

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт Электронного обучения
Направление подготовки Теплоэнергетика и теплотехника
Кафедра теоретической и промышленной теплотехники

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема работы
Проект производственной паровой котельной в г. Ленинск-Кузнецкий.

УДК 621.182.001.13

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-5Б13	Верчук Илья Дмитриевич		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ст. преп.	Молодежникова Л.И.			

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ст. преп.	Кузьмина Н.Г.			

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Гусельников М.Э.			

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ТПТ	Кузнецов Г.В.	д.ф.-м.н., профессор		

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт Электронного обучения
Направление подготовки теплоэнергетика и теплотехника
Кафедра теоретической и промышленной теплотехники

УТВЕРЖДАЮ:
Зав. кафедрой ТПТ
Кузнецов Г.В.
(Подпись) (Дата)

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Дипломного проекта

Студенту:

Группа	ФИО
3-5Б13	Верчук Илья Дмитриевич

Тема работы:

Проект производственной паровой котельной в г. Ленинск-Кузнецкий

Утверждена приказом директора (дата, номер)

№

Срок сдачи студентом выполненной работы:

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе

(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).

Производственная паровая котельная; тепловая нагрузка-пар; режим работы-непрерывный; топливо-газ; расчет тепловой схемы; расчет производственных мощностей; расчет технико-экономических показателей; социальная ответственность.

<p>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</p> <p><i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i></p>	<p>1. Выбор и расчет тепловой схемы 2. Выбор и характеристика основного и вспомогательного оборудования 3. Охрана окружающей среды 4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение 5. Социальная ответственность</p>
--	---

<p>Перечень графического материала <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i></p>	<p>Лист 1 тепловая схема котельной. Лист 2 План котельной (компоновка оборудования) Лист 3 Разрез котельной</p>
--	---

Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы
(с указанием разделов)

Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Кузьмина Н.Г., ст. преп. каф. менеджмента
Социальная ответственность	Гусельников М.Э.,

<p>Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:</p>

<p>Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику</p>	18.03.2016 г.
--	---------------

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ст.преп.	Молодежникова Л.И.			

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-5Б13	Верчук Илья Дмитриевич		

Введение

Тема дипломного проекта является важной и актуальной для успешной профессиональной деятельности по специальности «Теплоснабжение и теплотехническое оборудование». Вопросы, разработанные в проекте, максимально приближены к проектной документации производственных и отопительных котельных и регламентированы действующими «Правилами устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов», а также отраслевыми нормативными документами.

Целями дипломного проекта являются:

- осуществление обоснованного выбора тепловой схемы котельной;
- проведение расчетов и выбора основного оборудования котельной;
- проведение расчетов и выбора вспомогательного оборудования котельной;
- определение затрат на выработку 1 ГДж тепла;
- разработка мероприятий, обеспечивающих безопасную эксплуатацию

Цели дипломного проекта определяют его структуру. Дипломный проект состоит из пояснительной записки и графической части.

Пояснительная записка включает разделы: выбор и расчет тепловой схемы, расчет и выбор основного технического оборудования, расчет ХВО, выбор насосов, дымососов, вентиляторов, экономическая часть, социальная ответственность, выводы по проекту, расположенные в названной последовательности и логически увязанные между собой.

Графическая часть состоит из 3 листов:

Лист 1 Развернутая тепловая схема котельной.

Лист 2 План котельной (компоновка оборудования)

Лист 3 Разрез котельной

1 Выбор и расчет тепловой схемы

1.1 Обоснование выбора тепловой схемы

Так как тепловая нагрузка в виде пара, выбирается тепловая схема с паровыми котлами.

1.2 Описание тепловой схемы производственной котельной

Исходная вода с температурой 5°C поступает в охладитель продувочной воды АТЗ, где вода нагревается. После ВПУ часть воды идет в подогреватель ХОВ АТ2, где вода нагревается до температуры 80°C , а другая часть поступает в охладитель выпара АТ1. Нагретая вода поступает в деаэратор Д1, где из нее удаляются агрессивные газы CO_2, O_2 .

Из котла часть пара давлением $P = 1,4 \text{ МПа}$ идет на производство, а часть в РОУ, где давление снижается до $0,6 \text{ МПа}$, часть этого пара также идет на производство а другая на собственные нужды котельной, подогреватель ХОВ АТ2, деаэратор Д1. Перед деаэратором находится регулирующий клапан для снижения давления пара до $0,15 \text{ мПа}$.

Продувочная вода из котла поступает в сепаратор непрерывной продувки С1, где ее давление снижается до $0,12 \text{ мПа}$, вода вскипает, и образовавшийся пар идет в деаэратор, а оставшаяся вода – в охладитель продувочной воды АТЗ.

Конденсат с производства в количестве $\mu = 80\%$ поступает в конденсатный бак Б1 и оттуда конденсатным насосом Н1 подается в колонку деаэратора, куда также поступает конденсат с подогреватель АТ2.

