

Содержание

Введение	6
1 Исходные данные	7
2 Расчет объемов и энтальпий воздуха и продуктов сгорания.....	9
3 Определение значений коэффициента избытка воздуха в характерных сечениях газового тракта	10
4 Тепловой баланс котельного агрегата.....	14
5 Тепловой расчет топочной камеры	16
6 Тепловой расчет конвективного пучка	19
7 Тепловой расчет водяного экономайзера	23
8 Расчетная невязка теплового баланса котельного агрегата.....	25
9 Тепловая схема	26
10 Расчет подогревателя сырой воды	28
Библиографический список	29

Введение

Целью курсового проекта является закрепление знаний, полученных при изучении курса «Теплогенерирующие установки» и других теоретических курсов. Одним из основных этапов курсового проектирования является выполнение теплового расчета котлоагрегата, а также расчет тепловой схемы котельной установки.

Котельной установкой называется совокупность устройств и механизмов, предназначенных для производства водяного пара или приготовления горячей воды.

В данном курсовом проекте представлен тепловой расчет котельного агрегата ДКВР – 4-13 и изучены устройства отдельных его элементов: топочного устройства, котельного пучка, экономайзера, вспомогательных элементов.

1 Исходные данные

- Тип котельного агрегата – ДКВР-10-13
- Паропроизводительность $D, \text{т/ч}$ (кг/с) – 10 (2,78)
- Давление перегретого пара $P_{п.п}, \text{МПа}$ – 13
- Температура перегретого пара $t_{п.п}, ^\circ\text{C}$ – 440
- Температура питательной воды $t_{п.в}, ^\circ\text{C}$ – 145
- Топливо – газ, имеющий следующий состав по объему:
 - $\text{CH}_4 = 94,0\%$
 - $\text{C}_2\text{H}_6 = 2,8\%$
 - $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,4\%$
 - $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,3\%$
 - C_5H_{12} и более тяжелые = 0,1%
 - $\text{N}_2 = 2,0\%$
 - $\text{CO}_2 = 0,4\%$
- Низшая рабочая теплота сгорания топлива $Q_{\text{Н}}^{\text{P}}, \text{ккал/нм}^3$ – 8660
- Температурный график 95/70 $^\circ\text{C}$
- Общая отопительно-производственная нагрузка (нетто), Гкал/ч – 32
- Доля отопительной нагрузки, $K_{\text{от}}$ – 0,5
- Доля возвращаемого конденсата, $K_{\text{возв}}$ – 0,7

Таблица 1 - Конструктивные характеристики котельного агрегата.

№	Показатель	Обзн.	Разм.	Величина
Топка				
1	Тип топки	-	-	2xГМГ-5,5/7
2	Объём топки	V_T	m^3	42,2
3	Поверхность стен топки	$F_{ст}$	m^2	36,7
4	Лучевоспр. поверхность нагрева	Нл	m^2	31,6
5	Площадь зеркала горения	R	m^2	-
Котельный пучок				
6	Конвект. поверхность нагрева	Нк	m^2	235
7	Усредн. живое сечение для прохода газов	$F_{ср}$	m^2	1,28
8	Усредн. поперечн. шаг труб	$S_{1ср}$	мм	104
9	Усредн. продол. шаг труб	$S_{2ср}$	мм	107
10	Число рядов труб по ходу газов	Z_2	-	59
Экономайзер				
11	Число колонок в чугунном экономайзере	N	-	1
12	Длина труб	$l_{тр}$	м	2
13	Число труб в одном ряду	Z_1	-	7

2 Расчет объемов и энтальпий

Все объемы и энтальпии воздуха и продуктов сгорания рассчитываются на 1 м³ сухого газообразного топлива при нормальных условиях:

1. Теоретически необходимое количество воздуха, необходимое для горения:

$$V_{O_2}^0 = 0,01 \cdot [0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + 1,5 \cdot H_2S + \sum(m+n/4) \cdot C_m H_n - O_2] = 0,01 \cdot [0 + 0 + 0 + (1+4/4) \cdot 94 + (2+6/4) \cdot 2,8 + (3+8/4) \cdot 0,4 + (4+10/4) \cdot 0,3 + (5+12/4) \cdot 0,1 - 0] = 2,018 \text{ нм}^3/\text{нм}^3$$

$$V_B^0 = 1/0,21 \cdot V_{O_2} = 1/0,21 \cdot 2,018 = 9,61 \text{ нм}^3/\text{нм}^3$$

