы.

$$K = 43,75 \cdot 1,3 \cdot 62,09 \cdot 1,23 = 4343,584,$$

$$U_a = 4343,584 \cdot 0,07 = 304,051,$$

1.2.4 Расходы по ремонтному обслуживанию

Расходы по ремонту, млн. руб./год:

$$U_{\text{тр}} = K \cdot H_{\text{тр}}, \quad (1.11)$$

где $H_{\text{тр}}$ – норма отчислений на ремонтное обслуживание от капитальных вложений в ТЭС, принимаем =6.

$$U_{\text{тр}} = 4343,584 \cdot \frac{6}{100} = 260,615$$

1.2.5 Прочие расходы

К прочим расходам относятся:

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

Их величину принимаем 20% от суммарных затрат на амортизацию, ремонт и зарплату, с учётом страховых взносов, млн. руб./год:

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (U_a + U_{\text{тр}} + U_{\text{зп}}) + \text{СОЦ}, \quad (1.12)$$

где СОЦ– страховые взносы, рассчитываемый по ставке 30% от расходов на оплату труда.

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (304,051 + 260,615 + 83,59) + 0,3 \cdot 83,59 = 154,728$$

Эксплуатационные расходы составят, млн. руб./год:

$$U_3 = 3187,109 + 83,59 + 304,051 + 260,615 + 154,728 = 3990,093$$

Для оценки достоверности расчётов определим удельный вес топливной составляющей:

$$T_{уд.в} = \frac{U_T}{U_3} \cdot 100\% = \frac{2712,65}{3854,57} \cdot 100\% = 80,2\% \quad (1.13)$$

Топливная составляющая себестоимости занимает чуть больше 80% от полной производственной себестоимости, что говорит о высокой стоимости топлива.

1.3 Экономическое обоснование на основе хозрасчетного метода

Данный подход основывается на учете экономических интересов предприятий и учитывает изменение его основных хозрасчетных показателей.

Экономическое обоснование предполагает расчет потенциального внутрихозяйственного эффекта по проектируемой блоку в результате снижения себестоимости производства электро- и теплоэнергии. Необходимо рассчитать проектную себестоимость и определиться с тарифом.

Таблица 1.1 – Калькуляция себестоимости электрической и тепловой энергии (ПГУ-175 МВт)

Стадия производства	Элементы затрат, млн.руб.					Всего затрат, млн.руб.	В том числе, млн.руб.	
	U_T	$U_{ам}$	$U_{зн}$	$U_{тр}$	$U_{пр}$		э/э	т/э
ТЦ и ЭЦ		136,823	29,26	117,277		283,36	283,36	
Общестанционные расходы		15,202	25,07	13,03	154,728	208,03	184,109	23,921
ТТЦ и КЦ	3187,109	152,026	29,26	130,308		3498,703	2535,565	963,138
Всего по блоку ПГУ	3187,109	304,051	83,59	260,615	154,728	3990,093	3003,025	987,059
Себестоимость электроэнергии, коп./кВт·ч	единицы					229		
Себестоимость теплоэнергии, руб./Гкал	единицы					1150,5		

Затраты по каждой стадии распределяются на два вида энергии по физическому методу, т.е. пропорционально расходу топлива, млн.руб.:

$$Z_{\text{мтц}}^{\text{э/э}} = Z_{\text{мтц}} \times \frac{B_{\text{э/э}}}{B_{\text{тэц}}}, \quad (1.14)$$

$$Z_{\text{мтц}}^{\text{э/э}} = 3498,703 \times \frac{368812,5}{508906,5} = 2535,565$$

$$Z_{\text{мтц}}^{\text{м/э}} = Z_{\text{мтц}} - Z_{\text{мтц}}^{\text{э/э}}, \quad (1.15)$$

$$Z_{\text{мтц}}^{\text{м/э}} = 3498,703 - 2535,565 = 963,138$$

Общестанционные расходы на два вида энергии распределяются пропорционально затратам по двум предыдущим стадиям, млн.руб.:

$$Z_{\text{общ}}^{\text{э/э}} = Z_{\text{общ}} \times \frac{Z_{\text{мтц}}^{\text{э/э}} + Z_{\text{ТЦиЭЦ}}^{\text{э/э}}}{Z_{\text{мтц}} + Z_{\text{ТЦиЭЦ}}}, \quad (1.16)$$

$$Z_{\text{общ}}^{\text{э/э}} = 208,03 \times \frac{3498,703 + 283,36}{3990,093 + 283,36} = 184,109$$

$$Z_{\text{общ}}^{\text{м/э}} = Z_{\text{общ}} - Z_{\text{общ}}^{\text{э/э}}, \quad (1.17)$$

$$Z_{\text{общ}}^{\text{м/э}} = 179,798 - 118,556 = 61,242$$

Расчет себестоимости единицы отпущенной электрической энергии, коп/кВт·ч:

$$U_{\text{проект}}^{\text{э}} = \frac{Z_{\Sigma}^{\text{э/э}}}{W_{\text{отп}}} = \frac{3003,025 \cdot 10^5}{1312500} = 229 \quad (1.18)$$

Расчет себестоимости единицы тепловой энергии, руб/Гкал:

$$U_{\text{проект}}^{\text{т}} = \frac{Z_{\Sigma}^{\text{м/э}}}{Q_{\text{год}}} = \frac{987,05 \cdot 10^6}{858000} = 1150,5 \quad (1.19)$$

Для сравнения себестоимости единицы э/э и т/э в качестве сопоставимого варианта примем действующие в настоящее время тарифы в городе Архангельск. С 1 января 2018 года средне взвешенная стоимость э/э равна 4,59 руб/кВт·ч, а т/э равна 1547,32 руб/Гкал. Хозрасчетный эффект для станции составит, млн.руб./год:

$$\mathcal{E}_{\text{х.р.}}^{\text{э}} = (U_{\text{соп}}^{\text{э}} - U_{\text{рек}}^{\text{э}}) \cdot W_{\text{рек}}^{\text{э}}, \quad (1.20)$$

$$\mathcal{E}_{x.p.}^{т/э} = (U_{\text{соп}}^{т/э} - U_{\text{рек}}^{т/э}) \cdot W_{\text{рек}}^{т/э}, \quad (1.21)$$

где $U_{\text{соп}}^э, U_{\text{соп}}^{т/э}$ – себестоимость единицы, отпущенной э/э и т/э по сопоставляемому варианту, руб./кВт ч, руб./Гкал;

$U_{\text{рек}}^э, U_{\text{рек}}^{т/э}$ – себестоимость единицы, отпущенной э/э и т/э с учетом планируемой рентабельности по рекомендуемому варианту состава основного оборудования, руб./кВт ч, руб./Гкал;

$W_{\text{рек}}^э, W_{\text{рек}}^{т/э}$ – годовой отпуск э/э и т/э по рекомендуемому варианту, МВт ч, Гкал.

$$\mathcal{E}_{x.p.}^э = (4,59 - 3,44) \cdot 1312,5 = 1509,38.$$

$$\mathcal{E}_{x.p.}^{м/э} = (1547,32 - 1611) \cdot 858 \cdot 10^{-3} = -54,637$$

Таким образом блок ПГУ-175 является экономически целесообразным по отношению к действующим тарифам в городе Архангельск.

1.4 Расчёт показателей эффективности проекта

Срок окупаемости – это период (измеряемый в годах), начиная с которого первоначальные затраты покрываются суммарными результатами.

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.

Тариф на отпущенный кВт ч с учётом планируемой рентабельности, руб./кВт ч:

$$T_{\text{проект}}^э = \frac{1,5 \cdot U_{\text{проект}}^э}{100} = 3,44 \quad (1.22)$$

Тариф на отпущенный Гкал ч с учётом планируемой рентабельности, руб./Гкал:

$$T_{\text{проект}}^т = 1,4 \cdot U_{\text{проект}}^т = 1611 \quad (1.23)$$

Чистый дисконтированный доход, млн. руб.:

$$\text{ЧДД} = [(T_{\text{проект}}^{\text{э}} - T_{\text{проект}}^{\text{э}})W_{\text{отп}} + (T_{\text{проект}}^{\text{т}} - U_{\text{проект}}^{\text{т}})Q_{\text{год}} + U_a] \cdot \frac{1}{(1 + 0,1)^n} - K \quad (1.24)$$

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

$U_{\text{отп}}^{\text{э}}$ – себестоимость единицы отпущенной электрической энергии, руб./кВт ч.;

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

n – текущий год.

Денежный поток по отпущенной электроэнергии, млн. руб.:

$$\begin{aligned} \text{ДП}_э &= [(T^{\text{э/э}} - U_{\text{отп}}^{\text{э/э}}) \cdot W_{\text{отп}}] \cdot 10^{-3}, \\ \text{ДП}_э &= [(3,44 - 2,29) \cdot 1312500] \cdot 10^{-3} = 1509,375 \end{aligned} \quad (1.25)$$

Денежный поток по отпущенной тепловой энергии, млн. руб.:

$$\begin{aligned} \text{ДП}_т &= [(T^{\text{т/э}} - U_{\text{отп}}^{\text{т/э}}) \cdot Q_{\text{год}}] \cdot 10^{-6}, \\ \text{ДП}_т &= [(1547,32 - 1150,5) \cdot 858000] \cdot 10^{-6} = 340,472 \end{aligned} \quad (1.26)$$

Расчёт срока окупаемости станции ПГУ-ТЭЦ приведен в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Срок окупаемости капитальных вложений

Показатели	Расчетный период										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Денежный поток по инвестиционной деятельности – кап. вложения (К)	4343,584	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Денежный поток по основной деятельности:							
-амортизационные отчисления	304,05						
-доход по отпущенной эл/энергии	1509,375						
-доход по отпущенной тепловой энергии	340,472						
Чистый денежный поток	2153,897	-4343,584					
Коэффициент дисконтирования $\frac{1}{(1+0,1)^n}$			1				
Чистый дисконтированный доход	1957,892	-4343,584					
ЧДД нарастающим итогом	-2385,692	-4343,584	0,909	2153,897	340,472	1509,375	2153,897
	-606,573		0,826	2153,897	340,472	1509,375	2153,897
	1011,004		0,751	2153,897	340,472	1509,375	2153,897
	2482,116		0,683	2153,897	340,472	1509,375	2153,897
	3817,532		0,62	2153,897	340,472	1509,375	2153,897
	5032,33		0,564	2153,897	340,472	1509,375	2153,897
	6137,279		0,513	2153,897	340,472	1509,375	2153,897
	7140,995		0,466	2153,897	340,472	1509,375	2153,897
	8054,247		0,424	2153,897	340,472	1509,375	2153,897
	8883,497		0,385	2153,897	340,472	1509,375	2153,897

Капитальные вложения в проект расширения с одним блоком ПГУ 175 МВт окупается на третий год эксплуатации. ЧДД проекта составляет 8883,497 млн. руб.

2 Расчетная часть

2.1 Разработка ПТС

Парогазовый цикл реализуется объединением газотурбинной установки в высокотемпературной части и паротурбинной установки в низкотемпературной части.

На листе 1 графической части дипломного проекта представлена принципиальная тепловая схема (ПТС) парогазовой установки мощностью 175 МВт. ПТС включает в себя одну газовую турбину ГТУ-65, один низконапорный парогенератор (НПГ) и одну паровую турбину Т-110/120-130.

Выходные газы энергетической газотурбинной установки (ГТУ) направляются в низконапорный парогенератор (НПГ), где большая часть их теплоты передается пароводяному рабочему телу. Генерируемый в НПГ пар направляется в паротурбинную установку (ПТУ), где вырабатывается дополнительное количество электроэнергии, а также производится отпуск тепла потребителям, в виде горячей воды. Отработавший в паровой турбине (ПТ) пар конденсируется в однокорпусном конденсаторе ПТУ, конденсат с помощью насоса подается в схему.

Низконапорный парогенератор – барабанный котлоагрегат с естественной циркуляции воды в испарительных поверхностях нагрева. Турбина Т-110-130 трёхцилиндровая, с двумя отопительными отборами пара. Пар проходит цилиндр высоко давления (ЦВД), цилиндр среднего давления (ЦСД) и далее, двухпоточный цилиндр низкого давления (ЦНД). Деаэрация питательной воды производится в деаэраторе, работающем при давлении 0,7 МПа. Из деаэратора питательная вода, с помощью питательных насосов, подается в низконапорный парогенератор.

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-175, опираясь на разработанную принципиальную тепловую схему.

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

Давление в конденсаторе $P_k = 0,0053$ МПа; допустимая влажность = 10%.

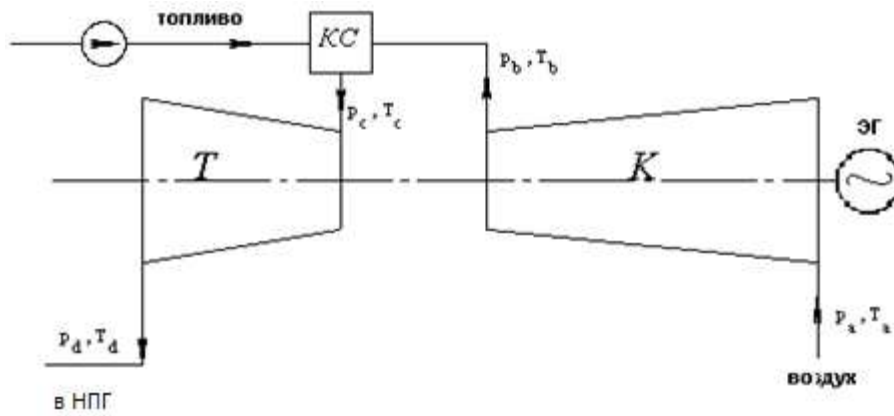
2.2 Тепловойрасчет ГТУ

При расчете тепловой схемы ГТУ исходными величинами, заданными или принимаемыми по оценке, являются:

- электрическая мощность $N_g = 65$ МВт;
- температура газов перед газовойтурбиной $t_c = 1300$ °С;
- температура воздуха на входе в компрессор $t_a = 15$ °С;
- наибольшая допустимая температура металласопловых и рабочих лопаток по условиямпрочности $t_w = 850$ °С;
- степеньсжатия в компрессоре $\varepsilon = 16$;
- число ступеней газовойтурбины $z = 4$;
- коэффициент потерь давления $\lambda = 0,95$;
- коэффициент использования теплоты топлива в камересгорания $\eta_{к.с.} = 0,995$;
- механический КПД турбины $\eta_m = 0,99$;
- КПД электрогенератора $\eta_{э.г.} = 0,982$;
- изоэнтروпийный КПД турбины $\eta_m = 0,88$;
- изоэнтропийный КПД компрессора $\eta_k = 0,86$;
- коэффициентутечек $\alpha_y = 0,005$;

В качестве топлива принимаем природный газ месторождения Заполярье (Ямал), имеющий следующие характеристики:

- теплота сгорания природного газа $Q_n^p = 33880$ кДж/кг;
- состав природного газа месторождения Заполярье (Ямал):
 $CH_4=97,01\%$; $C_2H_6=1,75\%$; $C_3H_8=0,306\%$; $C_4H_{10}=0,055\%$; $C_5H_{12}=0,045\%$;
 $CO_2=0,146\%$; $CO=0\%$; $H_2=0\%$; $N_2=0,657\%$.
- плотность при нормальных условиях $\rho_r = 0,69$ кг/м³.



Т – газовая турбина; К – компрессор; ЭГ-электрогенератор;КС – камера сгорания; НПГ – низконапорный парогенератор.

Рисунок 2.1 - Схема простой ГТУ

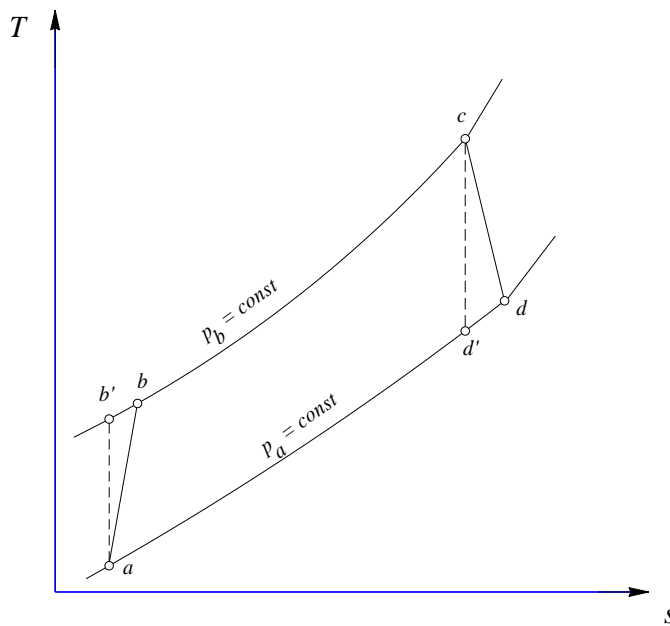


Рисунок 2.2 - Цикл простой ГТУ

Определение параметров процесса сжатия воздуха в компрессоре.

В первом приближении принимаем значение показателя степени для воздуха $m_B=0,28$.