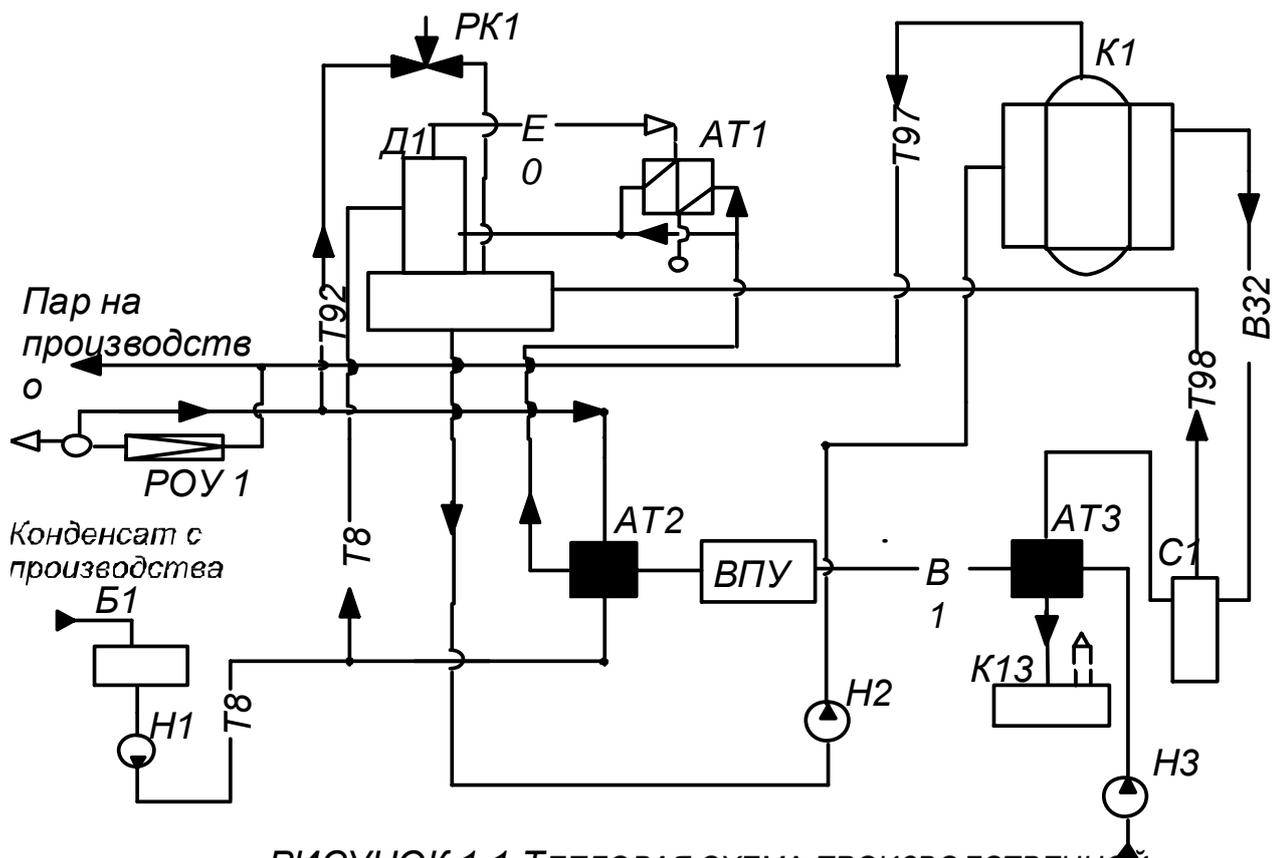


РИСУНОК 1.1-ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ КОТЛОВОЙ

- T8 - Конденсат
- T92 - Пар $P= 0,6$ мПа
- OE - Выпар из деаэратора
- T98 - Пар из сепаратора
- T97 - Пар $P= 1,4$ мПа
- B1 - Исходная вода
- B32 - Продувочная вода
- B29 - Питательная вода
- ПК1 Паровой котел
- Д1 Деаэратор питательной воды
- АТ1 Охладитель выпара
- АТ2 Подогреватель хим. Очищенная вода
- АТ3 Подогреватель исходной воды
- АТ4 Подогреватель высокого давления

<i>С1</i>	<i>Сепаратор непрерывной продувки</i>
<i>Б1</i>	<i>Бак конденсатный</i>
<i>Н1</i>	<i>Насос конденсатный</i>
<i>Н2</i>	<i>Насос питательной воды</i>
<i>Н3</i>	<i>Насос исходной воды</i>
<i>РК1</i>	<i>Регулирующий клапан</i>
<i>РОУ1</i>	<i>Редукционно-охладительная установка</i>
<i>ВПУ</i>	<i>Водоподготовительная установка</i>

1.3 Расчет тепловой схемы

Рассчитываем расход свежего пара $D_{\text{роу}}^I$, кг/с, идущего на РОУ (без учета пара на собственные нужды $D_{\text{с.н}}$):

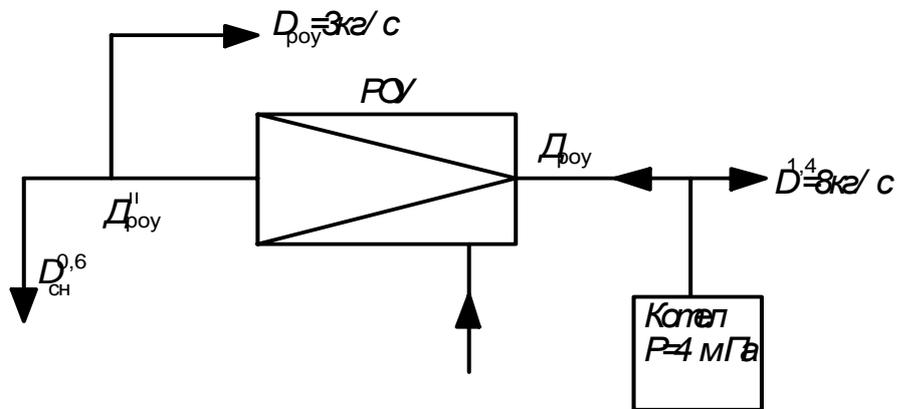


Рисунок 1.2 – Схема редуционно-охладительной установки

$$D_{\text{роу}}^I = D_{\text{роу}}^{II} \frac{i_{\text{роу}}^{II} - i_{\text{пв}}}{i_{\text{роу}}^I - i_{\text{пв}}}, \quad (1.1)$$

где $D_{\text{роу}}^{II}$ - расход свежего пара, кг/с (перед РОУ);

$D_{\text{роу}}^I$ - расход редуцированного пара, кг/с (после РОУ),

$i_{\text{роу}}^{II}$ - энтальпия редуцированного пара, кДж/кг; (прил. Б)

$i_{\text{роу}}^I$ - энтальпия свежего пара, кДж/кг, (прил. Б)

$i_{\text{пв}}$ - энтальпия питательной воды, кДж/кг, (прил. Б)

$$D_{\text{роу}}^I = 3 \cdot \frac{2756 - 436}{2860 - 436} = 286 \text{ кг/с}$$

Определяем количество воды впрыскиваемой в пароохладитель РОУ $G_{\text{роу}}$, кг/с по формуле:

$$G_{\text{роу}} = D_{\text{роу}}^I \frac{i_{\text{роу}}^I - i_{\text{роу}}^{II}}{i_{\text{роу}}^I - i_{\text{пв}}}, \quad (1.2)$$

$$G_{\text{роу}} = 286 \cdot \frac{2860 - 2756}{2756 - 436} = 0,14 \text{ кг/с}$$

Определяем расход свежего пара D_T , кг/с вырабатываемого котлами на технологические нужды:

$$D_T = D^{1,4} + D_{\text{роу}}' \quad (1.3)$$

$$D_T = 8 + 2,86 = 10,86 \text{ кг/с}$$

Задаемся расходом пара на собственные нужды $D_{\text{сн}}$, кг/с:

$$D_{\text{сн}} = (0,05 \div 0,25) D_T, \quad (1.4)$$

$$D_{\text{сн}} = 0,05 \cdot 10,86 = 0,54 \text{ кг/с}$$

Принимаем 5%

Определяем суммарную паропроизводительность котельной ΣD , кг/с, с учетом потерь внутри котельной (2-3%)

$$\Sigma D = \frac{D_T + D_{\text{сн}}}{0,97}, \quad (1.5)$$

$$\Sigma D = \frac{10,86 + 0,54}{0,97} = 11,76 \text{ кг/с}$$

Рассчитываем узел продувки. Принимаем величину продувки 2-10% от номинальной производительности котла.