2. Теоретически необходимое количество азота в продуктах сгорания полученных при полном сгорании топлива с теоретически необходимым количеством воздуха:

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot V_B + N_2/100 = 0,79 \cdot 9,61 + 2/100 = 7,612 \text{ нм}^3/\text{нм}^3$$

3. Теоретически необходимое количество трехатомных газов в продуктах сгорания, полученных при полном сгорании топлива с теоретически необходимым количеством воздуха:

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot [CO + H_2S + CO_2 + \sum m C_m H_n] = 0,01 \cdot [0 + 0 + 0,4 + 1 \cdot 94 + 2 \cdot 2,8 + 3 \cdot 0,4 + 4 \cdot 0,3 + 5 \cdot 0,1] = 1,029 \text{ нм}^3/\text{нм}^3$$

4. Теоретически необходимое количество водяных паров в продуктах сгорания полученных при полном сгорании топлива с теоретически необходимым количеством воздуха:

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot [H_2 + H_2S + \sum n/2 \cdot C_m H_n - 0,124 \cdot d_{г.тл}] + 0,0161 \cdot V_B = 0,01 \cdot [0 + 0 + 2 \cdot 94 + 3 \cdot 2,8 + 4 \cdot 0,4 + 5 \cdot 0,3 + 6 \cdot 0,1 - 0] + 0,0161 \cdot 9,61 = 2,16 \text{ нм}^3/\text{нм}^3$$

3 Определение значений коэффициента избытка воздуха в характерных сечениях газового тракта.

Поскольку тепловой расчет выполняется для топки, конвективного пучка и водяного экономайзера, то необходимо определить следующие значения коэффициента избытка воздуха:

- для топки:
 $\alpha_T = 1,1$
- для конвективного пучка:
 - а) на входе: $\alpha'_k = \alpha_T = 1,1$
 - б) на выходе: $\alpha''_k = \alpha'_k + \Delta\alpha_k = 1,1 + 0,1 = 1,2$ $\alpha_{к.п\text{ СР}} = (\alpha'_k + \alpha''_k) / 2 = (1,2 + 1,1) / 2 = 1,15$
- для экономайзера:
 - а) на входе: $\alpha'_{эк} = \alpha''_k = 1,2$
 - б) на выходе: $\alpha''_{эк} = \alpha'_{эк} + \Delta\alpha_{эк} = 1,2 + 0,2 = 1,4$ $\alpha_{эк\text{ СР}} = (\alpha'_{эк} + \alpha''_{эк}) / 2 = (1,2 + 1,4) / 2 = 1,3$

Действительное количество водяных паров в продуктах сгорания, полученных при полном сгорании топлива с действительным количеством воздуха:

- для топки: $V_{H_2O} = V_{H_2O} + 0,0161 \cdot (\alpha_{T\text{ СР}} - 1) \cdot V_B^0 = 2,16 + 0,0161 \cdot (1,1 - 1) \cdot 9,61 = 2,17$
 $\text{нм}^3 / \text{нм}^3$

- для конвективного пучка: $V_{H_2O} = V_{H_2O} + 0,0161 \cdot (\alpha_{к\text{ СР}} - 1) \cdot V_B^0 =$
 $= 2,16 + 0,0161 \cdot (1,15 - 1) \cdot 9,61 = 2,18 \text{ нм}^3 / \text{нм}^3$

- для экономайзера: $V_{H_2O} = V_{H_2O} + 0,0161 \cdot (\alpha_{эк\text{ СР}} - 1) \cdot V_B^0 =$
 $= 2,16 + 0,0161 \cdot (1,3 - 1) \cdot 9,61 = 2,21 \text{ нм}^3 / \text{нм}^3$

Действительное количество дымовых газов, полученных при полном сгорании топлива с действительным количеством воздуха:

- для топки: $V_{\Gamma} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + (\alpha_{\Gamma} - 1) \cdot V_{\text{B}} =$
 $= 1,029 + 7,612 + 2,17 + (1,1-1) \cdot 9,6 = 11,77 \text{ нм}^3 / \text{нм}^3$
- для конвективного пучка: $V_{\Gamma} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + (\alpha_{\Gamma \text{ CP}} - 1) \cdot V_{\text{B}} =$
 $= 1,029 + 7,612 + 2,18 + (1,15-1) \cdot 9,6 = 12,26 \text{ нм}^3 / \text{нм}^3$
- для экономайзера: $V_{\Gamma} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + (\alpha_{\Gamma \text{ CP}} - 1) \cdot V_{\text{B}} =$
 $= 1,029 + 7,612 + 2,21 + (1,3-1) \cdot 9,16 = 13,73 \text{ нм}^3 / \text{нм}^3$