Тогда температура воздуха за компрессором в первом приближении (точка b , рисунок 2), °С:

$$T_b = T_a \left(1 + \frac{\varepsilon^{m_B} - 1}{\eta_K} \right), \quad (2.1)$$

$$T_b = 283 \cdot \left(1 + \frac{16^{0,28} - 1}{0,86} \right) = 669,508 K = 396,358^\circ C$$

$$t_b = T_b - 273 \quad (2.2)$$

Здесь температура холодного воздуха перед компрессором (точка *a*),
К:

$$T_a = t_a + 273 = 288 K \quad (2.3)$$

Энтальпия воздуха перед компрессором [2], кДж/м³:

$$h_a = h'_a(t_a) - h^B(25) \quad (2.4)$$

$$h'_a(t_a) = c_p^B(t_a) \cdot t_a = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_a) \cdot t_a =$$

$$= (1,2866 + 0,0001201 \cdot 15) \cdot 15 = 19,326 \quad (2.5)$$

$$h^B(25) = c_p^B(25) \cdot 25 = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) \cdot 25 = 32,24$$

$$h_a = 19,326 - 32,24 = -12,914 \quad (2.6)$$

Энтальпия воздуха за компрессором (точка *b*), кДж/м³:

$$h_b = h'_b(t_b) - h^B(25) = 528,582 - 32,24 = 496,582 \quad (2.7)$$

Средние изобарная и изохорная теплоемкости воздуха при сжатии его в компрессоре c_p^B и c_v^B , [7], кДж/м³:

$$c_p^B = \frac{h_b - h_a}{t_b - t_a}, \quad (2.8)$$

$$c_p^B = \frac{496,582 - (-12,914)}{396,358 - 15} = 1,336$$

$$c_v^B = c_p^B / \rho_v, \quad (2.9)$$

$$c_v^B = 1,336 / 1,293 = 1,033$$

где $\rho_v = 1,293$ – плотность воздуха при нормальных условиях.

Уточнение значения показателя степени m_B :

$$m_b = R_g / c_v^b, \quad (2.10)$$

$$m_b = 0,287 / 1,033 = 0,278$$

где $R_g=0,287$ – газовая постоянная для воздуха.

Уточнение температуры воздуха за компрессором (второе приближение), К:

$$T_b = 283 \cdot \left(1 + \frac{16^{0,278} - 1}{0,86} \right) = 665,198$$

$$t_b = T_b - 273 = 392,198^\circ\text{C}$$

Уточнение энтальпии воздуха за компрессором h_b , кДж/м³:

$$\begin{aligned} h_b(t_b) &= c_p^b(t_b) \cdot t_b = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_b) \cdot t_b = \\ &= (1,2866 + 0,0001201 \cdot 392,198) \cdot 392,198 = 523,076 \end{aligned} \quad (2.11)$$

Определение параметров газа после камеры сгорания.

Энтальпия чистых продуктов сгорания (при $\alpha=1$), кДж/м³, при температуре после камеры сгорания (точка c) определяется по следующей методике [8]:

Теоретический объем воздуха, необходимый для полного сжигания 1 м³ газа (при $\alpha=1$), м³/м³ (м³ воздуха на м³ сжигаемого газа):

$$V_0 = 0,0476 \left[0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + \sum (m + n / 4) C_m H_n + 1,5 \cdot H_2S \right], \quad (2.12)$$

Здесь $CO, H_2, C_m H_n, H_2S$ – содержание компонентов топлива, %

$$\begin{aligned} V_0 &= 0,0476 [0,5 \cdot 0 + 0,5 \cdot 0 + 2 \cdot 97,01 + 3,5 \cdot 1,75 + 5 \cdot 0,306 + 6,5 \cdot 0,055 + 8 \cdot 0,045] = \\ &= 9,634 \end{aligned}$$

Объем трехатомных газов в чистых продуктах сгорания, м³/м³:

$$V_{RO_2} = 0,01 \left[CO_2 + CO + H_2S + \sum m C_m H_n \right] \quad (2.13)$$

$$V_{RO_2} = 0,01 [0,146 + 0 + 97,01 + 2 \cdot 1,75 + 3 \cdot 0,306 + 4 \cdot 0,055 + 5 \cdot 0,045] = 1,02$$

Теоретический объем азота, м³/м³:

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot V_0 + 0,01 N_2, \quad (2.14)$$

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot 9,634 + 0,01 \cdot 0,657 = 7,617$$

Теоретический объем водяных паров в чистых продуктах сгорания, м³/м³:

$$V_{H_2O} = 0,01 \left[H_2S + H_2 + \sum (n/2) C_m H_n \right] + 0,0161 V_0, \quad (2.15)$$

$$V_{H_2O} = 0,01 \left[0 + 2 \cdot 97,01 + 3 \cdot 1,75 + 4 \cdot 0,306 + 5 \cdot 0,055 + 6 \cdot 0,045 \right] + 0,0161 \cdot 9,634 = 2,165$$

Энтальпия чистых продуктов сгорания при температуре t_c после камеры сгорания, определяется как энтальпия смеси компонентов, кДж/м³:

$$h'_{n.c.} = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{v0} \cdot c_{v0}) \cdot t_c, \quad (2.16)$$

где $c_{RO_2}, c_{H_2O}, c_{N_2}$ – изобарные теплоемкости компонентов продуктов сгорания:

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot t_c) = (1,6990 + 0,0004798 \cdot 1300) = 2,323 \quad (2.17)$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot t_c) = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 1300) = 1,798 \quad (2.18)$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot t_c) = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 1300) = 1,424 \quad (2.19)$$

$$c_{v0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_c) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 1300) = 1,443 \quad (2.20)$$

$$h'_{n.c.} = (2,323 \cdot 0,037 + 1,798 \cdot 0,089 + 1,424 \cdot 0,278 + 1,444 \cdot 0,597) \cdot 1300 = 1952,133$$

Аналогично определяется энтальпия при температуре 25°C. В итоге искомая энтальпия чистых продуктов сгорания:

$$h_{n.c.} = h'_{n.c.}(t_c) - h'_{n.c.}(25), \quad (2.21)$$

$$h_{n.c.} = 1952,133 - 33,004 = 1919,129$$

Энтальпия сухого воздуха при температуре t_c после камеры сгорания, кДж/м³:

$$\begin{aligned}
 h_c &= h_c'(t_c) - h^B(25) = c_p^B(t_c) \cdot t_c - c_p^B(25) \cdot 25, \\
 h_c &= (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_c) \cdot t_c - \\
 &- (1,2866 + 0,0001201 \cdot 1300) \cdot 1300 = 1875,549
 \end{aligned}
 \tag{2.22}$$

$$h_c = 1875,549 - 33,007 = 1843,309$$

Коэффициент избытка воздуха в газах перед турбиной (точка c):

$$\alpha = \frac{Q_{н.р} \cdot \eta_{к.с} + V_0 \cdot h_c + h_m - (1 + V_0) \cdot h_{н.с}}{V_0 \cdot (h_c - h_b)}, \tag{2.23}$$

Полагая энтальпию топлива $h_{тп} = 0$, получаем:

$$\alpha = \frac{33880 \cdot 0,995 + 1843,309 \cdot 9,634 - (1 + 9,634) \cdot 1919,129}{9,634(1843,309 - 490,836)} = 2,593$$

Энтальпия газа перед турбиной (смесь сухого воздуха и чистых продуктов сгорания, точка c), кДж/м³:

$$h_c^r = \frac{1 + V_0}{1 + \alpha \cdot V_0} \cdot h_{н.с} + \frac{(\alpha - 1) \cdot V_0}{1 + \alpha \cdot V_0} \cdot h_c, \tag{2.24}$$

$$h_c^r = \frac{1 + 9,634}{1 + 2,593 \cdot 9,634} \cdot 1919,129 + \frac{(2,593 - 1) \cdot 9,634}{1 + 2,593 \cdot 9,634} \cdot 1843,309 = 1874,342$$

Определение параметров процесса расширения газа в турбине.

В первом приближении принимаем значение показателя степени для газа $m_T = 0,251$. Тогда температура газа за турбиной в первом приближении (точка d), °C:

$$\begin{aligned}
 T_d &= T_c \left(1 - (1 - \delta^{-m_T}) \cdot \eta_T \right), \\
 t_d &= T_d - 273,
 \end{aligned}
 \tag{2.25}$$

где $\delta = \varepsilon \cdot \lambda = 16 \cdot 0,95 = 15,2$ – действительное отношение давлений в турбине;
 $\lambda = 0,95$ - коэффициент потерь давления во входном и выходном патрубках;

$$T_d = 1573 \left(1 + 15,2^{-0,251} \cdot 0,88 \right) = 888,082 \text{ К}$$

$$t_d = 888,082 - 273 = 614,932 \text{ } ^\circ \text{C}$$

Энтальпия газов за турбиной, кДж/м³: (2.26)

$$h_d = h'_d(t_d) - h^B(25),$$
$$h'_d = (1,994 \cdot 0,039 + 1,627 \cdot 0,091 + 1,348 \cdot 0,289 + 1,36 \cdot 0,581) \cdot 614,932 = 864,407$$
$$h_d(T_d) = 864,407 - 33,031 = 831,375$$

Объемная изобарная теплоемкость газов за турбиной, кДж/(м³·град):

$$c_p^r = h_d / t_d, \quad (2.27)$$

$$c_p^r = 831,375 / 614,932 = 1,352$$

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

$$c_p^r = c_p^r / \rho_g, \quad (2.28)$$

$$c_p^r = 1,352 / 1,263 = 1,07$$

Показатель степени для газов за турбиной:

$$m_T' = R_g / c_p^r, \quad (2.29)$$

$$m_T' = 0,294 / 1,07 = 0,274$$

Средний показатель степени для газов в процессе расширения в турбине:

$$m_T'' = (m_T + m_T') / 2, \quad (2.30)$$

$$m_T'' = (0,251 + 0,274) / 2 = 0,263$$

Уточнение температуры газов за турбиной:

$$T_d = T_c (1 - (1 - \delta^{-m_T}) \cdot \eta_T), \quad (2.31)$$

$$t_d = T_d - 273,$$

где $\delta = \varepsilon \cdot \lambda = 16 \cdot 0,95 = 15,2$ действительное отношение давлений в турбине;

$\lambda = 0,95$ - коэффициент потерь давления во входном и выходном патрубках.

$$T_d = 1573(1 + 15,2^{-0,263} \cdot 0,88) = 866,116\text{K}$$

$$t_d = 866,116 - 273 = 592,966^\circ\text{C}$$

Энтальпия чистых продуктов сгорания при температуре в точке td за турбиной, определяется как энтальпия смеси компонентов, кДж/м³:

$$h_d' = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{v0} \cdot c_{v0}) \cdot t_d, \quad (2.32)$$

где t_d - температура после камеры сгорания, °С;

c_{RO_2, CH_2O, CN_2} - изобарные теплоемкости компонентов продуктов сгорания:

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot t_d) = 1,984 \quad (2.33)$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot t_d) = 1,346 \quad (2.34)$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot t_d) = 1,621 \quad (2.35)$$

$$c_{v0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_d) = 1,358 \quad (2.36)$$

$$h_d' = (1,984 \cdot 0,039 + 1,621 \cdot 0,091 + 1,346 \cdot 0,289 + 1,358 \cdot 0,581) \cdot 592,966 = 831,664$$

Аналогично определяется энтальпия при температуре 25°С. В итоге искомая энтальпия чистых продуктов сгорания:

$$h_d = h_d'(t_d) - h_{n.c.}^{(25)}, \quad (2.37)$$

$$h_d = 831,664 - 33,031 = 798,632$$

Объемная изобарная теплоемкость газов за турбиной, кДж/(м³·град):

$$c_p^f = h_d / t_d, \quad (2.38)$$

$$c_p^f = 798,632 / 592,966 = 1,347$$

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

$$c_p^r = c_p^f / \rho_g, \quad (2.39)$$

$$c_p^r = 1,347 / 1,263 = 1,066$$

Работа расширения газа в турбине (полезно использованный теплоперепад), кДж/м³:

$$H_T = h_c - h_d / \rho_2, \quad (2.40)$$

$$H_T = 1921,853 - 798,632 / 1,263 = 889,327$$

Работа, затраченная на сжатие воздуха в компрессоре, кДж/м³:

$$H_K = h_b - h_a, \quad (2.41)$$

$$H_K = 490,836 - (-12,914) = 503,75$$

Полезная работа ГТУ на валу агрегата, кДж/м³:

$$H_e = H_T \cdot \eta_M \cdot \rho_2 - b \cdot H_K, \quad (2.42)$$

где b - коэффициент, учитывающий изменение расхода воздуха и газов вследствие утечек.

$$b = \frac{\alpha \cdot V_0 (1 + \alpha_y)}{1 + \alpha \cdot V_0}, \quad (2.43)$$

$$b = \frac{2,593 \cdot 9,634 \cdot (1 + 0,005)}{1 + 2,593 \cdot 9,634} = 0,966$$

$$H_e = 889,327 \cdot 0,99 \cdot 1,263 - 0,966 \cdot 503,75 = 393,811$$

Расход газа через турбину, м³/с:

$$G_T = N_9 / (H_e \cdot \eta_{3,2}), \quad (2.44)$$

$$G_T = 65000 / (393,811 \cdot 0,982) = 127,327$$

Расход воздуха, подаваемого компрессором, м³/с:

$$G'_K = G_K \cdot (1 + \alpha_y) = b \cdot G_T, \quad (2.45)$$

$$G'_K = 0,966 \cdot 127,327 = 122,998$$

Расход топлива, м³/с:

$$B = \frac{G_T}{(1 + \alpha \cdot V_0)}, \quad (2.46)$$

$$B = \frac{127,327}{(1 + 2,593 \cdot 9,634)} = 4,901$$

Мощность газовой турбины, МВт:

$$N_T = G_T \cdot H_T \cdot \rho_2, \quad (2.47)$$
$$N_T = 127,327 \cdot 889,327 \cdot 1,263 = 143016 \text{ кВт} = 143,016 \text{ МВт}$$

Мощность, потребляемая компрессором, МВт:

$$N_K = G'_K \cdot H_K, \quad (2.48)$$
$$N_K = 123,08 \cdot 503,75 = 62001,55 \text{ кВт} = 62,001 \text{ МВт}$$

Коэффициент полезной работы ГТУ:

$$\varphi = \frac{(N_T - N_K)}{N_T} = \frac{1 - b \cdot H_K}{H_T}, \quad (2.49)$$
$$\varphi = \frac{143,016 - 75,395}{143,016} = 0,57$$

Коэффициент полезного действия ГТУ (электрический КПД ГТУ):

$$\eta_3 = \frac{G_T \cdot H_e \cdot \eta_{э,э}}{B \cdot K_T} = \frac{N_3}{B \cdot K_T}, \quad (2.50)$$
$$\eta_3 = \frac{65000}{4,901 \cdot 33880} = 0,39$$

Относительный расход воздуха на охлаждение турбины, м³/м³:

$$g_B = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (t_c - t_w), \quad (2.51)$$

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

$$g_B = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (1300 - 850) = 0,164$$

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

$$T_2'' = T_c - \frac{1}{z} \cdot \frac{H_T}{c_p}, \quad (2.52)$$

$$T_2'' = 1573 - \frac{1}{4} \cdot \frac{889,327}{1,066} = 1364,585\text{K}$$

Коэффициент снижения работы охлаждаемой турбины:

$$\gamma = \gamma_K - \gamma_B + \gamma_T \quad (2.53)$$

где γ_K - коэффициент снижения работы турбины за счет затрат на сжатие дополнительного воздуха, подаваемого на охлаждение;

γ_T - коэффициент снижения работы турбины вследствие снижения эффективности охлаждаемых ступеней по сравнению с неохлаждаемыми;

γ_B - коэффициент увеличения работы турбины за счет дополнительной работы охлаждающего воздуха, сбрасываемого в проточную часть.

$$\gamma = \frac{1}{0,473} \cdot \left(1 - 0,473 - \frac{4-1}{4} \cdot \frac{743,77}{1364,585} \right) + \frac{0,6}{0,492 \cdot 4} = 0,568$$

Располагаемая работа ГТУ, кДж/м³:

$$H = H_T \cdot \rho_z - b \cdot H_K \quad (2.54)$$

$$H = 889,327 \cdot 1,263 - 0,966 \cdot 503,75 = 636,598$$

Внутренняя работа ГТУ с охлаждаемой турбиной, кДж/кг:

$$H_{\text{охл}} = H \cdot (1 - \gamma \cdot g_B) \quad (2.55)$$

$$H_{\text{охл}} = 636,598 \cdot (1 - 0,164 \cdot 0,568) = 577,298$$

Механический КПД ГТУ:

$$\eta'_M = 1 - \frac{(1 - \eta_M)}{\varphi}, \quad (2.56)$$

$$\eta'_M = 1 - \frac{(1 - 0,99)}{0,473} = 0,979$$

Расход газа на турбину с охлаждением, м³/с:

$$G_T = \frac{N_{\text{э}}}{H_{\text{охл}} \cdot \eta'_M \cdot \eta_{\text{эГ}}}, \quad (2.57)$$

$$G_T = \frac{65000}{481,648 \cdot 0,979 \cdot 0,982} = 140,396$$

Расход топлива на ГТУ с охлаждаемой турбиной, м³/с:

$$B_{\text{охл}} = \frac{G_T}{1 + \alpha \cdot V_0}, \quad (2.58)$$

$$B_{\text{охл}} = \frac{140,396}{1 + 2,593 \cdot 9,634} = 5,404$$

Расход воздуха на входе в камеру сгорания, м³/с:

$$G_K = \frac{\alpha \cdot V_0}{1 + \alpha \cdot V_0} \cdot G_T, \quad (2.59)$$

$$G_K = \frac{2,593 \cdot 9,634}{1 + 2,593 \cdot 9,634} \cdot 140,396 = 134,992$$