Количество воды, удаляемое из котла с продувкой $G_{\text{пр}}$, кг/с,

$$G_{\text{пр}} = \frac{\Sigma D \cdot P_{\text{пр}}}{100}, \quad (1.6)$$

где: $P_{\text{пр}}$ - величина продувки, принимаем $P_{\text{пр}} = 8\%$

При $G < 0.5$ т/ч необходимо осуществлять непрерывную продувку, а при $G > 1$ т/ч иметь расширитель и теплообменник для использования теплоты, содержащейся в воде.

Эту теплоту утилизируют, отделяя пар и направляя его в деаэратор, а остаток воды – на подогрев исходной воды.

$$G_{np} = \frac{11,86 \cdot 8}{100} = 0,94 \text{ кг/с}$$

Определяем количество пара D_{np} , кг/с, получаемое из расширителя:

$$D_{np} = \frac{G_{np}(i_{np}^I - i_{np}^{II})}{X(i_{п}^I - i_{np}^{II})}, \quad (1.7)$$

где i_{np}^I – энтальпия воды при давлении в котле, кДж/кг; (прил. Б)

i_{np}^{II} – энтальпия воды при давлении в расширителе, кДж/кг; (прил. Б)

$i_{п}^I$ – энтальпия пара при давлении в расширителе, кДж/кг; (прил. Б)

X – степень сухости пара, выходящего из – расширителя,

$$D_{np} = \frac{0,94(830 - 439)}{0,98(2684 - 439)} = 0,17 \text{ кг/с}$$

Определяем количество воды, уходящей в теплообменник АТЗ, кг/с:

$$G_{np}^I = G_{np} - D_{np} \quad (1.8)$$

$$G_{np}^I = 0,94 - 0,17 = 0,77 \text{ кг/с}$$

Определяем расход деаэрированной воды G_d , кг/с

$$G_d = \Sigma D + G_{np}^I + G_{роу} \quad (1.9)$$

$$G_d = 11,76 + 0,77 + 0,14 = 12,67 \text{ кг/с}$$

Из деаэратора вместе с газами удаляется пар, выделяющейся из поступившей воды. Это количество пара обозначаемое $D_{вып}$. Составляет от 2 до 5 кг на каждую тонну деаэрированной воды. Теплота, содержащаяся в

выпаре, используется обычно для подогрева химически очищенной воды, направляемой в деаэратор. В крупных котельных конденсат выпара возвращается в цикл, а в мелких сбрасывают в дренаж.

Определяем максимальное количество воды поступающей в деаэратор из ВПУ, $G_{ВПУ}$, кг/с:

$$G_{ВПУ} = G_2 + G_{пр}^I + D_{пот} + D_{вып} \quad (1.10)$$

где G_2 – количество потерянного конденсата, кг/с:

$$G_2 = \left(1 - \frac{\mu}{100}\right) D_{тех} \quad (1.11)$$

$$G_2 = \left(1 - \frac{80}{100}\right) \cdot 11 = 1,1 \text{ кг/с}$$

μ - возврат конденсата

$G_{пр}^I$ - количество воды, уходящей в теплообменник, кг/с;

$D_{пот}$ - количество потерянной воды, кг/с;

$$D_{пот} = (D_f + D_{сн}) \cdot 0,02, \quad (1.12)$$

$$D_{пот} = (1086 + 0,54) \cdot 0,02 = 0,2 \text{ кг/с}$$

$D_{тех}$ - расход пара на технологические нужды, кг/с;

$D_{вып}$ - расход пара из деаэрата, кг/с

$$D_{вып} = G_2 \cdot 0,002 \quad (1.13)$$

$$D_{вып} = 1,1 \cdot 0,002 = 0,002 \text{ кг/с}$$

$$G_{ВПУ} = 1,1 + 0,77 + 0,2 + 0,002 = 2,072 \text{ кг/с}$$

Количество исходной воды, поступающей на ХВО из водопровода или от другого источника водоснабжения будет больше величины $G_{ВПУ}$, т.к. в самой ВПУ имеются затраты воды на взрыхление и другие нужды составляющие от 10 до 20 % производительности.

Следовательно, количество исходной воды $G_{и.в.}$, кг/с:

$$G_{и.в.} = (1,1 \div 1,25) \cdot G_{ВПУ} \quad (1.14)$$

$$G_{и.в.} = 1,1 \cdot 2,03 = 2,23 \text{ кг/с}$$

Расчет теплообменника АТЗ, утилизирующего теплоту воды от продувки после расширителя.

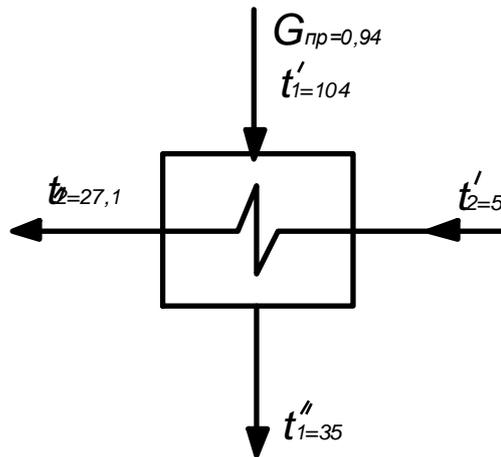


Рисунок 1.2 – Схема водоводяного теплообменника

Температура исходной воды после теплообменника АТ7 определяется из теплового баланса:

$$G_{гр}^I \cdot C_1 (t_1^I - t_1^{II}) \eta = C_{у.в.} \cdot C_2 (t_2^{II} - C_2^I) \quad (1.15)$$

$$t_2^{II} = t_2^I + \frac{G_{гр}^I (t_1^I - 35) \cdot \eta_{под} \cdot C_1}{G_{у.в.} \cdot C_2}, \quad (1.16)$$

где t_2^I - температура исходной воды $^{\circ}\text{C}$;

$t_1^I = 104^{\circ}\text{C}$ при давлении в расширители $P = 0,12$ мПа;

35°C - температура сбрасываемой воды в дренаж, град;

C_1, C_2 - теплоемкость воды, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

$$t_2^{II} = 5 + \frac{0,77 \cdot (104 - 35) \cdot 0,97 \cdot 4,2}{2,34 \cdot 4,2} = 27,1^{\circ}\text{C}$$

Определяем расход пара $D_{св}$, кг/с на подогреватель сырой воды АТ2 из теплового баланса:

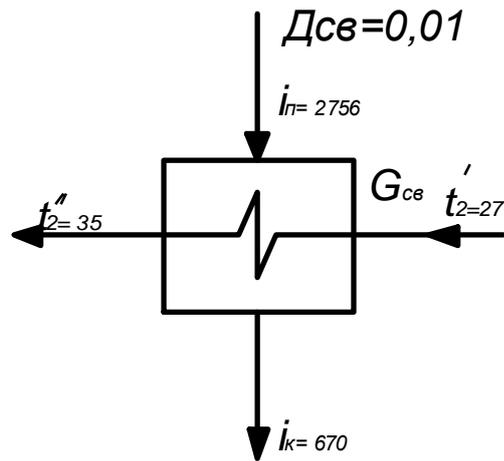


Рисунок 1.3 – Схема пароводяного теплообменника

$$D_{св} \cdot (i_n - i_k) \cdot \eta = G_{св} \cdot c_s \cdot (t_2'' - t_2') \quad (1.17)$$

Из уравнения находим расход пара $D_{св}$, кг/с:

$$D_{св} = \frac{G_{св} \cdot c_s \cdot (t_2'' - t_2')}{(i_n - i_k) \cdot \eta} \quad (1.18)$$

$$D_{св} = \frac{2,34 \cdot 4,2 \cdot (35 - 27)}{(2756 - 670) \cdot 0,98} = 0,01 \text{ кг/с}$$

Расход пара $D_{ВПУ}$ для подогревателя АТ1 определяется из уравнения теплового баланса..

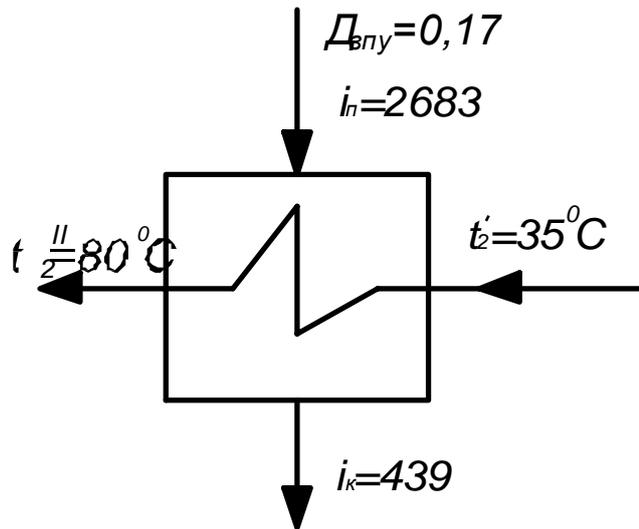


Рисунок 1.4 - Схема пароводяного теплообменника АТ2

$$D_{ВПГ} (i_n - i_k) \cdot \eta = G_{ВПГ} \cdot (t_2'' - t_2') \quad (1.20)$$

$$D_{ВПГ} = \frac{G_{ВПГ} \cdot C (t_2'' - t_2')}{(i_n - i_k) \cdot 0,98}, \quad (1.21)$$

где t_2'' - температура воды на входе в деаэратор;

t_2'' принимаем -80°C .

I_n - энтальпия пара 2683 кДж/кг (прил. Б);

I_k - энтальпия конденсата 439 к Дж/кг (прил.Б);

$$D_{ВПГ} = \frac{2,03 \cdot 4,2 \cdot (80 - 35)}{(2683 - 439) \cdot 0,98} = 0,17 \text{ кг/с}$$

Определяем расход возвращаемого конденсата $G_{в.к}$, кг/с

$$G_{BK} = \sum D_{Tex} \cdot \frac{\mu}{100}, \quad (1.22)$$

где G_{BK} - возвращаемый конденсат с производства, кг/с;

μ - 80 процентвозвращаемого конденсата с производства;

$D^{1,4} + D^{0,6}$ - расход пара на производство.

$$\sum D_{Tex} = D^{1,4} + D^{0,6}, \quad (1.23)$$

$$\sum D_{Tex} = 3 + 8 = 11 \text{ кг/с}$$

$$G_{BK} = 11 \cdot \frac{80}{100} = 9,9 \text{ кг/с}$$

Рассчитываем расход пара D_d , кг/с, на деаэратор из теплового баланса деаэратора.

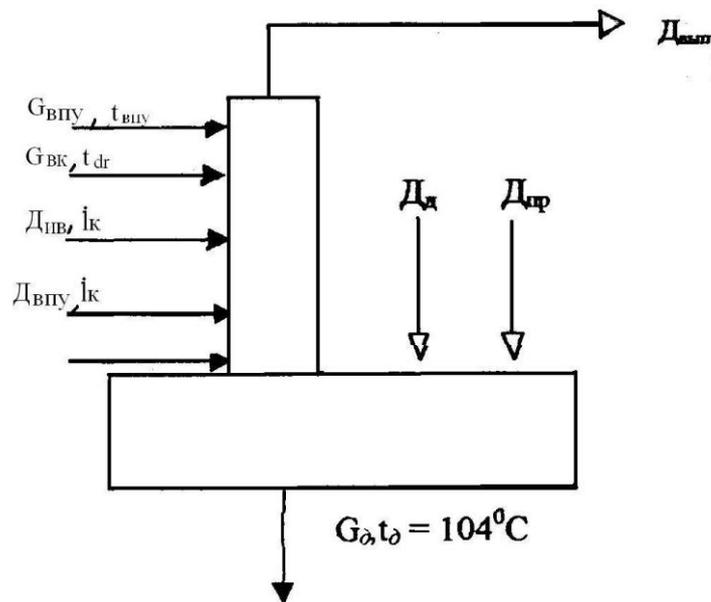


Рисунок 1.5- Схема деаэратора

$$G_{ВПУ} \cdot C \cdot t + D_d \cdot i_{6am} + D_{ПР} \cdot i_{1,2am} + G_{BK} \cdot t_K \cdot C + D_{ИВ} \cdot i_K = G_d \cdot G \cdot t_d + D_{ВЫП} \cdot i_{1,2am} \quad (1.24)$$

$$D_{\delta} = \frac{(G_{\delta} \cdot C \cdot t_{\delta} + D_{\text{вып}} \cdot i_{1,2\text{ат}}) - (G_{\text{впу}} \cdot C \cdot t + D_{\text{пр}} \cdot i_{1,2} + G_{\text{вк}} \cdot t_{\text{к}} \cdot C + D_{\text{ив}} \cdot i_{\text{к}} + D_{\text{впу}} \cdot i_{\text{к},6\text{ат}})}{i_{6\text{ат}}} \quad (1.25)$$

где $i_{6\text{ат}}$ - энтальпия греющего пара, кДж/кг;

$D_{\text{пр}}$ - расход пара из расширителя, кг/с;

$t_{\text{вк}}$ - температура возвращаемого с производства конденсата, град;

$D_{\text{ив}}, D_{\text{впу}}$ - расход пара на пароводяные подогреватели, кг/с

$i_{\text{к}}$ - энтальпия конденсата при $P = 0,6$ мПа (6 ат),

$G_{\text{д}}$ - расход деаэрированной воды, кг/с;