Объемные доли водяных паров в продуктах сгорания:

- для топки: $r_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}} / V_{\Gamma} = 2,17 / 11,77 = 0,184$
- для конвективного пучка: $r_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}} / V_{\Gamma} = 2,18 / 12,26 = 0,178$
- для экономайзера: $r_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}} / V_{\Gamma} = 2,21 / 13,73 = 0,161$

Объемные доли трехатомных газов в продуктах сгорания:

- для топки: $r_{\text{RO}_2} = V_{\text{RO}_2} / V_{\Gamma} = 1,029 / 11,77 = 0,087$
- для конвективного пучка: $r_{\text{RO}_2} = V_{\text{RO}_2} / V_{\Gamma} = 1,029 / 12,26 = 0,084$
- для экономайзера: $r_{\text{RO}_2} = V_{\text{RO}_2} / V_{\Gamma} = 1,029 / 13,73 = 0,075$

Суммарные объемные доли водяных паров и трехатомных газов в продуктах сгорания:

- для топки: $r_{\Pi} = r_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{RO}_2} = 0,184 + 0,087 = 0,271$
- для конвективного пучка: $r_{\Pi} = r_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{RO}_2} = 0,178 + 0,084 = 0,262$
- для экономайзера: $r_{\Pi} = r_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{RO}_2} = 0,161 + 0,075 = 0,236$

Таблица 1

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размерность	Элемент газового тракта		
				топка	конвективный пучок	экономайзер
1	2	3	4	5	6	7
1.	Коэффициент избытка воздуха	α		1,1	1,1	1,2
2.	Присос по элементам	$\Delta\alpha$			0,1	0,2
3.	Коэффициент избытка воздуха за элементом	α		1,1	1,2	1,4
4.	Средний коэффициент избытка воздуха	$\alpha_{\text{ср}}$		1,1	1,15	1,3
5.	Действительный объем водяных паров	$V_{\text{H}_2\text{O}}$	$\text{нм}^3/\text{нм}^3$	2,17	2,18	2,21
6.	Действительный объем продуктов сгорания	$V_{\text{г}}$	$\text{нм}^3/\text{нм}^3$	11,77	12,26	13,73
7.	Объемные доли водяных паров	$\Gamma_{\text{H}_2\text{O}}$		0,184	0,178	0,161
8.	Объемные доли трехатомных газов	Γ_{RO_2}		0,087	0,084	0,075
9.	Суммарные объемные доли	$\Gamma_{\text{п}}$		0,271	0,262	0,236

Таблица 2 - Энтальпии теоретически необходимого количества воздуха

№	Температура	Обозначение	Размерность	Формулы	V^0_B	$(c \cdot u)_B$	Расчет
1	2	3	4	5	6	7	8
1	2000	I^0_B	ккал/нм ³	$I^0_B = V^0_B \cdot (c \cdot u)_B$	9,61	732	7034,52
2	1000	I^0_B	ккал/нм ³	$I^0_B = V^0_B \cdot (c \cdot u)_B$	9,61	343	3296,23
3	400	I^0_B	ккал/нм ³	$I^0_B = V^0_B \cdot (c \cdot u)_B$	9,61	129,4	1243,534
4	300	I^0_B	ккал/нм ³	$I^0_B = V^0_B \cdot (c \cdot u)_B$	9,61	96,2	924,482
5	200	I^0_B	ккал/нм ³	$I^0_B = V^0_B \cdot (c \cdot u)_B$	9,61	63,6	611,196
6	100	I^0_B	ккал/нм ³	$I^0_B = V^0_B \cdot (c \cdot u)_B$	9,61	31,6	303,676