Необходимая производительность компрессора с учетом расхода воздуха на охлаждение турбины, м³/с:

$$G'_K = (b + g_B) \cdot G_T, \quad (2.60)$$

$$G'_K = (0,966 + 0,164) \cdot 140,396 = 158,692$$

Расход газа на выходе из турбины с учетом воздуха, сбрасываемого в проточную часть из системы охлаждения, м³/с:

$$G'_T = (1 + g_B) \cdot G_T, \quad (2.61)$$

$$G'_T = (1 + 0,164) \cdot 140,396 = 163,421$$

Электрический КПД ГТУ с охлаждением:

$$\eta_{\text{э охл}} = \eta_{\text{э}} \cdot (1 - \gamma \cdot g_B), \quad (2.62)$$

$$\eta_{\text{э охл}} = 0,39 \cdot (1 - 0,568 \cdot 0,164) = 0,355$$

2.3. Расчет тепловой схемы ПГУ с НПГ

2.3.1 Предварительные расчёты

Фактическое объемное содержание кислорода в газах, сбрасываемых в НПГ после ГТУ, %:

$$O_{2yx}^{Г.Т} = 100 \frac{0,21 v^{0KC} (\alpha_{yx}^{Г.Т} - 1)}{v^{0KC} \alpha_{yx}^{Г.Т} + 1} = 100 \frac{0,21 \cdot 9,634 (2,593 - 1)}{9,634 \cdot 2,593 + 1} = 12,404 \quad (2.63)$$

Количество газов ГТУ, отводимых помимо топки НПГ, кг/с:

$$G_{байн} = 20 \text{ (принято)}$$

Минимально необходимое содержание кислорода в окислителе для сжигания природного газа в топке НПГ, %:

$$O_{2T}^{ПГ} = 16\%$$

Коэффициент избытка воздуха в топке НПГ:

$$\alpha_T^{ПГ} = 1,05$$

Расход окислителя, поступающего в топку НПГ от ГТУ с содержанием кислорода $O_{2yx}^{Г.Т}$, м³/с:

$$G'_{ПГ} = G_K - G_{байн} = 134,992 - 20 = 114,992 \quad (2.64)$$

Поскольку содержание кислорода в газе ГТУ, сбрасываемом в топку НПГ, недостаточно для сжигания природного газа ($O_{2yx}^{Г.Т} = 12,404$), необходима добавка воздуха в топку для обеспечения минимально необходимого объемного содержания кислорода $O_{2T}^{ПГ} = 16\% \text{ м}^3/\text{с}$:

$$G_{Д.В} = \frac{G'_{ПГ}(O_{2T}^{ПГ} - O_{2yx}^{Г.Т})}{21 - O_{2T}^{ПГ}} = \frac{114,992(16 - 12,404)}{(21 - 16)} = 82,693 \quad (2.65)$$

Суммарный расход окислителя, поступающий в топку НПГ, м³/с:

$$G_{ПГ} = G'_{ПГ} + G_{Д.В} = 197,686 \quad (2.66)$$

Относительная добавка воздуха:

$$q_{Д.В} = \frac{G_{Д.В}}{G_{ПГ}} = \frac{82,693}{114,992} = 0,719 \quad (2.67)$$

КПД паротурбинной установки:

$$\eta_{ПТУ} = \eta_m^{ПТУ} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_c \cdot \eta_{ПГ} \cdot \eta_{mp},$$

где $\eta_m^{ИТУ}$ – термический КПД паротурбинной установки, $\eta_m^{ИТУ} = 0,4$;
 η_{oi} – внутренний относительный КПД паровой турбины, $\eta_{oi} = 0,85$;
 η_m – механический КПД, $\eta_m = 0,98$;
 η_e – КПД генератора, $\eta_e = 0,99$;
 $\eta_{ПГ}$ – КПД низконапорного парогенератора, $\eta_{ПГ} = 0,89$;
 $\eta_{мп}$ – КПД транспорта, $\eta_{мп} = 0,98$;

$$\eta_{ИТУ} = 0,4 \cdot 0,85 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,89 \cdot 0,98 = 0,288$$

Блоком предусмотрен отпуск тепла для отопления и горячего водоснабжения города в количестве 205 Мвт [9]. Схема состоит из двух подогревателей поверхностного типа. Пар на сетевые подогреватели поступает из пятого и шестого отборов турбины.

Начальные параметры перегретого пара:

$$P_0 = 130 \text{ бар};$$

$$t_0 = 565 \text{ }^\circ\text{C}$$

Определяем энтальпию перегретого пара по [16], кДж/кг:

$$i_{ne} = 3510,528$$

Энтропия пара при идеальном процессе расширения, кДж/(кг·°C):

$$s_0 = 6,656$$

Давление пара в конденсаторе паровой турбины, бар:

$$P_k = 0,053$$

Энтальпия пара в конденсаторе, кДж/кг:

$$i_k = 2128,016$$

Температурный перепад действительного процесса расширения пара в паровой турбине, кДж/кг:

$$H_{ИТ} = i_{ne} - i_k, \tag{2.68}$$

$$H_{ИТ} = 3510,528 - 2128,016 = 1382,512$$

Давление пара в верхнем теплофикационном отборе паровой турбины, бар [9]:

$$P_{вс} = 2,94$$

Энтальпия пара в верхнем теплофикационном отборе при идеальном процессе расширения, кДж/кг:

$$i_{вс}^0 = 2606,254.$$

Энтальпия пара в верхнем теплофикационном отборе при реальном процессе расширения, кДж/кг:

$$i_{вс} = 2690,503$$

Коэффициент недовыработки энергии отборным паром верхнего теплофикационного отбора:

$$y_{вс} = \frac{i_{вс} - i_{к}}{i_{не} - i_{к}}, \quad (2.69)$$

$$y_{вс} = \frac{2690,503 - 2128,016}{3510,528 - 2128,016} = 0,407$$

Расход пара в верхний сетевой подогреватель, кг/с:

$$D_{вс} = 47,731$$

Давление пара в нижнем теплофикационном отборе паровой турбины, бар:

$$P_{нс} = 0,98$$

Энтальпия пара в нижнем теплофикационном отборе при идеальном процессе расширения, кДж/кг:

$$i_{нс}^0 = 2429,446$$

Энтальпия пара в нижнем теплофикационном отборе при реальном процессе расширения, кДж/кг:

$$i_{нс} = 2539,862$$

Коэффициент недовыработки энергии отборным паром нижнего теплофикационного отбора:

$$y_{nc} = \frac{i_{nc} - i_{\kappa}}{i_{ne} - i_{\kappa}}, \quad (2.70)$$

$$y_{nc} = \frac{2539,862 - 2128,016}{3510,528 - 2128,016} = 0,298$$

Расход пара в нижний сетевой подогреватель, кг/с:

$$D_{nc} = 48,833$$

Расход перегретого пара на паровую турбину, кг/с:

$$D_{ne} = \left(\frac{N_{\text{э}}^{\text{ПТ}}}{H_{\text{ПТ}} \cdot \eta_{\text{м}}} + y_{\text{вс}} \cdot D_{\text{вс}} + y_{\text{nc}} \cdot D_{\text{nc}} \right) \cdot k_p, \quad (2.71)$$

где $N_{\text{э}}^{\text{ПТ}}$ – электрическая мощность паровой турбины, $N_{\text{э}}^{\text{ПТ}} = 110000$ кВт;
 k_p – коэффициент регенерации, который принимаем равным $k_p = 1,019$;

$$D_{ne} = \left(\frac{110000}{1382,512 \cdot 0,98} + 0,407 \cdot 47,731 + 0,298 \cdot 48,833 \right) \cdot 1,019 = 117,194$$

Энтальпия питательной воды на входе в водяной экономайзер, кДж/кг:

$$q_{ne} = t_{ne} \cdot c_p, \quad (2.72)$$

где t_{ne} – заданная температура питательной воды, °С;
 c_p – теплоёмкость воды кДж/(кг · °С);

$$q_{ne} = 235 \cdot 4,186 = 983,71$$

Расход продувочной воды, кг/с:

$$D_{np} = 0,015 \cdot D_{ne}, \quad (2.73)$$

$$D_{np} = 0,015 \cdot 117,194 = 1,758$$

Давление в барабане, бар:

$$P_{\bar{o}} = 1,1 \cdot P_0, \quad (2.74)$$

$$P_{\bar{o}} = 1,1 \cdot 130 = 143$$

Энтальпия продувочной воды, кДж/кг:

$$i_{np} = f(ts(P_{\bar{o}})), \quad (2.75)$$

$$i_{np} = 1531,402$$

Расход пара на эжектора, кг/с:

$$D_{\text{эжс}} = 0,005 \cdot D_{ne}, \quad (2.76)$$

$$D_{\text{эжс}} = 0,005 \cdot 117,194 = 0,586$$

Расход пара на уплотнения, кг/с:

$$D_{\text{упл}} = 0,01 \cdot D_{ne}, \quad (2.77)$$

$$D_{\text{упл}} = 0,01 \cdot 117,194 = 1,172$$

Расход пара на утечки, кг/с:

$$D_{\text{ут}} = 0,015 \cdot D_{ne}, \quad (2.78)$$

$$D_{\text{ут}} = 0,015 \cdot 117,194 = 1,758$$

Расход пара на собственные нужды, кг/с:

$$D_{\text{сн}} = 0,024 \cdot D_{ne}, \quad (2.79)$$

$$D_{\text{сн}} = 0,024 \cdot 117,194 = 2,813$$

Расход острого пара, идущего с НПГ, кг/с:

$$D_{ne}^0 = D_{ne} + D_{\text{эжс}} + D_{\text{упл}} + D_{\text{сн}} + D_{\text{ут}}, \quad (2.80)$$

$$D_{ne}^0 = 117,194 + 0,586 + 1,172 + 2,813 + 1,758 = 123,523$$

Теплота, использованная в НПГ, кВт:

$$Q_{III} = D_{ne}^0 \cdot (i_{ne} - q_{ne}) + D_{np} \cdot (i_{np} - q_{ne}), \quad (2.81)$$

$$Q_{III} = 123,523 \cdot (3510,528 - 983,71) + 1,758 \cdot (1531,402 - 983,71) = 313082,907$$

Поскольку низконапорный парогенератор – это обычный барабанный котел, необходимо произвести расчет расширителя непрерывной продувки (РНП). Расчетная схема расширителя непрерывной продувки представлена на рисунке 2.3.

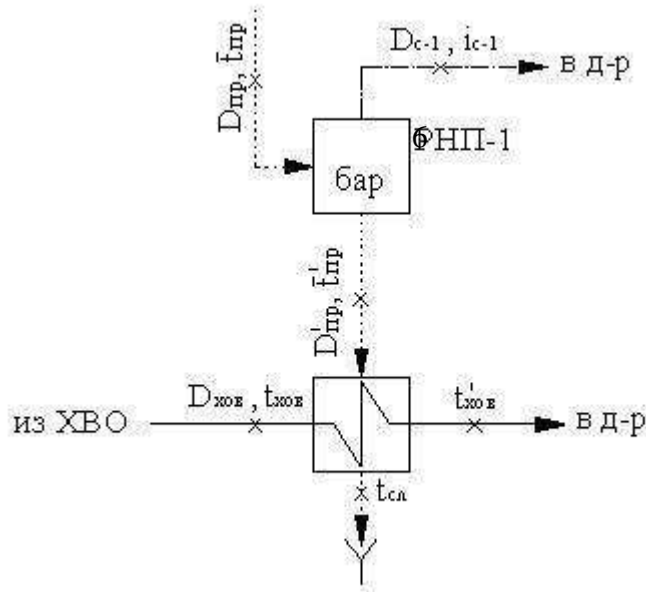


Рисунок 2.3 – Схема расширителя непрерывной продувки

Энтальпия продувочной воды за РНП, кДж/кг:

$$i'_{np} = f(ts(P_d)), \quad (2.82)$$

$$i'_{np} = 697,143$$

Энтальпия выпара из РНП, кДж/кг:

$$i_{c1} = f(ts(P_d)), \quad (2.83)$$

$$i_{c1} = 2762,749$$

Расход выпара, полученный из теплового баланса РНП, кг/с:

$$D_{c1} = D_{np} \cdot \frac{i_{np} - i'_{np}}{i_{c1} - i'_{np}}, \quad (2.84)$$

$$D_{c1} = 1,758 \cdot \frac{1531,402 - 697,143}{2762,749 - 697,143} = 0,404$$

Расход продувочной воды, сбрасываемой в подогреватель хим. очищенной воды и далее в техническую канализацию, кг/с:

$$D'_{np} = D_{np} - D_{c1}, \quad (2.85)$$

$$D'_{np} = 1,758 - 0,404 = 1,354$$

Расход химически очищенной воды определится так, кг/с:

$$D_{хов} = D'_{np} + D_{ym} + D_{сн}, \quad (2.86)$$

$$D_{хов} = 1,354 + 1,758 + 2,813 = 5,925$$

Температура химически очищенной воды на входе в деаэратор, °С:

$$t'_{хов} = t_{хов} + \frac{D'_{np} \cdot (t'_{np} - t_{сн})}{D_{хов}}, \quad (2.87)$$

где $t_{хов}$ – температура химически очищенной воды на входе в подогреватель химически очищенной воды, °С;

t'_{np} – температура продувочной воды за РНП, °С;

$t_{сн}$ – температура продувочной воды, сливаемой в техническую канализацию после подогревателя химически очищенной воды, °С;

$$t'_{хов} = 30 + \frac{1,354 \cdot (697,143/4,186 - 60)}{5,925} = 54,349$$

Энтальпия сухого воздуха при температуре за газовой турбиной, кДж/кг:

$$I_{св}^4 = f(t_d), \quad (2.88)$$

$$I_{св}^4 = 772,898$$

Энтальпия продуктов сгорания при температуре за газовой турбиной, кДж/кг:

$$I_{сг}^4 = f(t_d), \quad (2.89)$$

$$I_{ce}^4 = 798,632$$

Энтальпия газов ГТУ при температуре за экономайзером, кДж/кг:

$$I_{ce}^{эк} = f(t_{эк}''), \quad (2.90)$$

где $t_{эк}'' = 355 \text{ }^\circ\text{C}$ – заданная температура газов за экономайзером НПП;

$$I_{ce}^{эк} = 468,709$$

Теплота, внесенная в НПП с топливом, кДж/кг:

$$q_{мл} = c_{мл} \cdot t_{мл}, \quad (2.91)$$

где $c_{мл}$ – теплоемкость топлива НПП, кДж/(кг·°C);

$t_{мл}$ – температура топлива НПП, °C;

$$q_{мл} = 2,5 \cdot 70 = 175$$

Энтальпия сухого воздуха при температуре за экономайзером, кДж/кг:

$$I_{ce}^{эк} = f(t_{эк}''), \quad (2.92)$$

$$I_{ce}^{эк} = 439,639$$

Энтальпия газов НПП при температуре за экономайзером, кДж/кг:

$$I_{ce \text{ НПП}}^{эк} = f(t_{эк}''), \quad (2.93)$$

$$I_{ce \text{ НПП}}^{эк} = 468,709$$

Энтальпия добавочного воздуха после воздухоподогревателя, кДж/кг:

$$h_{дв} = f(t_{дв}), \quad (2.94)$$

где $t_{дв} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$ – заданная температура добавочного воздуха за вентилятором НПП;

$$h_{дв} = 163,452$$

Энтальпия добавочного воздуха перед воздухоподогревателем, кДж/кг:

$$h_{\text{дог}}^0 = f(t_{\text{дог}}^0), \quad (2.95)$$

где $t_{\text{дог}}^0 = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ – заданная температура добавочного воздуха перед воздухоподогревателем НПП;

$$h_{\text{дог}}^0 = 25,9$$

Расход натурального топлива на НПП предварительный, кг/с:

$$B_{\text{р НПП}}^{\text{н.м.}} = \frac{D_{\text{не}}(i_{\text{не}} - q_{\text{не}}) + G_{\text{дог}}(I_{\text{св}}^{\text{ЭК}} - h_{\text{дог}}) + G'_m(I_{\text{сз}}^{\text{ЭК}} - I_{\text{сз}}^4)}{(Q_{\text{н}}^{\text{р (н.м.)}} - I_{\text{сз}}^{\text{ЭК}}) \cdot \eta_{\text{НПП}}}, \quad (2.96)$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{р (н.м.)}} = 33880 \text{ кДж/кг}$ – теплота сгорания натурального топлива (газа);

$$B_{\text{р НПП}}^{\text{н.м.}} = \frac{117,194 \cdot (3510,528 - 983,71) + 82,693 \cdot (439,639 - 163,452) + 163,421 \cdot (468,709 - 798,632)}{(33880 - 468,709) \cdot 0,89} =$$

$$= 8,913$$

Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах после экономайзера НПП без учета добавочного воздуха:

$$\alpha_{\text{ух}}^{\text{НПП}} = \frac{(1 - g_{\text{ym}}) \cdot G'_k - B_{\text{ГТ}} \cdot V_0 \cdot \eta_{\text{КС}}}{B_{\text{р НПП}}^{\text{н.м.}} \cdot V_0}, \quad (2.97)$$

где $\eta_{\text{КС}} = 0,995$ – КПД камеры сгорания;

$$\alpha_{\text{ух}}^{\text{НПП}} = \frac{(1 - 0,008) \cdot 134,992 - 5,404 \cdot 9,634 \cdot 0,995}{(8,913) \cdot 9,634} = 0,956$$

Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах после экономайзера НПП с учетом добавочного воздуха:

$$\alpha_{\text{ух дог}}^{\text{НПП}} = \frac{(1 - g_{\text{ym}} + g_{\text{ДВ}}) \cdot G'_k - B_{\text{ГТ}} \cdot V_0 \cdot \eta_{\text{КС}}}{B_{\text{р НПП}}^{\text{н.м.}} \cdot V_0}, \quad (2.98)$$

где $\eta_{\text{КС}} = 0,995$ – КПД камеры сгорания;

$$\alpha_{\text{ух дог}}^{\text{НПП}} = \frac{(1 - 0,008 + 0,719) \cdot 134,992 - 5,404 \cdot 9,634 \cdot 0,995}{(8,913) \cdot 9,634} = 2,086$$

Уточненный расход топлива в топку НПП, кг/с:

$$B_p^{III} = \frac{Q_{III} - B_{III} \cdot \eta_{КС} \cdot (I_{c2}^4 + (\alpha_{yx}^{III} - 1) \cdot I_{c6}^4 - I_{c2}^{ЭК})}{(1 - 0,01 \cdot q_5) \cdot (Q_n^{(н.м.)} + q_{мл}) + (\alpha_{yx \delta 6}^{III} - \alpha_{yx}^{III}) \cdot V_0 \cdot c_{\delta 6} \cdot t_{\delta 6} - (I_{c2}^{ЭК} + I_{c6}^{ЭК} \cdot (\alpha_{yx \delta 6}^{III} - 1))} \quad (2.99)$$

где $c_{\delta 6} = 1,00464$ – теплоемкость добавочного воздуха вентилятором, кДж/(кг · °С);

$$B_p^{III} = \frac{313082,907 - 5,404 \cdot 0,995 \times}{(1 - 0,01 \cdot 0,005) \cdot (33880 + 175) + (2,086 - 0,956) \cdot 9,634 \cdot 1,00464 \cdot 150 - \times (798,632 + (2,593 - 1) \cdot 772,898 - 468,709)} = 8,769$$

$$- (468,709 + 439,639 \cdot (2,086 - 1))$$

2.3.2 Расчет температур за теплообменниками в конвективной шахте

В проектируемом блоке паровая регенерация полностью заменяется газовой. Газоводяные подогреватели высокого и низкого давления (ГВПВД и ГВПНД) размещаются в конвективной шахте НПП. В рассечку размещается воздухоподогреватель добавочного воздуха. Задаем температуру уходящих газов за НПП 122°С и определяем температуры за подогревателями, расположенными в конвективной шахте НПП. Расчетная схема конвективной шахты НПП, включающей в себя систему газовой регенерации, изображена на рисунке 2.4.