$D_{\text{вып}}$ - расход выпара из деаэратора, кг/с;

$i_{1,2\text{ат}}$ - энтальпия пара при давлении в деаэраторе $P = 0,12$, кДж/кг

$$D_{\delta} = \frac{(12,67 \cdot 4,2 \cdot 104 + 0,03 \cdot 2683) - (2,03 \cdot 4,2 \cdot 80 + 0,17 \cdot 2684 + 9,9 \cdot 80 \cdot 4,2 +$$

$$\frac{0,01 \cdot 439 + 0,17 \cdot 439)}{2756} = 0,4 \text{ кг/с}$$

Рассчитываем расход редуцированного пара на собственные нужды котельной $D_{\text{сн}}^{\text{II}}$, кг/с:

$$D_{\text{сн}}^{\text{II}} = D_{\text{впу}} + D_{\delta} + D_{\text{нед}} \quad (1.26)$$

$$D_{\text{сн}}^{\text{II}} = 0,17 + 0,4 + 0,01 = 0,58 \text{ кг/с}$$

Определяем расход свежего пара на собственные нужды котельной $D_{\text{сн}}^{\text{I}}$, кг/с:

$$D_{\text{сн}}^{\text{I}} = D_{\text{сн}}^{\text{II}} \cdot \frac{i_{\text{роу}}^{\text{II}} - i_{\text{пв}}}{i_{\text{роу}}^{\text{I}} - i_{\text{пв}}}, \quad (1.27)$$

$$D_{\text{сн}}^{\text{I}} = 0,58 \cdot \frac{2756 - 436}{2860 - 436} = 0,55 \text{ кг/с}$$

Определяем паропроизводительность котельной – D^I , кг/с:

$$\Sigma D^I = \frac{D_T + D_{CH}^I}{0,97}, \quad (1.28)$$

$$\Sigma D^I = \frac{10,86 + 0,55}{0,97} = 11,76 \text{ кг/с}$$

Определяем расхождение с величиной – D :

$$K \pm \frac{\Sigma D - \Sigma D^I}{\Sigma D^I} \cdot 100 \quad (1.29)$$

$$K = \pm \frac{11,76 - 11,76}{11,76} \cdot 100 = 0 \%$$

Невязка расчета составила 0 %, значит расчет тепловой схемы выполнен верно.

2 Выбор и характеристика основного оборудования

Основным оборудованием котельной являются паровые котлы. Паровые котлы выбираются по суммарной паропроизводительности котельной - D , по

давлению пара и по виду сжигаемого топлива. $D^I = 11,76 \cdot 3,6 = 42,34$ т/ч. По заданию давление пара $P = 1,4$ МПа, расчетное топливо газ. Выбираем два котла ДЕ-25-14 в работу и один в резерв.

Характеристика котла ДЕ-25-14

Номинальная производительность	25	т/ч
Избыточное давление	14	кгс/см ³
Температура уходящих газов	142	°С
Расход топлива	1792	м ³ /ч
Расчет КПД брутто	92,3	%
Габаритные размеры котла		
-ширина	5315	мм
-длина	10195	мм
-высота	6098	мм

Характеристика топлива

Газ, смесь из Западной Сибири

СН ₄	92,66%
С ₂ Н ₆	5,04%
С ₃ Н ₈	0,45%
С ₅ Н ₁₂	1,85%
Q_n^c	36840 кДж/м ³

3 Выбор оборудования по пароводяному тракту

3.1 Расчёт и выбор теплообменников

Расчет пароводяного теплообменника АТ1

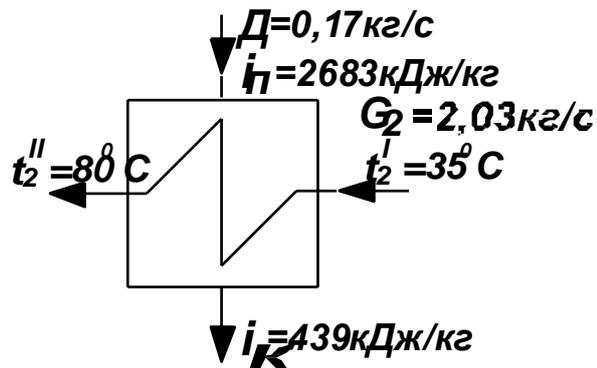


Рисунок 3.1- Схема пароводяного теплообменника АТ1

Записываем параметры теплоносителей (из расчета тепловой схемы)

$$D = 0,17; t_2^I = 25 \text{ } ^\circ\text{C}, t_2^II = 80 \text{ } ^\circ\text{C}; i_{\text{п}} = 2683; i_{\text{к}} = 439$$

Определяем среднюю температуру воды $t_{\text{cp}2}$, град

$$t_{\text{cp}2} = \frac{t_2^I + t_2^II}{2}, \quad (3.1)$$

$$t_{\text{cp}2} = \frac{35 + 80}{2} = 57,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Из таблицы находим параметры воды:

$$C_p = 4,2315 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}, \rho = 958,38 \text{ кг/м}^3, \nu = 0,296 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

Определяем расчетную тепловую нагрузку Q , кВт, теплообменника:

$$Q = G_2 \cdot C_{p2} \cdot (i_{\text{п}} - i_{\text{к}}) \quad (3.2)$$

$$Q = 2,03 \cdot 4,2315 \cdot (80 - 35) = 386,55 \text{ кВт}$$

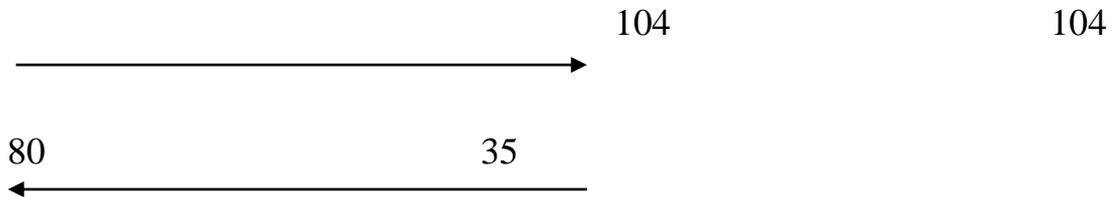
Задаемся коэффициентом теплопередачи K , $\text{Вт/м}^2\cdot\text{К}$, от конденсирующихся паров к воде:

$$K = 2908 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$$

Определяем среднюю разность температур - $t_{cp}, ^\circ\text{C}$, между теплоносителями:

$$t_{\delta}^{\text{II}} = 104 - 35 = 69 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{M}}^{\text{I}} = 104 - 80 = 24 \text{ } ^\circ\text{C};$$