Таблица 3 - Энтальпии теоретического количества дымовых газов

№	Температура, °C	Обозначение	Размерность	Формулы	$(c \cdot u)_{CO_2}$	$(c \cdot u)_{H_2O}$	$(c \cdot u)_{N_2}$	Расчет
1	2	3	4	5	6	7	8	10
1	2000	I^0_{Γ}	ккал/нм ³	$I^0_{\Gamma} = V^0_{CO_2} \cdot (c \cdot u)_{CO_2} + V^0_{H_2O} \cdot (c \cdot u)_{H_2O} + V^0_{N_2} \cdot (c \cdot u)_{N_2}$	1157	708	938	9859,889
2	1000	I^0_{Γ}	ккал/нм ³		526	333	412	4396,678
3	400	I^0_{Γ}	ккал/нм ³		184,4	125,8	149,6	1600,2308
4	300	I^0_{Γ}	ккал/нм ³		133,5	93,6	110,5	1180,6735
5	200	I^0_{Γ}	ккал/нм ³		85,4	62,1	72,7	775,405
6	100	I^0_{Γ}	ккал/нм ³		40,6	31	36	382,7694

Таблица 4 - Энтальпии действительного количества дымовых газов

u, °C	I^0_{Γ}		I^0_B		$I_{\Gamma} = I^0_{\Gamma} + (\alpha - 1) \cdot I^0_B$					
	ккал/нм ³	кДж/нм ³	ккал/нм ³	кДж/нм ³	$\alpha_{ср} = 1,1$		$\alpha_{ср} = 1,15$		$\alpha_{ср} = 1,3$	
					ккал/нм ³	кДж/нм ³	ккал/нм ³	кДж/нм ³	ккал/нм ³	кДж/нм ³
2000	9860	41272	7035	29445	10563	44216	-	-	-	-
1000	4397	18404	3296	13797	4726	19783	-	-	-	-
400	1600	6698	1244	5205	-	-	1787	7479	-	-
300	1181	4942	924,5	3870	-	-	1319	5523	-	-
200	775	3246	611,2	2558	-	-	-	-	958,8	4013
100	383	1602	303,7	1271	-	-	-	-	473,9	1984

4 Тепловой баланс котельного агрегата.

Тепловой баланс котельного агрегата характеризует распределение поступающего в котельный агрегат тепла, называемого располагаемым, между полезно используемым теплом Q_1 и отдельными видами потерь теплоты ($Q_2 \div Q_6$). На основании уравнения теплового баланса определяется коэффициент полезного действия котельного агрегата ($\eta_{к.а.}$) и необходимый расход топлива (B_p).

Уравнение теплового баланса котельного агрегата:

$$Q_p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6$$

$$Q_H^p = 8660 \text{ ккал/нм}^3 = 36249 \text{ кДж/нм}^3$$

Расчет потерь теплоты:

- потеря теплоты с уходящими газами, определяется как разность энтальпий продуктов сгорания на выходе из котельного агрегата и холодного воздуха:

$$q_2 = (I_{yx} - \alpha_{yx} \cdot I_{x.в.}^0) / Q_H^p$$

Где I_{yx} – энтальпия уходящих газов при соответствующих избытке воздуха α_{yx} и температуре u_{yx} ; $I_{x.в.}^0$ – энтальпия теоретически необходимого количества воздуха (холодного).

$$I_{yx} \approx f(u_{yx})$$

$$I_{yx}(150) = 716,32 \text{ ккал/нм}^3$$

Принимаем $u_{yx} = 150^\circ\text{C}$, $\alpha_{yx} = 1,4$, $t_{x.в.} = 30^\circ\text{C}$, теплоемкость холодного воздуха принимаем равной $C_v = 0,31 \text{ ккал/кг} \cdot ^\circ\text{C}$.

Энтальпия холодного воздуха определяется из уравнения (4-23) [1]

$$I_{x.в.}^0 = V^0 C_v t_{x.в.}$$

$$I_{x.в.}^0 = 9,15 \cdot 0,31 \cdot 30 = 85,1 \text{ ккал/кг}$$

$$q_2 = (716,32 - 1,4 \cdot 85,1) / 8660 = 6,9 \%$$

- потеря теплоты от химической неполноты сгорания, обусловлена суммарной теплотой сгорания продуктов неполного горения, остающихся в уходящих газах (принимается по таблице XX):

$$q_3 = 0,5\%$$

- потеря теплоты от механической неполноты сгорания, обусловлена недожогом топлива в шлаке, провале и уносе (определяется только при сжигании твердого топлива):

$$q_4 = 0$$

- потеря теплоты от наружного охлаждения котельного агрегата, определяется по рис. 5-1 [1], в зависимости от паропроизводительности:

$$q_5 = 1,7\%$$

- потеря теплоты с теплом шлака, определяется только при сжигании твердого топлива:

$$q_6 = 0$$

Суммарные потери теплоты:

$$\sum q = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 6,9 + 0,5 + 0 + 1,7 + 0 = 9,1\%$$