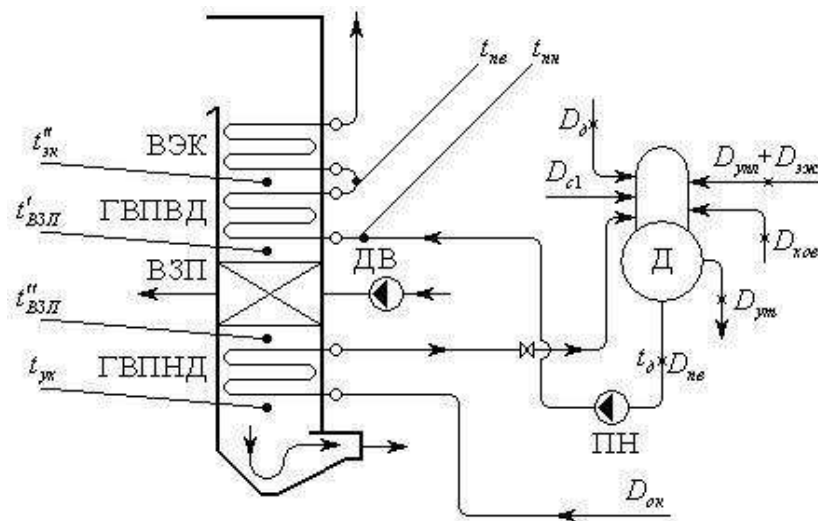


Рисунок 2.4 – Схема конвективной шахты НПП, включающей в себя систему газовой регенерации

2.3.2.1 Тепловой расчет газоводяного подогревателя высокого давления

Тепловой баланс газоводяного подогревателя высокого давления (ГВПВД) составим для греющей (газовой) среды и нагреваемой (водяной) среды отдельно. В результате определяется температура газов за ГВПВД. Расчетная схема газоводяного подогревателя высокого давления изображена на рисунке 2.5.

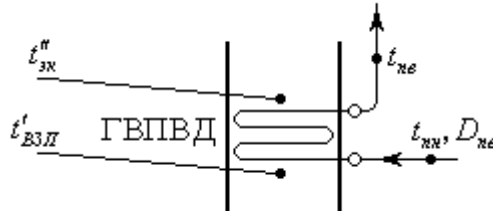


Рисунок 2.5 – Расчетная схема ГВПВД

Изначально температуру газов за ГВПВД необходимо задать, °С:

$$t'_{ВЗП} = t''_{ЭК} - \Delta t_{ГВПВД}, \quad (2.100)$$

где $\Delta t_{ГВПВД}$ – температурный напор ГВПВД, который принимается равным 94,2°С;

$$t'_{ВЗП} = 355 - 94,2 = 260,8$$

Теплота, отданная греющими газами к нагреваемой среде в ГВПВД, кВт:

$$Q_{ГВПВД}^c = \left((G'_m + B'_p) \cdot (I'_{сг} - I'^{ВЗП}_{сг}) + G_{ДВ} \cdot (I'_{св} - I'^{ВЗП}_{св}) \right) \cdot \eta_{то}, \quad (2.101)$$

где $I'^{ВЗП}_{сг}$ – энтальпия газов ГТА, определенная при температуре за ГВПВД по следующей зависимости, кДж/кг;

$$I'^{ВЗП}_{сг} = f(t'_{ВЗП}), \quad (2.102)$$

$$I'^{ВЗП}_{сг} = 331,111$$

$I'^{ВЗП}_{св}$ – энтальпия воздуха, определенная при температуре за ГВПВД по следующей зависимости, кДж/кг;

$$I'^{ВЗП}_{св} = f(t'_{ВЗП}), \quad (2.103)$$

$$I'^{ВЗП}_{св} = 311,474$$

$$\eta_{mo} - \text{КПД ГВПВД}, \eta_{mo} = 0,98;$$

$$Q_{\text{ГВПВД}}^2 = ((163,421 + 8,769) \cdot (468,709 - 331,111) + 82,693 \cdot (439,639 - 311,474)) \cdot 0,98 =$$

$$= 33605,461$$

Теплота, воспринятая в ГВПВД нагреваемой средой, кВт:

$$Q_{\text{ГВПВД}}^6 = D_{ne} \cdot (q_{ne} - \bar{t}_{nn}), \quad (2.104)$$

где D_{ne} – расход питательной воды, нагреваемой в ГВПВД, который определяется по следующей формуле, кг/с:

$$D_{ne} = D_{ne}^0 + D_{np}, \quad (2.105)$$

$$D_{ne} = 123,523 + 1,758 = 125,281$$

\bar{t}_{nn} – энтальпия питательной воды на входе в ГВПВД, определяемая с учетом нагрева ее в питательном насосе, кДж/кг:

$$\bar{t}_{nn} = \bar{t}_0 + \Delta \bar{t}_{nn}, \quad (2.106)$$

где \bar{t}_0 – энтальпия питательной воды на выходе из деаэратора, кДж/кг, которая определяется по следующей зависимости:

$$\bar{t}_0 = f(ts(P_0)), \quad (2.107)$$

где P_0 – задаваемое давление в деаэраторе, $P_0 = 7$ бар;

$$\bar{t}_0 = 697,143$$

$\Delta \bar{t}_{nn}$ – повышение энтальпии питательной воды в питательном насосе, кДж/кг;

$$\Delta \bar{t}_{nn} = \frac{\Delta P_{nn} \cdot 105 \cdot \nu}{\eta_n \cdot 1000} = \frac{(P_{наг} - P_{вс}) \cdot 105 \cdot \nu}{\eta_n \cdot 1000}, \quad (2.108)$$

где ΔP_{nn} – перепад давления питательной воды в питательном насосе, бар [15];

$\nu = 0,00111 \text{ м}^3/\text{кг}$ – удельный объем питательной воды [16];

$\eta_n = 0,75$ – КПД насоса [6];

$$\Delta \bar{t}_{nn} = \frac{173 \cdot 105 \cdot 0,00111}{0,75 \cdot 1000} = 26,884,$$

$$\bar{t}_{nn} = 697,143 + 26,884 = 724,027$$

Итак, теплота, воспринятая в ГВПВД нагреваемой средой равна, кВт:

$$Q_{\text{ГВПВД}}^6 = 125,281 \cdot (983,71 - 724,027) = 33649,204.$$

Так как тепло, отданное в ГВПВД греющими газами, должно равняться теплу, воспринятому в ГВПВД нагреваемой питательной водой, то для того, чтобы правильно определить температуру за ГВПВД, необходимо определить погрешность расчета, %:

$$\Delta_{\text{ГВПВД}} = \frac{|Q_{\text{ГВПВД}}^2 - Q_{\text{ГВПВД}}^6|}{Q_{\text{ГВПВД}}^2} \cdot 100\%. \quad (2.109)$$

Погрешность не должна превышать 0,5 %, в противном случае необходимо перезадаваться температурой газов за ГВПВД, перезадав соответствующим образом температурный напор ГВПВД, и далее повторять расчет до тех пор, пока не будет получена заданная погрешность.

Итак, погрешность расчета ГВПВД составляет, %:

$$\Delta_{\text{ГВПВД}} = \frac{|33605,461 - 33649,204|}{33605,461} \cdot 100\% = 0,13$$

Так как погрешность расчета не превышает 0,5%, расчет можно считать окончанным.

2.3.2.2 Тепловой расчет воздухоподогревателя

Далее аналогичным образом произведем расчет воздухоподогревателя (ВЗП) и определим температуру газов за ним. Отличие расчета ВЗП от расчета ГВПВД заключается в том, что нагреваемой средой здесь является воздух, подаваемый в НПП. Расчетная схема ВЗП изображена на рисунке 2.6.

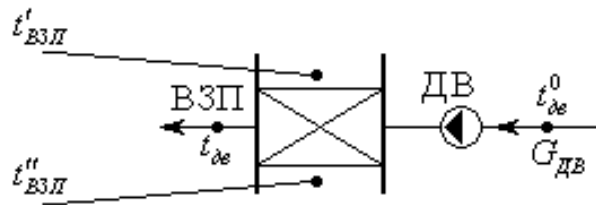


Рисунок 2.6 – Расчетная схема ВЗП

Так же, как и в расчете ГВПВД, необходимо задать температуру газов за ВЗП, °С:

$$t''_{ВЗП} = t'_{ВЗП} - \Delta t_{ВЗП}, \quad (2.110)$$

где $\Delta t_{ВЗП}$ – температурный напор ГВПВД, который принимается равным 32,3°С;

$$t''_{ВЗП} = 260,8 - 32,3 = 228,5$$

Теплота, отданная греющими газами нагреваемой среде в ВЗП, кВт:

$$Q_{ВЗП}^c = \left((G'_m + B_p^{III}) \cdot (I_{ce}^{ВЗП}' - I_{ce}^{ВЗП}'') + G_{ДВ} \cdot (I_{ce}^{ВЗП}' - I_{ce}^{ВЗП}'') \right) \cdot \eta_{mo}, \quad (2.111)$$

где $I_{ce}^{ВЗП}'$ – энтальпия газов ГТА, определенная при температуре за ВЗП по следующей зависимости, кДж/кг;

$$I_{ce}^{ВЗП}' = f(t''_{ВЗП}), \quad (2.112)$$

$$I_{ce}^{ВЗП}' = 284,627$$

$I_{ce}^{ВЗП}''$ – энтальпия воздуха, определенная при температуре за ВЗП по следующей зависимости, кДж/кг;

$$I_{ce}^{ВЗП}'' = f(t''_{ВЗП}), \quad (2.113)$$

$$I_{ce}^{ВЗП}'' = 268,059$$

$$\eta_{mo} - \text{КПД ВЗП, } \eta_{mo} = 0,98;$$

$$Q_{ВЗП}^c = ((163,421 + 8,769) \cdot (331,111 - 284,627) + 82,693 \cdot (311,474 - 268,059)) \cdot 0,98 = 11362,292$$

Теплота, воспринятая в ВЗП нагреваемым воздухом, кВт:

$$Q_{ВЗП}^{возд.} = G_{ДВ} \cdot (h_{ог} - h_{ог}^0), \quad (2.114)$$

$$Q_{ВЗП}^{возд.} = 82,963 \cdot (163,452 - 25,9) = 11374,588$$

Так как тепло, отданное в ВЗП греющими газами, должно равняться теплу, воспринятому в ВЗП нагреваемым воздухом, то для того, чтобы правильно определить температуру за ВЗП, необходимо определить погрешность расчета, %:

$$\Delta_{ВЗП} = \frac{|Q_{ВЗП}^z - Q_{ВЗП}^{возд.}|}{Q_{ВЗП}^z} \cdot 100\% \quad (2.115)$$

Погрешность не должна превышать 0,5 %, в противном случае необходимо перезадаваться температурой газов за ВЗП, перезадав соответствующим образом температурный напор ВЗП, и далее повторять расчет до тех пор, пока не будет получена заданная погрешность.

Итак, погрешность расчета ВЗП составляет, %:

$$\Delta_{ВЗП} = \frac{|11374,588 - 11362,292|}{11374,588} \cdot 100\% = 0,108$$

Так как погрешность расчета ВЗП не превышает 0,5%, расчет можно считать окончанным.

2.3.2.3 Тепловой расчет деаэрата

Следующим по ходу газов в конвективном газоходе является газовойдной подогреватель низкого давления (ГВПНД). Но для того, чтобы приступить к его расчету необходимо знать расход конденсата, который в свою очередь можно определить, рассчитав деаэратор.

Произведем расчет деаэрата. Схема включения деаэрата представлена на рисунке 2.7.

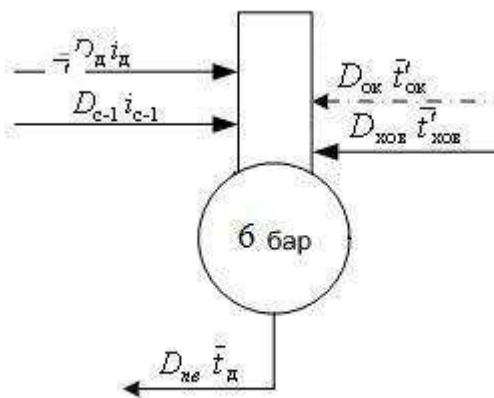


Рисунок 2.7 – Схема включения деаэратора

Уравнение материального баланса для деаэратора:

$$D_{не} = D_{c1} + D_{ок} + D_{хов} + D_{\delta}, \quad (2.116)$$

где D_{δ} – расход пара в деаэратор из отбора паровой турбины, кг/с;
 $D_{ок}$ – расход основного конденсата в деаэратор, кг/с.

Уравнение теплового баланса для деаэратора:

$$D_{не} \cdot \bar{t}_{\delta} = D_{c1} \cdot i_{c1} + D_{ок} \cdot \bar{t}_{ок} + D_{хов} \cdot \bar{t}_{хов} + D_{\delta} \cdot i_{\delta}, \quad (2.117)$$

где i_{δ} – энтальпия пара, подаваемого в деаэратор от паровой турбины, определяемая по следующей зависимости, кДж/кг:

$$i_{\delta} = i_{не} - (i_{не} - i_{\delta}^0) \cdot \eta_{oi}, \quad (2.118)$$

где i_{δ}^0 – теоретическая энтальпия отборного пара, определяемая по следующей зависимости, кДж/кг:

$$i_{\delta}^0 = f(P_{\delta}^{омб}, s_0), \quad (2.119)$$

где $P_{\delta}^{омб}$ – заданное давление пара в отборе паровой турбины на деаэратор,
 $P_{\delta}^{омб} = 12,2$ бар;

$$i_{\delta}^0 = 2876,582;$$

$$i_{\delta} = 3510,528 - (3510,528 - 2876,582) \cdot 0,85 = 2920,822$$

$\bar{t}'_{ок}$ – энтальпия основного конденсата после ГВПНД, кДж/кг, определяемая по температуре основного конденсата за ГВПНД:

$$\bar{t}'_{ок} = t'_{ок} \cdot c_p, \quad (2.120)$$

$$\bar{t}'_{ок} = 151 \cdot 4,186 = 632,086$$

Объединяя полученные уравнения теплового и материального балансов для деаэратора в систему, и подставляя известные нам величины, получаем:

$$\begin{cases} 125,201 = 0,404 + D_{ок} + 5,925 + D_{\delta}; \\ 125,201 \cdot 697,143 = 0,404 \cdot 2762,749 + D_{ок} \cdot 632,086 + 5,925 \cdot (54,349 \cdot 4,186) + D_{\delta} \cdot 2920,822; \end{cases}$$

Решая эту систему, находим:

$$D_{ок} = 114,72;$$

$$D_{\delta} = 4,232$$

2.3.2.4 Расчет конденсатора

В данной схеме слив конденсата с сетевых подогревателей осуществляется в конденсатор. Для того, чтобы исключить коррозию пакета ГВПНД, необходимо поддерживать температуру основного конденсата на входе в него более 60°C. Следовательно, для расчета ГВПНД теперь нужно определить температуру конденсата за конденсатором.

Расчетная схема конденсатора на рисунке 2.8.