$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{M}}}{2,3 \cdot \lg \cdot \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{M}}}}, \quad (3.3)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{69 - 24}{2,3 \cdot \lg \cdot \frac{69}{24}} = 42 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Определяем требуемую поверхность нагрева $F, \text{ м}^2$:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (3.4)$$

$$F = \frac{446,68 \cdot 10^3}{2908 \cdot 42} = 1,5 \text{ м}^2$$

По оптимальной скорости воды и ее объемному расходу находим необходимое живое сечение трубного пучка $f_{\text{тр}}, \text{ м}^2$:

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2}, \quad (3.5)$$

$$V_2 = \frac{2,03}{958,38} = 0,002 \text{ м}^2$$

$$f_{mp} = \frac{V_2}{\omega}, \quad (3.6)$$

$$f_{mp} = \frac{0,002}{0,6} = 0,003 \text{ м}^2$$

По F и $f_{\text{тр}}^{\text{I}}$ выбираем тип, количество и схему включения теплообменников, выписываем поверхность нагрева F' , указываем наличие

резервных ПН-551-63. Выписываем действительное живое сечение для прохода воды $f_{\text{тр}}^I$, среднее число трубок в пучке по вертикали n , длина трубок l , размер трубок $d_{\text{н}}$, $d_{\text{вн}}$:

Вертикальный подогреватель

Поверхность нагрева $F^I = 4,0 \text{ м}^2$

Живое сечение $f_{\text{тр}}^I = 0,0032 \text{ м}^2$

Число ходов по воде $n_{\text{ср}} = 3,0$

Диаметр наружных труб $d_{\text{н}} = 0,018 \text{ м}$

Диаметр внутренних труб $d_{BH} = 0,0152$ м

Определяем действительную скорость движения воды, сравниваем с оптимальной, ω , м/с

$$\omega_2 = \frac{V}{f'_{mp}}, \quad (3.7)$$

$$\omega_2 = \frac{0,002}{0,0032} = 0,6 \text{ м/с}$$

Определяем режим течения

$$Re_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_{BH}}{\nu_2} \quad (3.8)$$

$$Re_2 = \frac{0,6 \cdot 0,0152}{0,296 \cdot 10^{-6}} = 30810,8 > 10^4$$

Турбулентный режим течения воды

Определяем коэффициент теплоотдачи от стенки к воде, a_2 , Вт/м²К

$$a_2 = B_2 \cdot 1,163 \frac{(\omega_2 \cdot \rho_2)^{0,8}}{d_{BH}^{0,2}}; \quad (3.9)$$

$$a_2 = 11,65 \cdot 1,163 \cdot \frac{(0,9 \cdot 958,38)^{0,8}}{0,0152^{0,2}} = 5465 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Задаемся коэффициентом теплоотдачи от конденсирующихся паров к воде

$$a_1 = 8000 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Определяем температуру стенки, t_{CT} , град.

$$t_C = t_H - \frac{\alpha_2 (t_H - t_{CFZ})}{\alpha_1 + \alpha_2}; \quad (3.10)$$

$$t_c = 104 - \frac{5465 \cdot (104 - 57,5)}{5465 + 8000} = 85,13 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = t_H - t_c \text{ } ^\circ\text{C} \quad \Delta t = 104 - 85,13 = 18,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Для вертикального теплообменника по характеру пленки определяем формулу для α_1 , Вт/м²К:

$$\alpha_1 = 1,163 \cdot 0,725 \cdot A_1 \left(\frac{\tau}{\Delta t \cdot n_{CP} \cdot d_H \cdot 4,19} \right)^{0,25}; \quad (3.11)$$

где τ - скрытая теплота парообразования кДж/кг

A – это коэффициент, который определяется по таблице, по температуре пара ($t_H = 159 \text{ } ^\circ\text{C}$)

$$\tau = 2031 \text{ кДж/кг};$$

$$\alpha_1 = 1,163 \cdot 0,725 \cdot 2430 \cdot \left(\frac{2086}{18,9 \cdot 3 \cdot 0,018 \cdot 4,19} \right)^{0,25} = 3161,2 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Определяем коэффициент теплопередачи, К, Вт/м²К

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}}}; \quad (3.12)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{7785,8} + \frac{1}{5465} + \frac{0,0014}{73,5}} = 3134,7 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Определяем требуемую поверхность нагрева, F, м²

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{CP}}; \quad (3.13)$$

$$F = \frac{446670}{3134,7 \cdot 18,9} = 2,9 \text{ м}^2$$

В проектируемой котельной устанавливаем два выбранных теплообменника

(1 рабочий и один резервный).

Расчет водо-водяного теплообменника АТЗ

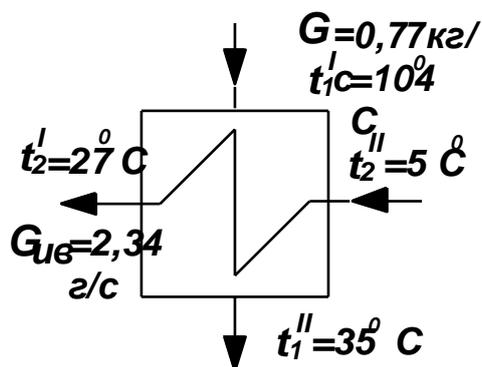


Рисунок 3.3 Схема водоводяного теплообменника АТЗ

Определяем температуру греющей и нагреваемой воды t_{cp} , °C:

$$t_{cp1} = \frac{t'_1 + t''_1}{2}, \quad (3.14)$$

$$t_{cp1} = \frac{104 + 35}{2} = 69,5 \text{ } ^\circ\text{C}:$$

$$t_{cp2} = \frac{t'_2 + t''_2}{2}, \quad (3.15)$$

$$t_{cp2} = \frac{27,1+5}{2} = 16,05 \text{ }^{\circ}\text{C:}$$

Записываем параметры теплоносителей (из расчета тепловой схемы)

$$t_2^I=5^{\circ}\text{C}, t_2^{II}=27,1^{\circ}\text{C}, t_1^I=104^{\circ}\text{C}, t_1^{II}=35^{\circ}\text{C}, G_2=2,34 \text{ кг/с } G_1=0,77 \text{ кг/с:}$$

$$C_{p1}= 4,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \quad C_{p2}=4,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \quad v_1=0,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$v_2=1,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \rho_1=977,81 \text{ кг/м}^3; \quad \rho_2=998,23 \text{ кг/м}^3$$

Определяем расчетную тепловую нагрузку теплообменника из уравнения теплового баланса Q, кВт:

$$Q=G_1 \cdot C_{p1} (t_1^I - t_1^{II}) = G_2 \cdot C_{p2} (t_2^{II} - t_2^I) \text{ кВт} \quad (3.16)$$

где G_1 и G_2 - расход горячей и холодной воды

$$Q=0,77 \cdot 4,2(104-35) \cdot 0,98=218,7$$

Определяем объемные расходы теплоносителей V, м³/с:

$$V_1 = \frac{G_1}{\rho_1}, \quad (3.17)$$

$$V_1 = \frac{0,7}{977,81} = 0,0007 \text{ м}^3/\text{с:}$$

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2}, \quad (3.18)$$

$$V_2 = \frac{2,34}{998,23} = 0,002 \text{ м}^3/\text{с:}$$

Выбираем место прохода горячей и холодной воды (в межтрубном пространстве или в трубах).