Коэффициент полезного действия котельного агрегата:

$$\eta_{к.а.} = 100\% - \sum q = 100\% - 9,1\% = 90,9\%$$

Количество тепла, полезно использованное в котельном агрегате:

$$Q_{к.а.} = D \cdot [(I_{п.п.} - I_{п.в.}) + P \cdot (I_{н.п.} - I_{п.в.})],$$

где: D - паропроизводительность;

$I_{п.п.}$ - энтальпия перегретого пара, определяется по табл. XXIII [1];

$I_{н.п.}$ - энтальпия насыщенного пара, определяется по табл. XXIII [1];

$I_{п.в.}$ - энтальпия питательной воды, определяется по табл. XXIV [1] при давлении 15 кгс/см² и температуре 100°C;

P - процент продувки, принимается в пределах 0,03 ÷ 0,09.

$$Q_{ка} = 10000 \cdot [(665,6 - 100,36) + 0,05 \cdot (193,6 - 100,36)] = 5,699 \cdot 10^6 \text{ ккал/ч} = 23854874 \text{ кДж/ч}$$

Необходимый расход топлива:

$$V_p = Q_{ка} / (Q_H^p \cdot \eta_{к.а.}) = 23854874 / (36249 \cdot 0,909) = 724$$

нм³/ч

5 Тепловой расчет топочной камеры

При проектировании и эксплуатации котельных установок чаще всего выполняется поверочный расчет топочной камеры. Задачей поверочного теплового расчета топочной камеры является определение значения температуры газов на выходе из топочной камеры t_T при известных характеристиках топочной камеры, виде применяемого топлива, его характеристиках (низшей теплоте сгорания) и расчетном расходе.

Тепловой расчет топочной камеры заключается в определении значения температуры на выходе из топочной камеры t_T методом последовательных приближений.

Результаты теплового расчета топочной камеры сведены в таблицу 4:

Таблица 4

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размерность	Формула или обоснование	Расчет
1	2	3	4	5	6
1.	Активный объем топочной камеры	V_T	m^3	табл. 1 [1]	42,2
2.	Площадь поверхности топочной камеры	$F_{ст}$	m^2	табл. 1 [1]	86,7
3.	Диаметр экранных труб	$d_{эк}$	мм	табл. 1 [1]	51·2,5
4.	Площадь лучевоспринимающей поверхности нагрева	$H_{л}$	m^2	табл. 1 [1]	31,6
5.	Тепло вносимое в топку с воздухом	Q_B	ккал/ч	$\Delta\alpha I_{х.в}^0$	$0,08 \cdot 85,01 = 6,8$
6.	Величина присосов в топочной камере	$\Delta\alpha$	-	табл. XX [1]	0,08
7.	Эффективная толщина излучающего слоя	S	м	$3,6 \cdot V_T / F_{ст}$	$3,6 \cdot 42,2 / 86,7 = 1,75$
8.	Полезное тепловыделение	Q_T	ккал/кг	$Q_H \cdot (100 - q_3) / 100 + Q_B$	$8660 \cdot (100 - 0,5) / 100 + 6,8 = 8623,5$
9.	Энтальпия продуктов сгорания	I_T	ккал/кг	$I_T = Q_T$	8623,5
10.	Теоретическая температура сгорания	u_a	$^{\circ}C$	по I-u диаграмме $u_T + 273$	1668
		T_a	$^{\circ}K$		$1668 + 273 = 1941$
11.	Температура на выходе из топочной камеры	u_T	$^{\circ}C$	принимается	950
		T_T	$^{\circ}K$	$u_T + 273$	$950 + 273 = 1223$
12.	Энтальпия за топочной камерой	I_T	ккал/кг	по I-u диаграмме	4434
13.	Средняя суммарная теплоемкость	VC_{cp}	$кДж/кг \cdot ^{\circ}C$	$(Q_T - I_T) / (u_a - u_T)$	$(8623,5 - 4434) / (1668 - 950) = 5,83$
14.	Относ. полож. мах темп. пламени по высоте топки	x_T	-	$x_T + \Delta x = h_T / H_T + \Delta x$	$1000 / 4340 + 0,1 = 0,33$
15.	Параметр, учитывающий распределение температур	M	-	$0,59 - 0,5x_T$	$0,59 - 0,5 \cdot 0,33 = 0,425$