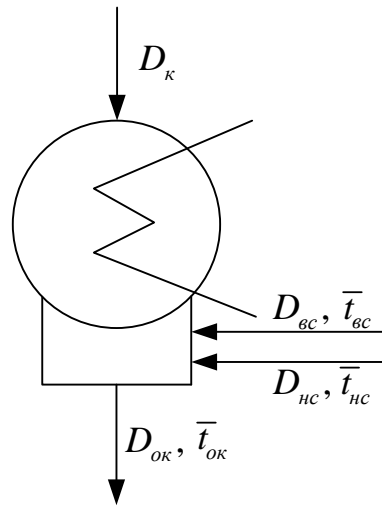


Рисунок 2.8 – Расчетная схема конденсатора

Энтальпия основного конденсата турбины, кДж/кг:

$$\bar{t}_k = f(ts(P_k)), \quad (2.121)$$

$$\bar{t}_k = 142,117$$

Уравнение материального баланса для конденсатора:

$$D_{ок} = D'_k + D_{вс} + D_{нс}, \quad (2.122)$$

Уравнение теплового баланса для конденсатора:

$$D_{ок} \cdot \bar{t}_{ок} = D'_k \cdot \bar{t}_k + D_{вс} \cdot \bar{t}_{вс} + D_{нс} \cdot \bar{t}_{нс}, \quad (2.123)$$

где $\bar{t}_{вс}$ – энтальпия конденсата верхнего сетевого подогревателя, определяемая по следующей зависимости, кДж/кг:

$$\bar{t}_{вс} = f(ts(P_{вс})), \quad (2.124)$$

$$\bar{t}_{вс} = 482,553$$

$\bar{t}_{нс}$ – энтальпия конденсата нижнего сетевого подогревателя, определяемая по следующей зависимости, кДж/кг:

$$\bar{t}_{нс} = f(ts(P_{нс})), \quad (2.125)$$

$$\bar{t}_{нс} = 398,019$$

Объединяя полученные уравнения теплового и материального балансов для деаэратора в систему, и подставляя известные нам величины, получаем:

$$\begin{cases} 114,72 = D_k + 47,371 + 48,833 \\ 114,72 \cdot \bar{t}_{ок} = D_k \cdot 142,117 + 47,371 \cdot 482,533 + 48,833 \cdot 398,019 \end{cases}$$

Решая эту систему, находим:

$$D'_k = 18,516;$$

$$\bar{t}_{ок} = 391,621$$

Температура основного конденсата за конденсатором, °С:

$$t_{ок} = \bar{t}_{ок} / c_p, \quad (2.126)$$

$$t_{ок} = 391,621 / 4,186 = 93,555$$

2.3.2.5 Расчет газоводяного подогревателя низкого давления

Расчетная схема ГВПНД изображена на рисунке 2.9.

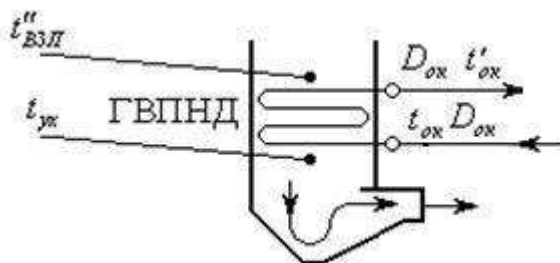


Рисунок 2.9 – Расчетная схема ГВПНД

Изначально температуру уходящих газов за ГВПНД необходимо задать, °С:

$$t_{yx} = t''_{ВЗП} - \Delta t_{ГВПНД}, \quad (2.127)$$

где $\Delta t_{ГВПНД}$ – температурный напор ГВПНД, который принимается равным 106,5°С;

$$t_{yx} = 228,5 - 106,5 = 122$$

Теплота, отданная греющими газами к нагреваемой среде в ГВПНД, кВт:

$$Q_{\text{ГВПНД}}^2 = \left((G'_m + B'_p) \cdot (I_{c2}^{\text{B3П}} - I_{c2}^{\text{yx}}) + G_{\text{ДВ}} \cdot (I_{c6}^{\text{B3П}} - I_{c6}^{\text{yx}}) \right) \cdot \eta_{\text{mo}}, \quad (2.128)$$

где I_{c2}^{yx} – энтальпия газов ГТА, определенная при температуре уходящих газов за ГВПНД по следующей зависимости, кДж/кг;

$$I_{c2}^{\text{yx}} = f(t_{\text{yx}}), \quad (2.129)$$

$$I_{c2}^{\text{yx}} = 133,901$$

$I_{c6}^{\text{B3П}}$ – энтальпия воздуха, определенная при температуре уходящих газов за ГВПНД по следующей зависимости, кДж/кг;

$$I_{c6}^{\text{yx}} = f(t_{\text{yx}}), \quad (2.130)$$

$$I_{c6}^{\text{yx}} = 126,553$$

$$\eta_{\text{mo}} - \text{КПД ГВПНД, } \eta_{\text{mo}} = 0,98;$$

$$Q_{\text{ГВПНД}}^2 = ((163,421 + 8,769) \cdot (284,627 - 133,901) + 82,693 \cdot (268,059 - 126,553)) \cdot 0,98 = 36901,899$$

Теплота, воспринятая в ГВПНД нагреваемой средой, кВт:

$$Q_{\text{ГВПНД}}^6 = D_{\text{ок}} \cdot (\bar{t}'_{\text{ок}} - \bar{t}_{\text{ок}}), \quad (2.131)$$

$$Q_{\text{ГВПНД}}^6 = 114,72 \cdot (632,086 - 391,621) = 36904,175$$

Так как тепло, отданное в ГВПНД греющими газами, должно равняться теплу, воспринятому в ГВПНД нагреваемым основным конденсатом, то для того, чтобы правильно определить температуру за ГВПНД, необходимо определить погрешность расчета, %:

$$\Delta_{\text{ГВПНД}} = \frac{|Q_{\text{ГВПНД}}^2 - Q_{\text{ГВПНД}}^6|}{Q_{\text{ГВПНД}}^2} \cdot 100\%. \quad (2.132)$$

Погрешность не должна превышать 0,5 %, а температура уходящих газов не должна быть меньше 80°C, в противном случае необходимо перезадаваться температурой газов за ВЭК и повторять расчет всех поверхностей нагрева, расположенных в конвективной шахте, до тех пор,

пока не будут получены заданные температура уходящих газов и погрешность расчета.

Итак, погрешность расчета ГВПНД составляет, %:

$$\Delta_{\text{ГВПНД}} = \frac{|36901,899 - 36904,175|}{36901,899} \cdot 100\% = 0,006$$

Так как погрешность расчета не превышает 0,5% и температура уходящих газов, полученная при расчете, равна 122°C, следовательно, расчет можно считать окончанным, в следствие того, что условия его окончания выполнены.

2.4 Расчет технико-экономических показателей

2.4.1 Проверка баланса пара в турбине

Расход пара в конденсатор, кг/с:

$$D_k = D'_k - (D_{\text{эжс}} + D_{\text{упл}}), \quad (2.133)$$

$$D_k = 18,516 - (0,586 + 1,172) = 16,759$$

Проверка баланса пара в турбине:

$$D_k = D_{ne} - (D_{\delta} + D_{\text{вс}} + D_{nc}), \quad (2.134)$$

$$D_k = 117,194 - (4,232 + 47,371 + 48,833) = 16,759,$$

что полностью совпадает с ранее найденным значением.

2.4.2 Проверка по балансу мощности паровой турбины

Электрическая мощность паровой турбины, кВт:

$$N'_3 = (D_{ne} \cdot (i_{ne} - i_{\delta}) + (D_{ne} - D_{\delta}) \cdot (i_{\delta} - i_{\text{вс}}) + (D_{ne} - D_{\delta} - D_{\text{вс}}) \cdot (i_{\text{вс}} - i_{nc})) + \\ + ((D_{ne} - D_{\delta} - D_{\text{вс}} - D_{nc}) \cdot (i_{\text{вс}} - i_k)) \cdot \eta_{\text{эм}}, \quad (2.135)$$

где $\eta_{\text{эм}}$ – электромеханический КПД, $\eta_{\text{эм}} = 0,98$;

$$N_3^{III} = (117,194 \cdot (3510,528 - 2920,822) + (117,194 - 4,232) \cdot (2920,822 - 2690,503)) + \\ ((117,194 - 4,22 - 47,371) \cdot (2690,503 - 2539,862)) + \\ + ((117,194 - 4,232 - 47,371 - 48,833) \cdot (2539,862 - 2128,016)) \cdot 0,98 = 109672,279$$

Погрешность расчета не должна превышать 0,5 %:

$$\delta = \frac{|N_3^{III} - N_3^{\prime III}|}{N_3^{III}} \cdot 100\% , \quad (2.136)$$

$$\delta = \frac{|110000 - 109672,279|}{110000} \cdot 100\% = 0,298$$

Так как погрешность не превышает 0,5%, расчет можно считать окончанным.

2.4.3 Расчет технико-экономических показателей

Мощность механизмов собственных нужд паровых турбин, кВт:

$$N_{сн}^{III} = \alpha_{сн}^{III} \cdot 10^{-2} \cdot N_3^{III} , \quad (2.137)$$

где $\alpha_{сн}^{III}$ – величина собственных нужд паровой турбины, $\alpha_{сн}^{III} = 3,8\%$;

$$N_{сн}^{III} = 3,8 \cdot 10^{-2} \cdot 110000 = 4180$$

Мощность механизмов собственных нужд газовой турбины, кВт:

$$N_{сн}^{IT} = \alpha_{сн}^{IT} \cdot 10^{-2} \cdot N_3^{IT} , \quad (2.138)$$

где $\alpha_{сн}^{IT}$ – величина собственных нужд газовой турбины, $\alpha_{сн}^{IT} = 1,0\%$;

$$N_{сн}^{IT} = 1,0 \cdot 10^{-2} \cdot 65000 = 650$$

Мощность механизмов собственных нужд ПГУ, кВт:

$$N_{сн}^{ПГУ} = N_{сн}^{III} + N_{сн}^{IT} , \quad (2.139)$$

$$N_{сн}^{ПГУ} = 4180 + 650 = 4830$$

Мощность ПГУ брутто, кВт:

$$N_{бр}^{ПГУ} = N_3^{III} + N_3^{IT} , \quad (2.140)$$

$$N_{бр}^{ПГУ} = 110000 + 65000 = 175000$$

Мощность ПГУ нетто, кВт:

$$N_{нет}^{ПГУ} = N_{бр}^{ПГУ} - N_{сн}^{ПГУ}, \quad (2.141)$$

$$N_{нет}^{ПГУ} = 175000 - 4830 = 170170$$

КПД ПГУ брутто по выработке электроэнергии, %:

$$\eta_{бр}^{\text{эл}} = \frac{N_{бр}^{ПГУ}}{Q_u^p \cdot \left(B_{ГТ} + \frac{B_p^{ПГ}}{3,6} \right)} \cdot 100\%, \quad (2.142)$$

$$\eta_{бр}^{\text{эл}} = \frac{175000}{33880 \cdot (8,769 + 5,404)} \cdot 100\% = 45,63$$

КПД ПГУ нетто по выработке электроэнергии, %:

$$\eta_{нет}^{\text{эл}} = \frac{N_{нет}^{ПГУ}}{Q_u^p \cdot \left(B_{ГТ} + \frac{B_p^{ПГ}}{3,6} \right)} \cdot 100\%, \quad (2.143)$$

$$\eta_{нет}^{\text{эл}} = \frac{170170}{33880 \cdot (5,404 + 8,769)} \cdot 100\% = 43,84.$$

Расход условного топлива на единицу генерируемой электроэнергии, г/(кВт*ч):

$$b^{m/\text{эл}} = \frac{122,8}{\eta_{нет}^{\text{эл}}} \cdot 100, \quad (2.144)$$

$$b^{\text{эл}} = \frac{122,8}{51,44} \cdot 100\% = 281$$

КПД ПГУ нетто по выработке тепловой энергии, %:

$$\eta^{m/\text{эл}} = \frac{\eta_{нет}^{\text{эл}}}{\bar{\eta}} \cdot 100\%, \quad (2.145)$$

где $\bar{\eta}$ – коэффициент пропорциональности, принимаем $\bar{\eta} = 0,5$;

$$\eta^{m/\vartheta} = \frac{43,84}{0,5} = 87,68\%$$

Расход условного топлива на единицу производимой теплоты, кг/ГДж:

$$b^{m/\vartheta} = \frac{34,121}{\eta^{m/\vartheta} \cdot 0,01}, \quad (2.146)$$

$$b^{m/\vartheta} = \frac{34,121}{87,68 \cdot 0,01} = 38,915$$

Тепловая нагрузка ПГУ, кВт:

$$Q_m = D_{\text{вс}} \cdot (i_{\text{вс}} - \bar{t}_{\text{вс}}) + D_{\text{нс}} \cdot (i_{\text{нс}} - \bar{t}_{\text{нс}}), \quad (2.147)$$

$$Q_m = 47,371 \cdot (2690,503 - 482,553) + 48,833 \cdot (2539,862 - 398,019) = 209183,673$$

Коэффициент использования теплоты сжигаемого топлива (полный КПД ТЭЦ):

$$\eta^{um} = \frac{N_{um}^{ПГУ} + Q_m}{(B_{ГТ} + B_p^{ПГУ}) \cdot Q_u^{p(n.m.)}}, \quad (2.148)$$

$$\eta^{um} = \frac{170170 + 209183,673}{(5,404 + 8,769) \cdot 33880} \cdot 100 = 79$$

Удельная выработка электричества на тепловом потреблении:

$$\mathcal{E}_{ПГУ}^m = \frac{N_{um}^{ПГУ}}{Q_m}, \quad (2.149)$$

$$\mathcal{E}_{ПГУ}^m = \frac{170170}{209183,673} = 0,813$$

3 Общая часть

3.1 Схема газового хозяйства

Тепловые электрические станции снабжаются газом от газораспределительных станций (ГРС) через газораспределительные пункты (ГРП). На ТЭС 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 камер сгорания и необходимым давлением перед горелками и составляет $1,6\div 2$ МПа.

В пределах ГРП и до камер сгорания прокладка газопроводов наземная. Подвод газа от ГРП к магистрали газотурбинного отделения и от нее к камерам сгорания выполняется однопроводным.

Схема газового хозяйства представлена на рисунке 3.1.

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 $5\div 15\%$ 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.

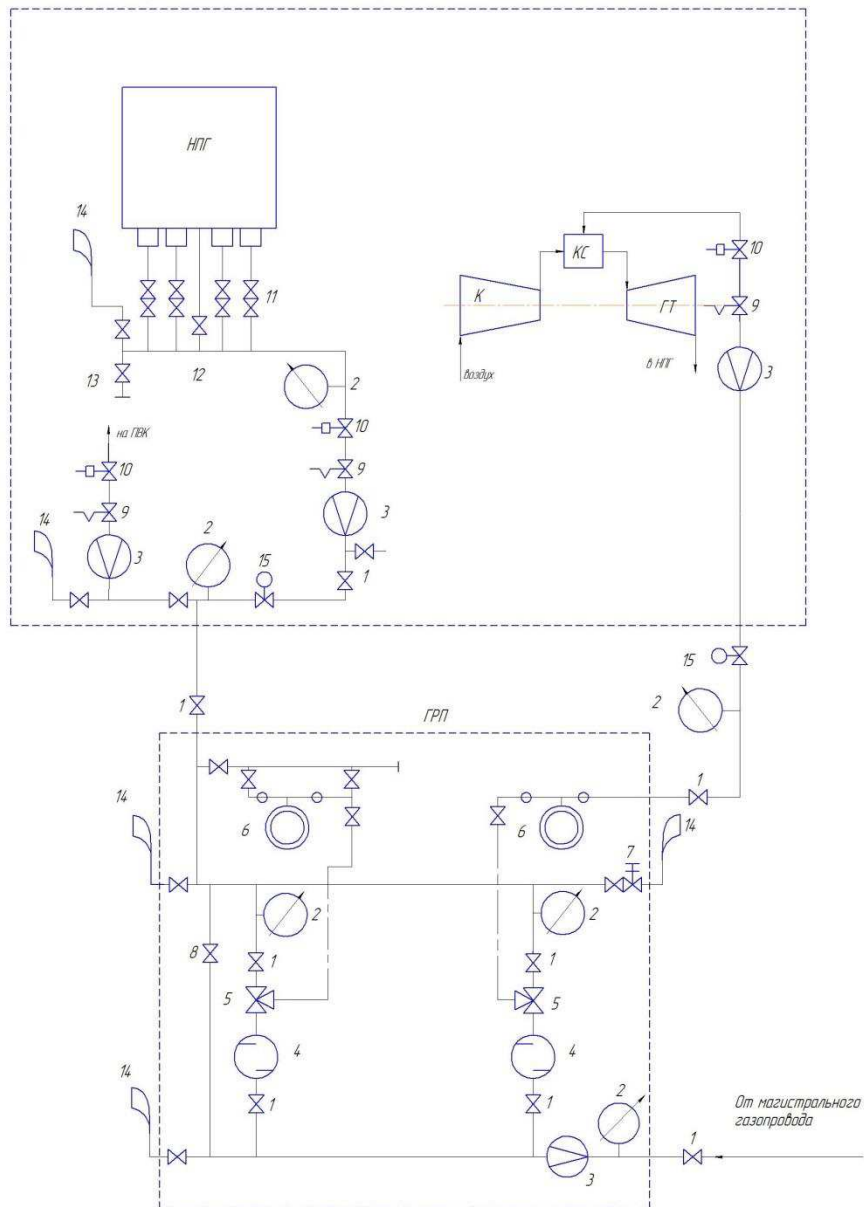


Рисунок 3.1 – Схема газового хозяйства проектируемого блока

3.2 Компоновка главного корпуса

В состав главного корпуса входят два основных помещения – котельное и турбинное. В котельном отделении размещаются парогенераторы и их вспомогательное оборудование, в турбинном – паротурбинные и парогазовые установки. Паровые и газовые турбины располагаются поперечно к оси турбинного цеха, в целях снижения его протяжённости по длине.

Также в главном корпусе располагается между котельным и турбинным, располагается промежуточное помещение. В нём находятся деаэраторы с баками, РОУ и БРОУ, трубопроводы, электрическое распределительное устройство собственного расхода, и блочные щиты управления.