Продувочную воду направляем по трубному пространству, сырую по межтрубному.

Предварительно определяем (по расходу теплоносителя, движущегося по $f_{\text{мтр}}$ оптимальной выбранной скорости)требуемое живое сечение межтрубного пространства теплообменника $f_{\text{мтр}}, \text{ м}^2$.

Определяем живое сечение трубного пространства $f_{\text{мтр}}$:

$$f_{\text{мтр}} = \frac{V_2}{\omega}, \quad (3.19)$$

$$f_{mp} = \frac{0,002}{1} = 0,002 \text{ м}^2$$

$$f_{мп} = \frac{V_2}{\omega}, \quad (3.20)$$

$$f_{мп} = \frac{0,0002}{1} = 0,0007 \text{ м}^2$$

Выбираем по $f_{мтр}$ и $f_{тр}$ горизонтальный, секционный, разъемный водяной теплообменник по ОСТ 34-588 и 589-68. С латунными трубками. Типоразмер секции 01/02.

В числителе типоразмер с активной длиной 2 м, в знаменателе с активной длиной 4 м.

Поверхность нагрева одной секции:

$$F^I = 0,37 \text{ м}^2 \text{ с активной длиной 2 м}$$

$$F^I = 0,75 \text{ м}^2 \text{ с активной длиной 4 м}$$

$$D_n = 57 \text{ мм} = 0,057 \text{ м};$$

$$D_{вн} = 0,05 \text{ м}$$

$$f_{мтр} = 0,00116 \text{ м}^2;$$

$$f_{тр} = 0,00062 \text{ м}^2;$$

Размер трубок 16x1

$$d_n = 16 \text{ мм} = 0,016 \text{ м};$$

$$S = 1 \text{ мм} = 0,001 \text{ м};$$

$$d_{вн} = 0,014 \text{ м}$$

Число труб $n = 4$

По действительному живому сечению межтрубного пространства и трубного пучка, выбираемого теплообменника, определяем действительную скорость горячей и холодной воды:

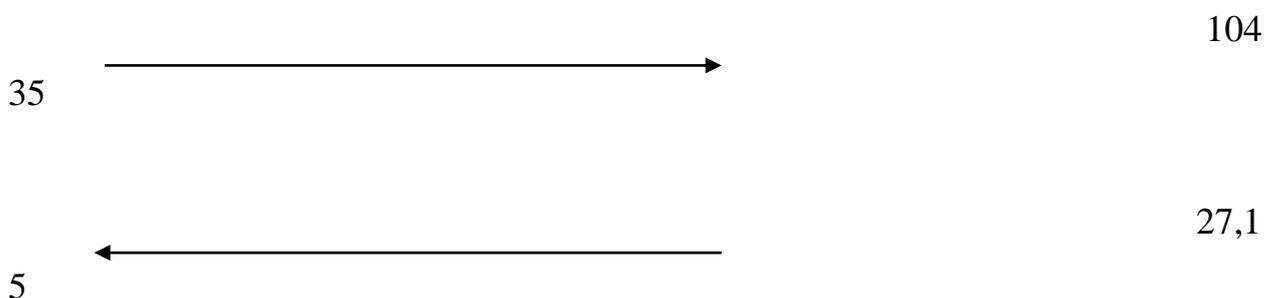
$$\omega_1 = \frac{V_1}{f'_{mp}}, \quad (3.21)$$

$$\omega_1 = \frac{0,0007}{0,00062} = 1,12 \text{ м/с}$$

$$\omega_2 = \frac{V_{21}}{f'_{мп}}, \quad (3.22)$$

$$\omega_2 = \frac{0,002}{0,00116} = 1,72 \text{ м/с}$$

Определяем средний температурный напор $t_{cp}, ^\circ\text{C}$:



$$t_{\delta} = t_1^I - t_2^{II} = 104 - 27,1 = 76,9 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_M = t_1^{II} - t_2^I = 35 - 5 = 30 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M}} \quad (3.23)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{76,9 - 30}{2,3 \cdot \lg \frac{76,9}{30}} = 52,1 \text{ } ^\circ\text{C};$$

Определяем режим движения горячей и холодной воды. Если теплоноситель движется внутри трубок, то $d_{\Gamma} = d_{\text{вн}}$

Определяем смоченный периметр $u, \text{м}$:

$$u = \Pi \cdot D_{\text{вн}} + n \cdot \Pi \cdot d_n, \quad (3.24)$$

$$u = 3,14 \cdot 0,05 + 4 \cdot 3,14 \cdot 0,057 = 0,87 \text{ м}$$

$$d_{z(\text{мп})} = \frac{4 \cdot 0,00116}{0,87} = 0,005 \text{ м}$$

Определяем режим течения воды:

$$Re_{(\text{мп})} = \frac{\omega_2 \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_2} \quad (3.25)$$

$$Re_{(\text{мп})} = \frac{1,12 \cdot 0,014}{1,0 \cdot 10^{-6}} = 15680$$

$$Re_{(\text{мп})} = \frac{\omega_1 \cdot d_{z(\text{мп})}}{\nu_1} \quad (3.26)$$

$$Re_{(\text{мп})} = \frac{1,72 \cdot 0,005}{0,4 \cdot 10^{-6}} = 21500$$

Режим движения жидкости в трубном и межтрубном пространствах турбулентный.