16.	Степень экранирования топочной камеры	χ	-	$H_{л}/F_{ст}$	31,6/86,7=0,36
17.	Коэффициент, учитывающий загрязнение экрана	ζ	-	табл. 6-2 [1]	0,65
18.	Коэффициент тепловой эффективности экрана	$\Psi_{ср}$	-	$\chi \cdot \zeta$	0,36·0,65=0,234
19.	Коэффициент сохранения тепла	φ	-	$1-q_5/\eta_{к.а}$	1-1,7 / 90,9=0,98
20.	Парциальное давление дымовых газов	$p_{п}$	кгс/см ²	п.6.07 [1] $p_{п}=r_{п}$	0,28
21.	Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами	$k_{г} r_{п}$	1/(м·кС/см ²)	$((0,78+1,6 \cdot r_{H_2O}) / \sqrt{(p_{п} \cdot S)-0,1}) \cdot (1-0,37 \cdot T_{г}/1000) \cdot r_{п}$	$((0,78+1,6 \cdot 0,184) / \sqrt{(0,28 \cdot 1,75)-0,1}) \cdot (1-0,37 \cdot 1223/1000) \cdot 0,28=0,22$
22.	Соотн. содержания углерода и водорода	C_p/H_p	-	$0,12 \sum m/n C_m / H_n$	$0,12(1/4 \cdot 94+2/6 \cdot 2,8+3/8 \cdot 0,4+4/10 \cdot 0,3+5/12 \cdot 0,1)=2,97$
23.	Коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами	$k_{с}$	1/(м·кС/см ²)	$0,03 \cdot (2-\alpha_{г}) \cdot (1,6 \cdot T_{г}/1000-0,5) \cdot C_p/H_p$	$0,03 \cdot (2-1,1) \cdot (1,6 \cdot 1223/1000-0,5) \cdot 2,97=0,12$
24.	Суммарный коэффициент ослабления лучей	k	1/(м·кС/см ²)	$k_{г} r_{п}+k_{с}$	0,22+0,12=0,34
25.	Степень черноты светящегося пламени	$a_{св}$	-	$1-e^{-(k_{гпп}+k_{с}) \cdot p \cdot S}$	$1-e^{-(0,22+0,12) \cdot 1 \cdot 1,75}=0,45$
26.	Степень черноты газового слоя	$a_{г}$	-	$1-e^{-k_{гпп} \cdot p \cdot S}$	$1-e^{-0,22 \cdot 1 \cdot 1,75}=0,32$
27.	Коэффициент усреднения	m	-	п. 6-07 [1]	0,1
28.	Степень черноты факела	$a_{ф}$	-	$m \cdot a_{св}+(1-m) \cdot a_{г}$	$0,1 \cdot 0,45+(1-0,1) \cdot 0,32=0,33$
29.	Степень черноты топочной камеры	$a_{т}$	-	$a_{ф}/[a_{ф}+(1-a_{ф}) \cdot \Psi_{ср}]$	$0,33/[0,33+(1-0,33) \cdot 0,234]=0,68$
30.	Температура дымовых газов на выходе из топочной камеры	$t_{г}$	°С	$(T_a/((M \cdot ((4,9 \cdot \Psi F_{ст} \cdot a_{г} \cdot T_a^3)/(10^{-8} \cdot \varphi \cdot B_p \cdot V C_{ср}))^{0,6}+1)))-273$	$(1941/((0,425 \cdot ((4,9 \cdot 0,234 \cdot 86,7 \cdot 0,68 \cdot 1941^3)/((10^8 \cdot 0,98 \cdot 724 \cdot 5,83))^{0,6}+1)))-273 = 1044,8$

Поскольку при выполнении расчета температура на выходе из топочной камеры не превысила принятую ранее более чем на 100 °С т.е., условие

недопустимости превышения принятой температуры на выходе из топочной камеры 950 °С над полученной в результате расчета 1044,8 °С, то в качестве расчетной температуры на выходе из топочной камеры принимаем 1044,8 °С .