Дымососы и дутьевые вентиляторы на газовых станциях устанавливаются на открытом воздухе.

Компоновка главного корпуса представлена на листах 2 и 3 графической части.

Компоновка главного корпуса должна обеспечивать:

надёжное и экономичное осуществление технологического процесса электростанции, всемерную механизацию и автоматизацию её рабочих процессов, удобное обслуживание оборудования;

экономичность сооружения, снижение затрат на строительные конструкции, материалы, линии коммуникаций, связывающие между собой элементы оборудования;

специализацию методов и сокращение сроков сооружения и монтажа электростанции, ремонта её оборудования;

должные санитарно-гигиенические условия труда персонала электростанции и населения прилегающего района;

выполнение требований правил техники безопасности и противопожарной охраны.

Взаимное размещение связанных между собой устройств и оборудования должно исключать возможность нарушения технологического процесса [17].

4 Индивидуальное задание

Система маслоснабжения стационарной энергетической установки является ее непосредственной составной частью. Назначение этой системы – обеспечивать жидкостное трение в подшипниках скольжения турбины генератора с возбудителем, работу гидромуфт питательных насосов, водородных уплотнений вала генератора и гидравлических систем регулирования.

В зависимости от уровня давления масляные системы турбоустановок разделяют на две группы: 1) высокого давления (применяются для гидравлического регулирования); 2) низкого давления (применяются для систем смазки).

В стационарных энергетических установках охлаждение масла осуществляется в теплообменниках, называемых маслоохладителями. По конструктивным признакам маслоохладители можно разделить на следующие основные типы: кожухотрубные; пластинчатые, специальные. Пластинчатые и специальные маслоохладители (змеевиковые и витые) находят в энергетических установках специального назначения, для которых габариты и масса оборудования являются определяющими характеристиками.

В стационарных энергетических установках применяют многоходовые кожухотрубные охладители масла, которые в свою очередь можно классифицировать следующим образом:

- 1) Многоходовые кожухотрубные с перегородками типа «диск-кольцо»:
 - с неуплотненными технологическими зазорами;
 - с уплотненными технологическими зазорами;
- 2) многоходовые кожухотрубные с сегментными перегородками;
- 3) интенсифицированные;
 - с продольно-оребрёнными трубами;
 - с проволочно-петельным оребрением труб;
 - с низкими накатными ребрами на трубах.

4.1 Тепловая схема включения маслоохладителя и описание

Маслоохладители турбин предназначены для охлаждения масла системы смазочного масла турбины. Охладители смонтированы внутри маслобака и включают в себя два теплообменных устройства (основное и резервное) охлаждаемые посредством экосола, циркулирующей внутри трубопроводного узла. По внешней стороне этих труб циркулирует масло, которое должно охлаждаться.

На линии впускной системы для экосола смонтирован термостатический клапан, уменьшающий или увеличивающий поток экосола в зависимости от температуры масла. Сигнал, контролирующий данный

клапан, подводится посредством капиллярной трубки, поступая от системы подачи масла на вспомогательную редукторную коробку.

Смазочное масло, перетекающее в турбинный коллектор смазочного масла и в ведомые механизмы, должно иметь температуру, которая гарантирует наличие в нем надлежащей вязкости. Для этой цели, система смазочного масла включает в себя масляный охладитель. Смазочное масло подвергается широкому диапазону температур при прохождении по газовой турбине. Для надежной циркуляции минимальная температура масла перед пуском должна быть не ниже 21 °С.

Нормальная температура масла на входе в подшипник 50-55 °С, однако из-за условий окружающей среды и/или температуры экосола, фактические рабочие условия могут быть другими. Охлаждающее оборудование для смазочной системы разработано для поддержания номинальной температуры 50-55 °С (температура масла на входе в подшипник).

Повышение рабочей температуры подшипника от входа до дренирования составляет 15÷30 °С. При дренировании блока редуктора, повышение этой температуры может составлять 35 °С. Температура смазочного масла в ёмкости будет на 10 ÷ 25 °С выше температуры коллектора смазочного масла, а объёмная (среднемассовая) температура при работе будет от 68 °С до 94 °С.

Схема включения маслоохладителей представлена на рисунке 4.1.

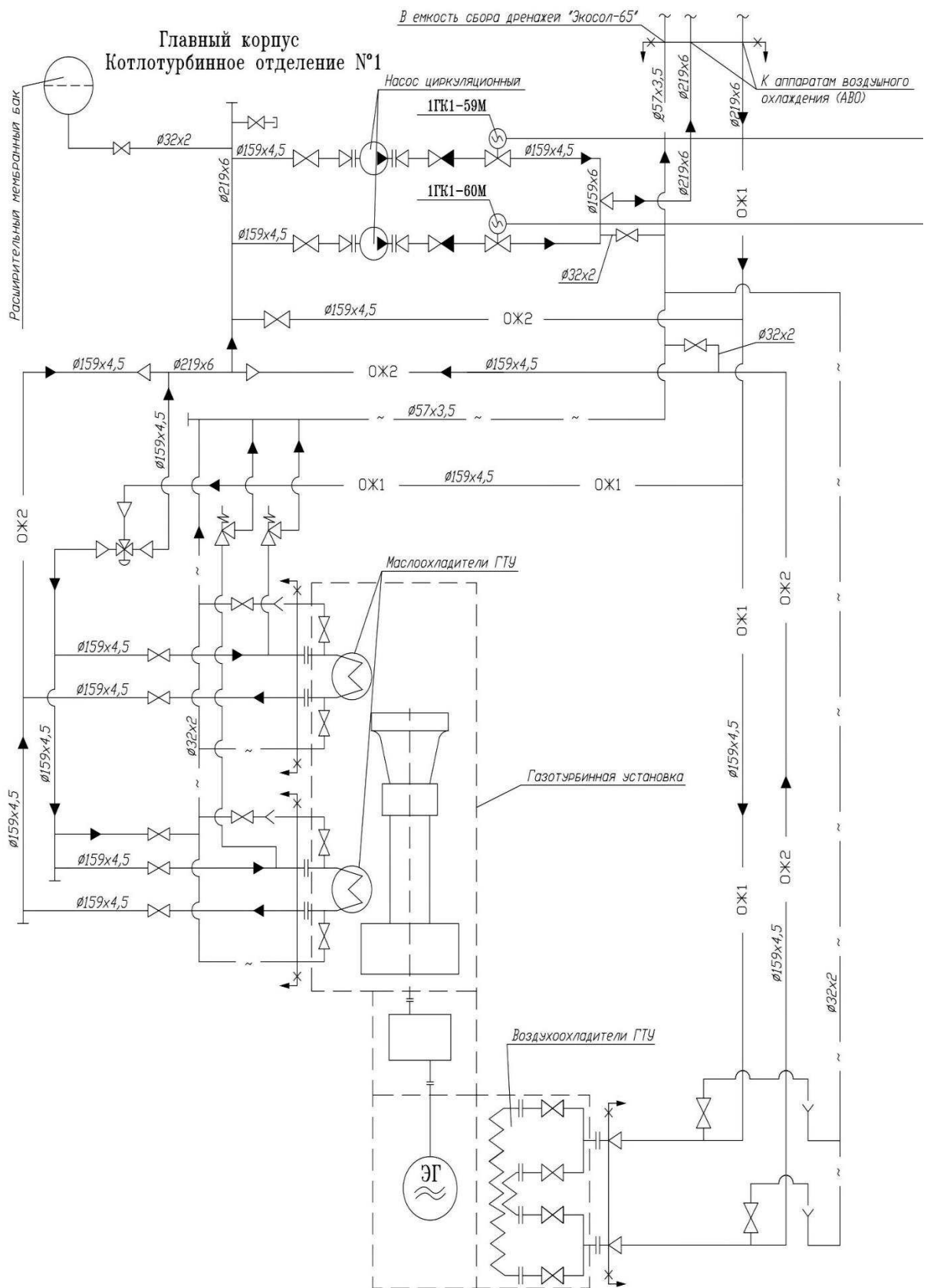
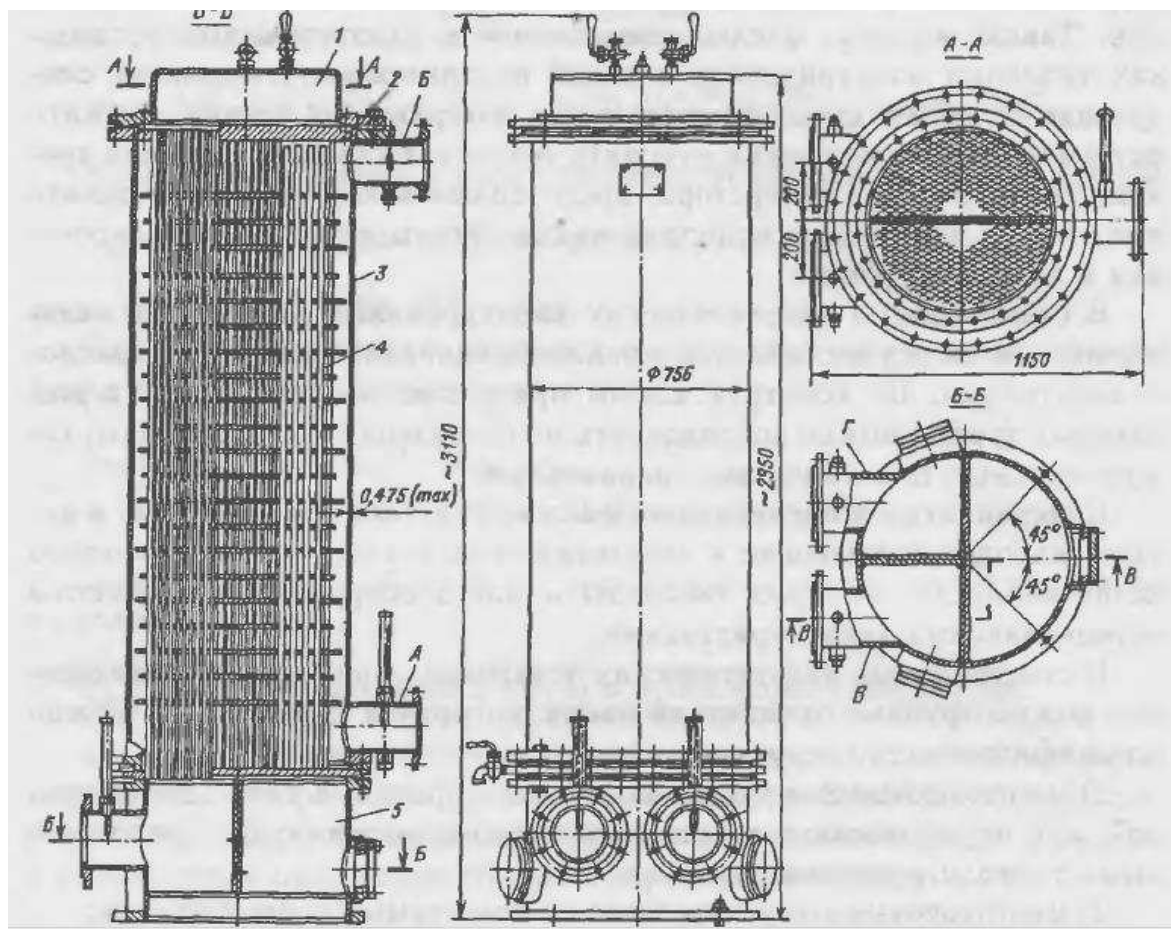


Рисунок 4.1 – Схема включения маслоохладителей.

В качестве прототипа для расчета был выбран многоходовой кожухотрубный вертикальный маслоохладитель с перегородками типа «диск-

кольцо» с неуплотненными технологическими зазорами типоразмера МБ-63-90.

Конструкция данного маслоохладителя представлена на рисунке 4.2.



1 – верхняя водяная камера; 2 – мембрана; 3 – корпус; 4 – трубная система; 5 – нижняя водяная камера; А – вход масла; Б – выход масла; В – вход воды; Г – выход воды

Рисунок 4.2 – Маслоохладитель МБ-63-90

Аппарат представляет собой кожухотрубный теплообменник, в котором охлаждающая жидкость движется в трубах, а охлаждаемое масло – в межтрубном пространстве, при этом охлаждающая жидкость и масло подводятся снизу.

Направление движения масла создаётся системой перегородок типа «диск-кольцо».

Возникающие температурные деформации, связанные с расширением трубной системы относительно корпуса, компенсируются с помощью мембраны 2. Подача масла и воды производится через патрубки А и В, слив их, а также выпуск воздуха осуществляется через патрубки Б и Г. Для измерения температур масла и охлаждающей жидкости на патрубках устанавливаются гильзы для термометров или термоэлектрических преобразователей (термопар).

Эффективность работы данного аппарата зависит от холостых протечек масла в зазорах между корпусом и наружной кромкой кольцевых перегородок. Для уменьшения холостых протечек на каждой кольцевой перегородке выполняют уплотнения.

4.2 Конструкторский расчет

Исходные данные приведены в таблице 4.1.

Таблица 5.1 – Исходные данные для расчета маслоохладителя

Показатель	Обозначение	Единица измерения	Значение
Объемный расход масла	G_M	м ³ /с	0,007
Объемный расход эосола	$G_{ЭК}$	м ³ /с	0,0062
Начальная температура масла	t_{1M}	°С	85
Начальная температура эосола	$t_{1ЭК}$	°С	31,5
Конечная температура масла	t_{2M}	°С	55
Конечная температура эосола	$t_{2ЭК}$	°С	48
Скорость течения масла	ω_M	м/с	0,7
Скорость течения эосола	$\omega_{ЭК}$	м/с	0,5
Геометрические параметры маслоохладителя			
Число ходов эосола	$n_{ЭК}$		4
Шаг труб по глубине пучка	s_2	м	0,016
Число шестиугольников в пучке труб	Z_x		20
Схема движения теплоносителя	Перекрестная		
Тип оребрения	Гладкие трубы		
Металл труб	Латунь		
Конструкция перегородок	Типа «диск-кольцо»		
Тип зазоров	Неуплотненные		

Определяем диаметр подводящей трубы

$$d = \sqrt{4 \cdot \frac{G_{ЭК}}{\omega_{ЭК} \cdot \pi}} = \sqrt{4 \cdot \frac{0,0062}{0,5 \cdot \pi}} = 0,126 \text{ м} \quad (4.1)$$

Примем диаметры трубок $d_H = 0,012$ м, $d_{BH} = 0,01$ м.

Определяем значение средней температуры масла в охладителе:

$$\bar{t}_M = \frac{t_{1M} + t_{2M}}{2} = \frac{85 + 55}{2} = 70^\circ\text{С} \quad (4.2)$$

Рассчитываем значения теплофизических характеристик масла при \bar{t}_M :

$$\rho_M = 890,7 - 0,626t = 890,7 - 0,626 \cdot 70 = 846,88 \text{ кг/м}^3 \quad (4.3)$$

$$\lambda_M = 0,132 - 0,912 \cdot 10^{-4}t = 0,132 - 0,912 \cdot 10^{-4} \cdot 70 = 0,126 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

$$c_{pM} = 1,768 + 0,35 \cdot 10^{-2}t = 1,768 + 0,35 \cdot 10^{-2} \cdot 70 = 2,013 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$$

$$v_M = \{ \exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(t + 273)]) - 0,6 \} \cdot 10^{-6} = \{ \exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(70 + 273)]) - 0,6 \} \cdot 10^{-6} = 1,055 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\mu_M = v_M \cdot \rho_M = 1,055 \cdot 10^{-5} \cdot 846,88 = 0,009 \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Определяем значение средней температуры экосола в охладителе:

$$\overline{t_{\text{ЭК}}} = \frac{t_{1\text{ЭК}} + t_{2\text{ЭК}}}{2} = \frac{31,5 + 48}{2} = 39,75^\circ\text{C} \quad (4.4)$$

Значения теплофизических характеристик экосола при $\overline{t_{\text{ЭК}}}$ принимаем из таблицы:

$$\rho_{\text{ЭК}} = 1039 \text{ кг/м}^3$$

$$\lambda_{\text{ЭК}} = 0,44 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

$$c_{p\text{ЭК}} = 3,61 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$$

$$v_{\text{ЭК}} = 4,16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\mu_{\text{ЭК}} = v_{\text{ЭК}} \cdot \rho_{\text{ЭК}} = 4,16 \cdot 10^{-6} \cdot 1039 = 0,004 \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Число Прандтля для экосола:

$$Pr_{\text{ЭК}} = \mu_{\text{ЭК}} \cdot \frac{c_{p\text{ЭК}} \cdot 10^3}{\lambda_{\text{ЭК}}} = 0,004 \cdot \frac{3,61 \cdot 10^3}{0,44} = 35,462 \quad (4.5)$$

Определяем средний коэффициент теплоотдачи по экосолу:

$$\overline{\alpha_{\text{ЭК}}} = \frac{\lambda_{\text{ЭК}}}{d_{\text{ВН}}} 0,021 \left(\frac{\omega_{\text{ЭК}} \cdot d_{\text{ВН}}}{v_{\text{ЭК}}} \right)^{0,8} Pr_{\text{ЭК}}^{0,43} = \frac{0,44}{0,01} 0,021 \left(\frac{0,7 \cdot 0,01}{0,004} \right)^{0,8} 35,462^{0,43} = 1,247 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (4.6)$$

Находим значения параметров P и R, а также поправочный коэффициент $\varepsilon_{\Delta t}$ для перекрестной схемы движения теплоносителей:

$$P = \frac{t_{2\text{ЭК}} - t_{1\text{ЭК}}}{t_{1\text{М}} - t_{1\text{ЭК}}} = \frac{48 - 31,5}{85 - 31,5} = 0,308 \quad (4.7)$$

$$R = \frac{t_{1\text{М}} - t_{2\text{М}}}{t_{2\text{ЭК}} - t_{1\text{ЭК}}} = \frac{85 - 55}{84 - 31,5} = 1,818 \quad (4.8)$$