Определяем коэффициент α_1 и α_2 , Вт/м²·К теплоотдачи:

$$\alpha_1 = B_1 \cdot 1,163 \cdot \frac{(\omega_1 \cdot \rho_1)^{0,8}}{d_r(\text{мп})^{0,2}}, \quad (3.27)$$

$$\alpha_1 = 9,91 \cdot 1,163 \cdot \frac{(1,12 \cdot 977,81)^{0,8}}{0,005^{0,2}} = 4645 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

$$\alpha_2 = B_2 \cdot 1,163 \cdot \frac{(\omega_2 \cdot \rho_2)^{0,8}}{d_r(\text{мп})^{0,2}}, \quad (3.28)$$

$$\alpha_2 = 6,47 \cdot 1,163 \cdot \frac{(1,72 \cdot 998,23)^{0,8}}{0,005^{0,2}} = 5293 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Определяем коэффициент теплопередачи К, Вт/м²·К:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot R_{\text{заг}}}, \quad (3.29)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{4645} + \frac{0,001}{85,4} + \frac{1}{5293}} = 2411,4 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Определяем требуемую поверхность нагрева $F, \text{м}^2$

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} \quad (3.30)$$

$$F = \frac{218700}{2411,4 \cdot 52,1} = 1,74 \text{ м}^2$$

Вывод: устанавливаем выбранный теплообменник типоразмера 02 с длиной труб 4 м, 3 секции с поверхностью нагрева одной секции $F=0,75 \text{м}^2$

$$\text{Общая } F=3 \cdot 0,75=2,25 \text{м}^2$$

Определяем коэффициент запаса K_F , проц, по поверхности нагрева:

$$K_F = \frac{F - F}{F} \cdot 100 \quad (3.31)$$

$$K_F = \frac{2,25 - 1,74}{1,74} \cdot 100 = 29,3 \%$$

В проектируемой котельной устанавливаем два выбранных теплообменника, один рабочий, один резервный.

4 Выбор оборудования по газовоздушному тракту

4.1 Расчет объема продуктов сгорания и воздуха

Определяем полезную мощность одного парового котла, $Q_{\text{пк}}$, кВт,

$$Q_{\text{пк}} = D_{\text{пе}} (i_{\text{пн}} - i_{\text{пв}}) + G_{\text{пр}} (i_{\text{кун}} - i_{\text{пв}}) \quad (4.1)$$

где $D_{\text{пе}}$ - расход выработанного пара одним котлом, кг/с;

$i_{\text{пн}}$ $i_{\text{пв}}$ - энтальпия пара и питательной воды, кДж/кг;

i_{kun} - энтальпия кипящей воды в барабане котла
, кДж/кг;

$G_{пр}$ - расход продувочной воды из одного котла, кг/с :

$$Q_{пр} = 5,88 \cdot (2860 - 436) + 0,385 \cdot (829 - 104) = 1453,25 \text{ кВт}$$

Определяем расход топлива, подаваемого в топку котла,

$B_{пр}$, кг/с

$$B_{нз} = \frac{Q_{нз}}{Q_p^p \cdot \eta_{БР}} \cdot 100 \quad (4.2)$$

где $Q_p^p = Q_n^p$ - теплота сгорания топлива, $Q_p^p = 36840$ кДж/кг;

$\eta_{БР}$ - КПД брутто парового котла, проц

$$B_{нз} = \frac{1453,25}{36840 \cdot 92,3} \cdot 100 = 0,42 \text{ кг/с}$$

Определяем действительный объем продуктов сгорания
за последней поверхностью нагрева, $V_{г.ух}$, м³/кг:

$$V_{г.ух} = V_r^0 \cdot \alpha_{ух} \quad (4.3)$$

где V_r^0 - теоретический объем уходящих газов, который определяется из

характеристики топлива $V_r^0 = 15,9 \text{ м}^3/\text{кг}$;

α_{yx} - коэффициент избытка воздуха в уходящих газах, который определяется в зависимости от конструкции котла с учетом присоса воздуха

$$\alpha_{yx} = 1,73.$$

$$V_{r,yx} = 15,9 \cdot 1,35 = 21,4 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Определяем объем продуктов сгорания у дымососа, V_d , $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$V_d = B_p \cdot 3600 (V_{r,yx} + \Delta \alpha \cdot V^0) \frac{t_\theta + 273}{273} \quad (4.4)$$

где $\Delta \alpha$ - присос воздуха в газоходах за последней поверхностью нагрева;

t_θ - температура уходящих газов перед дымососом $t_\theta = 180^\circ\text{C}$:

$$V_d = 0,42 \cdot 3600 \cdot (21,4 + 0,15 \cdot 6,68) \frac{180 + 273}{273} = 55569,02 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Определяем расход воздуха на один котел $V_{XB}, \text{ м}^3/\text{ч}$

$$V_{XB} = B_p \cdot 3600 V^0 (\alpha_m - \Delta \alpha_m) \frac{t_{xe} + 273}{273} \quad (4.5)$$

где $\Delta \alpha_T$ – присос воздуха в топку, 0,05;

α_T – коэффициент избытка воздуха в топке, 1,6

$$V_{XB} = 0,42 \cdot 3600 \cdot 105 (0,42 - 0,05 - 0 + 0,12) \frac{150 + 273}{273} =$$

11668,86 м³/ч

4.2 Выбор дымососов и вентиляторов

Вентиляторы выбираются по количеству воздуха, необходимого для полного сгорания топлива, V_{XB}^p , м³/час и по сопротивлению воздушного тракта $\Delta H_{\text{возд}}$, Па

Определяем расчетную производительность вентилятора для одного котла V_{XB}^p , м³/час:

$$V_{XB}^p = b_1 \cdot V_0 \frac{760}{740} \quad (4.6)$$

где b_1 – коэффициент запаса по производительности,

$$V_{XB}^p = 1,1 \cdot 11668 \cdot \frac{760}{740} = 13181 \text{ м}^3/\text{час}$$

Определяем перепад полных давлений по воздушному тракту $\Delta H_{\text{п}}$, Па:

$$\Delta H_{\text{п}} = \Delta H_{\text{возд}} + (\Delta H_{\text{гор}}) \quad (4.7)$$

где $\Delta H_{\text{возд}}$ - сопротивление воздушного тракта котла,

$$\Delta H_n = 1500 + 1200 = 2700 \text{ Па}$$

Напор вентилятора определяем с учетом запаса по давлению:

$$\Delta H_v = \Delta H_n \cdot b_2 \quad (4.8)$$

$$\Delta H_v = 2700 \cdot 1,1 = 2970 \text{ Па} = 2,97 \text{ кПа}$$

Выбираем вентилятор марки ВДН-10

Производительность: $19600 \text{ м}^3/\text{ч}$

Напор: $3,45 \text{ кПа}$

4.3 Расчет и выбор дымовой трубы

Объем расход продуктов сгорания через трубу,

$$V_{\text{тр}}^{\text{вых}} = n \cdot V_g \quad (4.9)$$

$$V_{\text{тр}}^{\text{вых}} = 2 \cdot 21,4 = 42,8 \text{ м}^3/\text{с}$$

Диаметр устья трубы, м

$$D_{\text{тр}}^{\text{вых}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{тр}}^{\text{вых}}}{\pi \cdot \omega}} \quad (4.10)$$

$$D_{\text{тр}}^{\text{вых}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 42,8}{3,14 \cdot 20}} = 1,65 \text{ м};$$

В соответствии со СНИП 11-35-76к установке принимаются трубы из кирпича и железобетона имеющие следующий диаметр выходных отверстий $1,8 \text{ м}$. Высота дымовой трубы должна приниматься 45 м .