По рисунку находим значение поправочного коэффициента $\varepsilon_{\Delta t}$

$$\varepsilon_{\Delta t} = 0,81$$

Средний логарифмический температурный напор:

$$\overline{\Delta t_{\text{лог}}} = \frac{(t_{1\text{М}} - t_{2\text{ЭК}}) - (t_{2\text{М}} - t_{1\text{ЭК}})}{\ln \frac{t_{1\text{М}} - t_{2\text{ЭК}}}{t_{2\text{М}} - t_{1\text{ЭК}}}} \cdot \varepsilon_{\Delta t} = \frac{(85 - 48) - (55 - 31,5)}{\ln \frac{85 - 48}{55 - 31,5}} \cdot 0,81 = 24,09^\circ\text{C} \quad (4.9)$$

Рассчитываем число Прандтля для масла:

$$Pr_M = \mu_M \cdot \frac{c_{pM} \cdot 10^3}{\lambda_M} = 0,009 \cdot \frac{2,013 \cdot 10^3}{0,126} = 143,127 \quad (4.10)$$

Средний коэффициент теплоотдачи по маслу:

$$\bar{\alpha}_M = \frac{\lambda_M}{d_H} 0,354 \left(\frac{\omega_M \cdot d_H}{\nu_M} \right)^{0,6} Pr_M^{0,33} \left(\frac{s_2}{d_H} \right)^{-\frac{1}{6}} \left(\frac{\mu_M}{\mu_{CT}} \right)^{0,14} C_Z \quad (4.11)$$

где μ_M и μ_{CT} – динамические вязкости масла при температурах \bar{t}_M и t_{CT} ;

$$\mu_{CT} = \nu_{M,CT} \cdot \rho_{M,CT}$$

$$t_{CT} = \bar{t}_{ЭК} = 39,75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\nu_{M,CT} = \{ \exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(t_{CT} + 273)]) - 0,6 \} \cdot 10^{-6} =$$

$$\{ \exp(\exp[26,21 - 4,339 \ln(39,75 + 273)]) - 0,6 \} \cdot 10^{-6} = 3,597 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\rho_{M,CT} = 890,7 - 0,626 t_{CT} = 890,7 - 0,626 \cdot 39,75 = 865,8 \text{ кг/м}^3$$

$$\mu_{CT} = 3,597 \cdot 10^{-5} \cdot 865,8 = 0,031 \text{ Па} \cdot \text{с}$$

$$C_Z = \frac{1}{1 + \frac{0,6}{z_x} \frac{0,1 s_2}{z_x d_H}} = \frac{1}{1 + \frac{0,6}{20} \frac{0,10,016}{200,012}} = 0,977$$

$$\bar{\alpha}_M = \frac{0,126}{0,012} 0,354 \left(\frac{0,7 \cdot 0,012}{1,055 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,6} 143,127^{0,33} \left(\frac{0,016}{0,012} \right)^{-\frac{1}{6}} \left(\frac{0,009}{0,031} \right)^{0,14} 0,956 =$$

$$820,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Находим коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}_M} + \frac{\varphi d_H}{2 \lambda_{CT} \ln \frac{d_H}{d_{ВН}} + \frac{\varphi d_H}{\bar{\alpha}_{ЭК} d_{ВН}}} = \frac{1}{\frac{1}{820,7} + \frac{1 \cdot 0,01}{2 \cdot 93 \ln \frac{0,012}{0,01}} + \frac{1}{1,247 \cdot 10^3} \frac{0,012}{0,01}} = 456,14 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Площадь поверхности теплообмена:

$$F = \frac{1,25 Q_M}{\Delta \bar{t}_{лог} k} = \frac{1,25 \cdot 750000}{24,09 \cdot 456,14} = 85,3 \text{ м}^2 \quad (4.12)$$

где 1,25 – коэффициент, учитывающий загрязненность труб маслоохладителя.

Число труб в одном ходе теплообменника

$$n = \frac{4 G_{ЭК}}{\pi d_{ВН}^2 \omega_{ЭК} \rho_{ЭК}} = \frac{4 \cdot 6,4418}{\pi \cdot 0,01 \cdot 0,5 \cdot 1039} = 158 \quad (4.13)$$

Общая длина труб маслоохладителя определяется по следующему выражению:

$$l = \frac{F}{\pi d_{ВН} n} = \frac{85,3}{\pi \cdot 0,01 \cdot 158} = 17,2 \text{ м} \quad (4.14)$$

Так как общая длина труб теплообменного аппарата получилась больше 7-9 м, то выполняем теплообменник многоходовым. Зададимся величиной числа ходов z так, чтобы рабочая длина одного хода маслоохладителя l' из соображений компактности и технологичности находилась в пределах от 2 до 9 метров.

Зададимся числом ходов:

$$z = 8$$

Тогда рабочая длина одного хода:

$$l' = \frac{l}{z} = \frac{19,32}{8} = 2,15 \text{ м} \quad (4.15)$$

С учетом выбранного числа ходов общее количество труб в теплообменном аппарате определяется как

$$N = n \cdot z = 158 \cdot 8 = 1264 \quad (4.16)$$

Шаг между центрами труб определяется из соотношения:

$$t = 1,35 \cdot d_H = 1,35 \cdot 0,012 = 0,016 \text{ м} \quad (4.17)$$

Число правильных шестиугольников:

$$m = \frac{\sqrt{12N-3}-3}{6} = \frac{\sqrt{12 \cdot 1264 - 3} - 3}{6} = 20 \quad (4.18)$$

Расчетный внутренний диаметр теплообменника определяется по формуле:

$$D_{\text{вн}} = D' + d_H + 2x = 2mt + d_H + 2x = 2 \cdot 20 \cdot 0,016 + 0,012 + 2 \cdot 0,01 = 0,681 \text{ м} \quad (4.19)$$

По ГОСТ 9617-79 ближайший стандартный диаметр примем $D_{\text{вн}} = 0,7 \text{ м}$

Выполним проверку правильности выбора числа ходов маслоохладителя.

$$\frac{l'}{D_{\text{вн}}} = \frac{2,15}{0,7} = 3,069 \text{ м, что входит в допустимый диапазон (2-4 м).}$$

В качестве способа крепления труб выберем коническую развальцовку, т.к. при таком способе крепления снижается коэффициент местного сопротивления, а, следовательно, вероятность эрозии на этом участке ввиду предотвращения отрыва потока на входной кромке.

Завершив компоновку трубного пучка, найдем размеры межтрубного пространства теплообменника при продольном обтекании пучка труб расположенных в цилиндрическом корпусе с учетом установки перегородок будет определяться:

$$S'_{\text{мтр}} = \frac{G_{\text{м}}}{\omega_{\text{м}}} = \frac{0,007}{0,7} = 0,01 \text{ м}^2 \quad (4.20)$$

Чтобы предотвратить пульсацию скорости масла в межтрубном пространстве, а, следовательно, и вибрацию трубного пучка, необходимо чтобы выполнялось следующее условие:

$$S_1 = S_2 = S_3 = S'_{\text{мтр}}$$

Диаметр кольца поперечной перегородки определяется через площадь сечения внутри кольца, через которое проходит пучок труб с ромбической компоновкой:

$$S_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} \left[1 - 0,91y \left(\frac{d_H}{t} \right)^2 \right] \quad (4.21)$$

где y – коэффициент заполнения решетки трубами, принимается 0,6

$$D_1 = \sqrt{\frac{4S_1}{\pi \left[1 - 0,91y \left(\frac{d_H}{t} \right)^2 \right]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,01}{\pi \left[1 - 0,91 \cdot 0,6 \cdot \left(\frac{0,012}{0,016} \right)^2 \right]}} = 0,135 \text{ м}$$

Диаметр диска определяется через площадь кольцевого зазора между корпусом и диском:

$$S_2 = \frac{\pi}{4} (D_{\text{ВН}}^2 - D_2^2) \quad (4.22)$$

$$D_2 = \sqrt{D_{\text{ВН}}^2 - \frac{4S_2}{\pi}} = \sqrt{0,7^2 - \frac{4 \cdot 0,01}{\pi}} = 0,691 \text{ м}$$

Средний диаметр:

$$D_{\text{ср}} = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{0,135 + 0,691}{2} = 0,413 \text{ м} \quad (4.23)$$

Расстояние между поперечными перегородками кольцевого типа определяется через проходное сечение в вертикальном цилиндре среднего диаметра при степени заполнения его окружности трубами $\frac{d_{\text{н}}}{t}$:

$$S_3 = \pi D_{\text{ср}} h \left(1 - \frac{d_{\text{н}}}{t}\right) \quad (4.24)$$

$$h = \frac{S_3}{\pi D_{\text{ср}} \left(1 - \frac{d_{\text{н}}}{t}\right)} = \frac{0,01}{\pi \cdot 0,413 \cdot \left(1 - \frac{0,012}{0,016}\right)} = 0,03 \text{ м} \quad (4.25)$$

Диаметр патрубка подвода и отвода экосола:

$$D_{\text{п.в}} = 1,13 \sqrt{\frac{G_{\text{ЭК}}}{\omega_{\text{ЭК}}}} = 1,13 \sqrt{\frac{0,0062}{0,5}} = 0,126 \text{ м} \quad (4.26)$$

Диаметр патрубка подвода и отвода масла:

$$D_{\text{п.в}} = 1,13 \sqrt{\frac{G_{\text{М}}}{\omega_{\text{М}}}} = 1,13 \sqrt{\frac{0,007}{0,7}} = 0,113 \text{ м} \quad (4.27)$$

4.3 Расчет тепловой изоляции

Расчёт тепловой изоляции ведётся по заданной температуре на поверхности изоляции. Температура поверхности изоляции назначается равной $t_{\text{из}} = 50^\circ\text{C}$ при температуре воздуха $t_{\text{возд}} = 25^\circ\text{C}$. Учитывая что средняя температура теплоносителя равна $t_{\text{ср}} \text{ масла} = 70^\circ\text{C}$, то на данном маслоохладитель не будем покрывать изоляцией. Конструкцию окрашивают слоем краски, этого будет достаточно.

4.4 Гидравлический расчет

Гидравлическое сопротивление по водяной стороне

Суммарное гидравлическое сопротивление со стороны нагреваемого теплоносителя Δp_2 , Па, определяется по формуле:

$$\Delta p_2 = \Delta p_{\text{тр}2} + \Delta p_{\text{мес}2} \quad (4.28)$$

где $\Delta p_{\text{тр}2}$ – потеря давления, обусловленная сопротивлением трения, Па;

Па. $\Delta p_{\text{мес2}}$ - потеря давления, обусловленная местными сопротивлениями,

$$\Delta p_{\text{тр2}} = \lambda \frac{l'}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho \omega^2}{2} \quad (4.29)$$

где λ – коэффициент трения;
 l – длина трубки теплообменника с учетом трубной доски;
 ρ – плотность при средней температуре масла в теплообменнике;
 ω – скорость масла.

$$\lambda = 0,1 \left(1,46 \cdot \frac{\Delta}{d_{\text{вн}}} + \frac{100}{Re_{\text{в}}} \right)^{0,25} \quad (4.30)$$

где Δ - шероховатость труб, для латунных труб равна 0,01 мм;
 $Re_{\text{в}}$ – число Рейнольдса для эконолоа.

$$Re_{\text{в}} = \frac{\omega_{\text{эк}} d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{эк}}} = \frac{0,5 \cdot 0,01}{4,16 \cdot 10^{-6}} = 1201,92 \quad (4.31)$$

$$\lambda = 0,1 \left(1,46 \cdot \frac{0,01 \cdot 10^{-3}}{0,01} + \frac{100}{1201,92} \right)^{0,25} = 0,054$$

$$l' = l + 2\delta_{\text{тр доски}} = 2,15 + 2 \cdot 0,012 = 2,16 \text{ м} \quad (4.32)$$

где $\delta_{\text{тр доски}}$ – толщина трубной доски, принимаем 7 мм.

$$\Delta p_{\text{тр2}} = 0,036 \frac{2,16}{0,01} \cdot \frac{1039 \cdot 0,5^2}{2} = 10,1 \text{ кПа}$$

$$\Delta p_{\text{мес2}} = (\sum \xi_i) \frac{\rho \omega^2}{2} \quad (4.33)$$

где ξ_i – коэффициент местного сопротивления на i -участке.
 $\xi_i = 1,5$ при входе и повороте потока воды во входной и выходной камерах;

$\xi_i = 2,5$ при повороте потока на 180° в крышке водяной камеры.

$$\xi = 2,5 \cdot 7 + 1,5 \cdot 2 = 20,5$$

$$\Delta p_{\text{мес2}} = 20,5 \cdot \frac{1039 \cdot 0,5^2}{2} = 2,66 \text{ кПа}$$

$$\Delta p_2 = 2,66 + 10,1 = 12,76 \text{ кПа}$$

Гидравлическое сопротивление по масляной стороне:

Суммарное гидравлическое сопротивление со стороны греющего теплоносителя ΔP_1 , Па, определяется по формуле:

$$\Delta p_1 = \Delta p_{\text{тр1}} + \Delta p_{\text{мес1}} \quad (4.34)$$

Потери напора масла на преодоление сопротивления собственно трубного пучка:

$$\Delta p_{\text{тр1}} = (z + 1) \cdot \frac{\rho \omega^2}{2} \cdot i \quad (4.35)$$

где z – число ходов масла;

i - число поперечных рядов труб, пересекаемых перпендикулярно маслом, принимается равным число шестиугольников

$$z = \frac{l}{h} = \frac{2,15}{0,03} = 72 \quad (4.36)$$

$$\Delta p_{\text{тр1}} = 73 \cdot \frac{846,88 \cdot 0,7^2}{2} \cdot 20 = 302,9 \text{ кПа}$$

$$\Delta p_{\text{мес1}} = (\sum \psi) \cdot \frac{\rho \omega^2}{2} \quad (4.37)$$

где $\sum \psi$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений.

$$\sum \psi = \psi_1 + (z - 1)\psi_2 + \psi_3 \quad (4.38)$$

где ψ_1 и ψ_3 - коэффициенты местных сопротивлений на входе и выходе, принимается равным 0,5;

ψ_2 - коэффициент местных сопротивлений при прохождении «диск-кольцо».

$$\sum \psi = 2 \cdot 0,5 + 72 \cdot 2 \cdot 0,5 = 73$$

$$\Delta p_{\text{мес1}} = 73 \cdot \frac{846,88 \cdot 0,7^2}{2} = 15,146 \text{ кПа}$$

$$\Delta p_1 = 302,9 + 15,146 = 318 \text{ кПа}$$

4.5 Расчет на прочность

В основу действующих норм расчета на прочность сосудов и трубопроводов, находящихся под внутренним давлением, положен метод расчета прочности по предельным нагрузкам. При этом за опасную нагрузку принимается такая, которая вызывает общую пластическую деформацию всей конструкции.

Расчетное давление, на которое производится расчет аппарата на прочность, принимается равным наибольшему рабочему давлению теплоносителя. Для элементов, разделяющих пространство с разными давлениями, зарасчетное принимается то, которое требует наибольшей толщины стенки.

Расчет на прочность корпуса аппарата:

Номинальная толщина стенки цилиндрической обечайки корпуса $S_{\text{корп}}$ м, нагруженного внутренним давлением греющей среды $P_{\text{м}}$:

$$S_{\text{корп}} \geq \frac{P_{\text{м}} D_{\text{вн}}}{2\sigma_{\text{корп}} \varphi - P_{\text{м}}} + C = \frac{0,1216 \cdot 0,7}{2 \cdot 138,5 \cdot 0,7 - 0,1216} + 0,005 = 5,44 \text{ мм} \quad (4.39)$$

где $P_{\text{м}}$ - давление масла, МПа;

$D_{\text{вн}}$ - внутренний диаметр корпуса, м;

$\sigma_{\text{корп}}$ - номинальное допускаемое напряжение, для ст3 равно 138,5 МПа;

φ - коэффициент прочности, принимаем равным 0,7;

C - прибавка к расчетной толщине стенки, принимаем равной 5 мм.

Расчет на прочность крышки водяной камеры:

Выбираем выпуклую крышку с полусферическим дном (рис. 4.3)

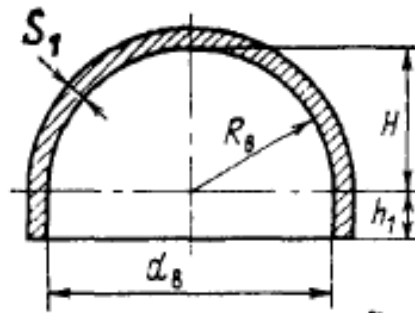


Рисунок 4.3 – Крышка водяной камеры.

Толщина крышки водяной камеры:

$$S_{\text{кр}} \geq \frac{P_{\text{ЭК}} R_{\text{ЭК}}}{2\sigma_{\text{кр}} \varphi - 0,5P_{\text{ЭК}}} + C = \frac{0,101325 \cdot 0,7}{2 \cdot 138,5 \cdot 0,7 - 0,5 \cdot 0,101325} + 0,005 = 5,37 \text{ мм}$$

где R_B – радиус кривизны в вершине крышки, м;

$$R_B = \frac{D_{\text{ВН}}^2}{4H} = \frac{0,7^2}{40,25 \cdot 0,7} = 0,7 \quad (4.40)$$

где $H = 0,25D_{\text{ВН}}$ – высота эллиптической части крышки, м

Высота цилиндрической части крышки:

$$h_1 = 0,33D_{\text{ВН}} = 0,33 \cdot 0,7 = 0,231 \text{ м} \quad (4.41)$$

Расчет на прочность трубных досок:

В качестве расчетного давления на трубную доску принимается наибольшее из давлений двух сред, находящихся по разные стороны трубной доски. Если по одну сторону труб имеется избыточное давление, а по другую – вакуум, расчет трубных досок следует производить на разность давлений. Расчетная температура принимается равной наибольшей температуре протекающих по обе стороны трубной доски теплоносителей:

$$S_{\text{ТД}} = 0,393KD_{\text{ТД}} \sqrt{\frac{P_M}{\varphi \sigma_{\text{ТД}}}} = 0,393 \cdot 0,7 \sqrt{\frac{0,1216}{138,5 \cdot 0,4475}} = 12 \text{ мм} \quad (4.42)$$

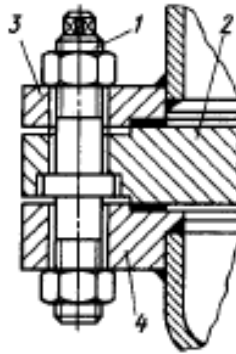
где φ – коэффициент прочности;

K – коэффициент, учитывающий способ закрепления трубной доски.

Для трубных досок, зажатых между фланцами со сквозными отверстиями под болты и шпильки $K = 1$.

$$\varphi = 0,935 - 0,65 \frac{d_{\text{н}}}{t} = 0,935 - 0,65 \frac{0,012}{0,016} = 0,4475 \quad (4.43)$$

На рисунке 4.4 представлен способ крепления трубной доске.



1 – шпилька; 2 – трубная доска; 3,4 – фланец.

Рисунок 4.4 – Фланцевое соединение трубной доски со сквозными отверстиями под болты.

Расчет болтов на прочность

Задачей расчета болтовых и шпилечных соединений является определение диаметра, шага и числа болтов или шпилек. Рабочую температуру болта или шпильки принимают равной температуре рабочей среды.

Допускаемое напряжение для болтов при средней температуре стенки 40°C $\sigma_b = 103 \text{ МПа}$.

Номинальный диаметр болта или шпильки, м, вычисляется по выражению:

$$d_b = 1,13 \sqrt{\frac{P_b n_b}{\sigma_b}} = 1,13 \sqrt{\frac{0,00966 \cdot 5}{103}} = 0,0245 \quad (4.44)$$

где P_b – усилие от затяжки на один болт, МПа, рассчитывается в зависимости от давления нагреваемой среды (P_v , МПа) и внутреннего диаметра корпуса ($D_{вн}$, м) по формуле:

$$P_b = 0,00124 + 0,00177P_m + 0,01177d_{\text{внутркорпуса}} = 0,00966 \quad (4.45)$$

n_b – коэффициент запаса прочности, принимаем в расчетах равным 5;

σ_b – допускаемое напряжение материала изготовления болта, МПа

Значение шага расположения между болтами или шпильками на фланце S_b выбирается, исходя из опыта эксплуатации и с учетом диаметра отверстия под шпильку или болт d_b , и должно находиться в следующих пределах:

– при величине расчетного давления $P_m < 2,5 \text{ МПа}$ $S_b = (2,1-5) d_b$;

– при величине расчетного давления $P_m > 2,5 \text{ МПа}$ $S_b = (2,1-3) d_b$

$$S_b = 2,1 \cdot 0,0245 = 0,051 \text{ м}$$

Расчетное количество болтов или шпилек определяется соотношением:

$$z_b = \frac{\pi D_b}{S_b} = \frac{3,14 \cdot 0,0783}{0,051} = 49 \quad (4.46)$$

где, $D_b = D_{\text{нп}} + d_b + 0,01$ – диаметр условной окружности расположения болтов или шпилек на фланце, м;

$$d_{\text{нп}} - \text{наружный диаметр прокладки, м.}$$

$$D_{\text{нп}} = D_{\text{нутркорпуса}} + 2S_{\text{корп}} + 2b_0 + 2u \quad (4.47)$$

где, $b_0 = 0,01$ – ширина прокладки b_0 при величине внутреннего диаметра корпуса аппарата $D_{\text{вн}} > 0,8$ м не должна быть меньше 10–20 мм.;

$u = \delta$ – расстояние от внутренней кромки фланца до внутренней кромки прокладки, где δ – толщина прокладки, принимается равной от 2 до 5 мм.

$$D_{\text{нп}} = 0,7 + 2 \cdot 0,00544 + 2 \cdot 0,01 + 2 \cdot 0,003 = 0,479 \text{ м}$$

$$D_6 = 0,479 + 0,0245 + 0,01 = 0,783$$

Расчет фланцев на прочность

Расчет фланцевого соединения включает в себя расчет номинальной толщины фланца. Следует отметить, что болты во фланцевых соединениях используют реже, чем шпильки, так как при затяжке болта в стержне возникает большое скручивающее напряжение со стороны головки.

При расчете плоских приварных фланцев толщина тарелки ($h_{\text{ф}}$, м) определяется по соотношению:

$$h_{\text{ф}} = 0,25 \left(\frac{P_{\text{м}}}{10} + 1 \right) \sqrt{D_{\text{вн}} S_1} \quad (4.48)$$

где S_1 – толщина цилиндрической части плоского фланца, м, $S_1 = S + C$;

S – толщина стенки элемента аппарата на который устанавливается фланец, м;

C – поправка, величина которой быть не менее 5 мм.

При этом необходимо учитывать, что как правило толщина стенки корпуса теплообменника отличается от толщины стенки крышки водяной камеры, поэтому расчет толщины фланца выполняется для каждого из этих элементов в отдельности.

Тогда для крышки:

$$h_{\text{ф}}^{\text{кр}} = 0,25 \left(\frac{0,101235}{10} + 1 \right) \sqrt{0,7 \cdot (0,00537 + 0,005)} = 0,0215 \text{ м}$$

Для корпуса:

$$h_{\text{ф}}^{\text{корп}} = 0,25 \left(\frac{0,101235}{10} + 1 \right) \sqrt{0,7 \cdot (0,00544 + 0,005)} = 0,0216 \text{ м}$$

Расчет термических напряжений

В теплообменниках с жесткими соединениями между корпусом и трубными досками, какими являются, например, кожухотрубные теплообменники, возникают дополнительные термические напряжения в трубках и корпусе аппарата вследствие различной степени их удлинения при нагреве и охлаждении. Эти напряжения могут привести к нарушению плотности соединения трубок с трубной доской, деформации трубок и, как следствие, к истиранию их в промежуточных перегородках и т. д.

Сила воздействия между корпусом и трубками за счет температурных расширений определяется

$$P_t = \frac{|\alpha_{\text{корп}}\Delta t_{\text{корп}} - \alpha_{\text{тр}}\Delta t_{\text{тр}}|}{\frac{1}{E_{\text{корп}}F_{\text{корп}}} + \frac{1}{E_{\text{тр}}F_{\text{тр}}}} \quad (4.49)$$

где $\alpha_{\text{корп}}$, $\alpha_{\text{тр}}$ – коэффициенты линейного расширения корпуса и трубок аппарата соответственно, $1/^\circ\text{C}$, для стали $\alpha = 11,6 \times 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$, для латуни $\alpha = 19 \times 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$;

$t_{\text{корп}}$ – разность между рабочей температурой корпуса и температурой окружающей среды, $^\circ\text{C}$;

$$\Delta t_{\text{корп}} = t_{\text{ср}}^{\text{п}} - t_{\text{окр.ср}} = 70 - 25 = 45 \quad (4.50)$$

$\Delta t_{\text{тр}}$ – разность между рабочей температурой трубок (средней температурой нагреваемой среды) и температурой окружающей среды, $^\circ\text{C}$.

$$\Delta t_{\text{тр}} = t_{\text{ср}}^{\text{в}} - t_{\text{окр.ср}} = 40 - 25 = 15 \quad (4.51)$$

$E_{\text{корп}}$, $E_{\text{тр}}$ – модули упругости материала корпуса и трубок, МПа, для стали $E = 20,2 \times 10^4$ МПа, для латуни $E = 11,5 \times 10^4$ МПа;

$F_{\text{корп}}$, $F_{\text{тр}}$ – площадь поперечного сечения корпуса аппарата и его трубок;

$$F_{\text{корп}} = 0,785 \left[(D_{\text{вн}} + 2S_{\text{корп}})^2 - D_{\text{вн}}^2 \right] \quad (4.52)$$

$$F_{\text{корп}} = 0,785 [(0,7 + 2 \cdot 0,00544)^2 - 0,7^2] = 0,01205$$

$$F_{\text{тр}} = 0,785N(d_{\text{н}}^2 - d_{\text{вн}}^2) = 0,785 \cdot 1264 \cdot (0,012^2 - 0,010^2) = 0,043$$

где N – общее число труб в аппарате;

$d_{\text{н}}$, $d_{\text{вн}}$ – наружный и внутренний диаметры трубок, м;

$$P_t = \frac{|\frac{11,6 \cdot 10^{-6} \cdot 45 + 19 \cdot 10^{-6} \cdot 15|}{\frac{1}{20,2 \cdot 10^4 \cdot 0,01205} + \frac{1}{11,5 \cdot 10^4 \cdot 0,0436}}}{\frac{1}{20,2 \cdot 10^4 \cdot 0,01205} + \frac{1}{11,5 \cdot 10^4 \cdot 0,0436}} = 0,3885$$

Напряжения, возникающие от совместного действия давления сред и разности температур, определяются по формулам:

Для корпуса:

$$\sigma_{\text{корп}} = \frac{P_t}{F_{\text{корп}}} + \frac{E_{\text{корп}}Q_{\text{ос}}}{E_{\text{корп}}F_{\text{корп}} + E_{\text{тр}}F_{\text{тр}}} \quad (4.53)$$

где, P_t – сила воздействия между корпусом и трубками за счет температурных расширений;

$Q_{\text{ос}}$ – осевая сила, МН, растягивающая корпус и трубки и возникающая под действием давления среды;

$$Q_{\text{ос}} = 0,785(D_{\text{вн}}^2 - Nd_{\text{вн}}^2)P_{\text{м}} + 0,785Nd_{\text{вн}}^2P_{\text{в}} \quad (4.54)$$

$$Q_{\text{ос}} = 0,785(0,7^2 - 1264 \cdot 0,012^2) \cdot 0,1216 + 0,785 \cdot 1264 \cdot 0,01^2 \cdot 0,101325 = 0,3945$$

$$\sigma_{\text{корп}} = \frac{0,3885}{0,01205} + \frac{20,2 \cdot 10^4 \cdot 0,3945}{20,2 \cdot 10^4 \cdot 0,01205 + 11,5 \cdot 10^4 \cdot 0,04366} = 42,93 \text{ МПа}$$

$< 147 \text{ МПа}$

Для трубок:

$$\sigma_{\text{тр}} = 19,588 \text{ МПа} < 60 \text{ МПа}$$

Рассчитанные напряжения не превышают допустимые.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках данного дипломного проекта был выполнен комплексный расчет по расширению Архангельской ТЭЦ парогазовым блоком мощностью 175 МВт. На проектируемой части установлено газовая турбина ГТУ-65, паровая турбина Т-110/120-130 и один котел ТГМ-84 «Б». В качестве топлива используется природный газ месторождения Заполярье (Ямал). Данный проект включает в себя следующие расчеты:

- тепловой расчет ГТУ, в котором были найдены температура воздуха за компрессором, температура газов за газовой турбиной, энтальпии сухого воздуха и чистых продуктов сгорания, расход воздуха на охлаждение и в камеру сгорания, расход топлива на газовую турбину, расход газов в топку НПГ, КПД газовой турбины с учетом охлаждения лопаток;

- тепловой расчет ПГУ с НПГ, в котором были найдены расход окислителя в топку НПГ, расход топлива в топку НПГ, температура уходящих газов, температуры за теплообменниками в конвективной шахте НПГ, общий КПД парогазовой установки, технико-экономические показатели;

- расчет маслоохладителя для газовой турбины, использующий экосол, в котором рассчитали площадь поверхности теплообменника, геометрические размеры и произвели расчет на прочность корпуса, трубной доски, крышки водяной камеры.

В разделе «Экономическая часть» дана оценка варианта расширения ТЭЦ путем приобретения и строительства парогазовой установки 175 МВт.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Энергетическая стратегия России на период до 2020г. Утверждена Распоряжением правительства РФ от 28 августа 2003 г. №1234-р.
2. Астраханцева И.А. Экономическая оценка технических решений: метод. указ. по дипломному проектированию для студентов специальности 1005 – «Тепловые электрические станции»/ И.А. Астраханцева. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 1998. – 27 с.
3. Финоченко В.А. Выполнение экономической части дипломных проектов: метод указ. для студентов специальностей 0301 – «Электрические станции», 0305 – «Тепловые электрические станции» всех форм обучения / В.А. Финоченко. – КрПИ – Красноярск, 1987. – 36 с.
4. Оценка экономической эффективности инвестиций в энергетические объекты: учебно-методическое пособие [Электронный ресурс]:/ Сост. М.В. Зубова, И. А. Астраханцева, В.А. Финоченко. – Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2017. – 56с.
5. Цанев, С.В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: Учеб. пособие для вузов / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов. – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 584 с.
6. Цанев, С.В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: Учеб. пособие для вузов / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов. – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 584 с.
7. Прутковский, Е. Н. Руководящий технический материал / Е. Н. Прутковский, В.С. Варварский, В.П. Дробот, Н.Д. Маркозов и др. // Установки парогазовые стационарные – РТМ 108.020.22-84, 1984. – 54с.
8. Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций. – М.: Минэнерго СССР, 1981.
9. Цыганок, А.П. Проектирование тепловых электрических станций: учебное пособие / А.П. Цыганок, С.А. Михайленко. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006, 136 с.
10. Цыганок А. П. Проектирование тепловых электрических станций: учеб. пособие/А.П. Цыганок, С.А. Михайленко; КрПИ–Красноярск, 1991.– 119 с.
11. Цыганок А.П. Проект ТЭС (Часть 1): метод.указ. к дипломному и курсовому проектированию для студентов специальностей 0301, 0305 – «Электрические станции», «Тепловые электрические станции»/ А.П. Цыганок, Н.А. Сеулин; КрПИ – Красноярск, 1981. – 59 с.
12. Цыганок А.П. Проект ТЭС (Часть 2): нормативные материалы к дипломному и курсовому проектированию для студентов специальностей 0301, 0305 – «Электрические станции», «Тепловые электрические станции»/ А.П. Цыганок, Н.А. Сеулин; КрПИ – Красноярск, 1981. – 36 с.
13. Цыганок А.П. Тепловые и атомные электрические станции: учеб. пособие: в 2 ч./ А.П. Цыганок.– Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2000. – 123 с.

14. Подборский Л.Н. Турбины ТЭС и АЭС: метод. указ. по курсовому проектированию для студентов специальности 1005 – «Тепловые электрические станции»/ Л.Н. Подборский. – КрПИ – Красноярск, 1991. – 62 с.
15. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции / В.Я. Рыжкин. – М.: Энергоатомиздат, 1967.
16. Ривкин С.Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М.: Энергия, 1980. – 425 с.
17. Михайленко С.А. Тепловые электрические станции: учеб. пособие. 2-е изд. испр. / С.А. Михайленко, А.П. Цыганок. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. – 302 с.
18. Кузнецов Н.В. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод) / Н.В. Кузнецов. – М.: Энергия, 1973.
19. Григорьева В. А. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник / В. А. Григорьев, В. М. Зорин. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 624с.
20. Костюк, А.Г. Турбины тепловых и атомных электрических станций: учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин и др.; Ред. А.Г. Костюк. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 488 с.: ил.
21. Трухний, А.Д. Расчет тепловых схем парогазовых установок утилизационного типа / А.Д. Трухний, С.В. Петрунин // МЭИ.- 2001.-21 с.
22. Бойко Е. А. Котельные установки и парогенераторы (тепловой расчет парового котла): Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. 96 с.
23. Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование: сб. науч. тр. / ред. А. В. Бойко. – Харьков: НТУ ХПИ, 2008. – 196 с.
24. Бойко Е.А. Тепловые электрические станции (расчет и проектирование рекуперативных теплообменных аппаратов ТЭС): Учебное пособие/ Е.А. Бойко. Красноярск: ИПЦ КГТУ. 2006. 92 с.
25. Энергетическое машиностроение – новые решения: сб. конф. / ред. А. А. Бельтюков. – Екатеринбург, 2007. – 96 с.
26. Паровые турбины: номенклатурный каталог. / ПО «Силовые машины» СПб, 2005 – 78 с.
27. Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС: Учеб. пособие для вузов. – 3-е изд., стереот. – Издательство МЭИ, 2005. – 260 с.: ил.

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

Политехнический институт
институт
Тепловые Электрические Станции
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
Е.А. Бойко
подпись инициалы, фамилия
« 20 » 06 20 18 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»
код и наименование специальности

Проект расширения Архангельской ТЭЦ
тема

Руководитель	<u>Подборский</u> 15.06.18 подпись, дата	доцент, к.т.н. должность, ученая степень	<u>Л.Н.Подборский</u> инициалы, фамилия
Выпускник	<u>Герасимов</u> 15.06.18 подпись, дата		<u>Ю.А. Герасимов</u> инициалы, фамилия
Технический контроль	<u>Михайленко</u> 15.06.18 подпись, дата	профессор, д.т.н. должность, ученая степень	<u>С.А. Михайленко</u> инициалы, фамилия
Нормоконтролер	<u>Шишмарев</u> 16.06.18 подпись, дата	доцент, к.т.н. должность, ученая степень	<u>П.В. Шишмарев</u> инициалы, фамилия

Красноярск 2018