Количество тепла, воспринятое топкой:

$$Q_{п} = 0,98 \times (Q_{т} - I_{т}) = 0,98 \times (8623,5 - 4987,8) = 3563 \frac{\text{ккал}}{\text{нм}^3} = 14914 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3}$$

6 Тепловой расчет конвективного пучка

При проектировании и эксплуатации котельных установок чаще всего приходится выполнять поверочный расчет конвективного пучка. Задачей расчета в этом случае является определение температуры продуктов сгорания после конвективного пароперегревателя и выявление возможности при имеющейся поверхности нагрева конвективного пучка получить необходимую температуру перегретого пара. Если в результате расчета выявится, что существующая поверхность нагрева конвективного пароперегревателя не обеспечит необходимой температуры перегретого пара, то должны быть разработаны соответствующие мероприятия и внесены коррективы и чертежи поверхности нагрева конвективного пароперегревателя. пучка зависит от расположения его в газовом тракте котельного агрегата, способа регулирования температуры перегрева пара и схемы включения регулятора перегрева.

Для промышленных паровых котлов, как правило, применяются конвективные пароперегреватели, расположенные после фестона или первого конвективного пучка труб поверхности нагрева, для получения перегретого пара с температурой до 450°С. Паровые котлы низкого давления обычно вырабатывают пар с температурой около 250°С и не имеют регулятора перегрева. Паровые котлы с давлением 4 МПа вырабатывают пар с температурой около 450°С и имеют поверхностные или впрыскивающие пароохладители, установленные в рассечку.

Таблица 5

№ п/п	Наименование величины	Обозначение	Размерность	Формула или обоснование	Расчет
1	2	3	4	5	6
1.	Площадь поверхности нагрева	H_k	m^2	табл. 1 [1]	235
2.	Диаметр труб конвективных пучков	d	мм	табл. 1 [1]	51·2,5
3.	Расположение труб конвективных пучков	-	-	коридорное	-
4.	Усредненное живое сечения для прохода продуктов сгорания	F_{cp}	m^2	табл. 1 [1]	1,28
5.	Усредненный поперечный шаг труб	S_1	мм	табл. 1 [1]	104
6.	Усредненный продольный шаг труб	S_2	мм	табл. 1 [1]	107
7.	Число рядов труб по ходу движения газов	Z_2	-	табл. 1 [1]	59
8.	Температура на входе в конвективный пучок	$u_{к.п.}$	$^{\circ}C$	$u_{к.п.}=u_T$	1044,8
9.	Энтальпия газов на входе в конвективный пучок	$I_{к.п.}$	ккал/кг	по I-u диаграмме	4987,8
10.	Температура на выходе из конвективного пучка	$u_{к.п.}$	$^{\circ}C$	задано	250
					350
11.	Коэффициент тепловой эффективности	φ	-	$1-q_5/\eta_{к.а}$	0,98
12.	Энтальпия газов на выходе из конвективного пучка	$I_{к.п.}$	ккал/кг	по I-u диаграмме	1086
				по I-u диаграмме	1553
14.	Температура насыщения водяных паров	t_s	$^{\circ}C$	табл. XX111 [1]	190,71
15.	Разность температур $u_{к.п.}-t_s$	Δt_6	$^{\circ}C$	$u_{к.п.}-t_s$	$928,3-190,71=737,6$
16.	Разность температур $u_{к.п.}-t_s$	Δt_M	$^{\circ}C$	$u_{к.п.}-t_s$	$250-190,71=59,3$
					$350-190,71=159,3$
17.	Среднелогарифмический температурный напор	Δt_{cp}	$^{\circ}C$	$(\Delta t_6 - \Delta t_M) / ((2,3 \cdot \lg(\Delta t_6 / \Delta t_M))$	$(737,6-59,3) / ((2,3 \cdot \lg(737,6 / 59,3))=269,1$

					$(737,6-159,3)/$ $/((2,3 \cdot \lg(737,6/$ $/159,3))=377,7$
18.	Среднее значение температуры газового тракта	u_r	$^{\circ}\text{C}$	$\Delta t_{cp} + t_s$	$269,1+190,71=$ $=459,8$
		T_{cp}	$^{\circ}\text{K}$	u_r+273	$377,7+190,71=$ $=568,4$
19.	Средняя скорость движения газов	ω_r	м/с	$(B_p \cdot V_r \cdot (u_r+273))$ $/((3600 \cdot F_{cp} \cdot 273))$	$(724 \cdot 12,26 \cdot$ $\cdot 732,8)/(3600 \cdot$ $\cdot 1,28 \cdot 273)=5,17$
					$(724 \cdot 12,26 \cdot$ $\cdot 841,4)/(3600 \cdot$ $\cdot 1,28 \cdot 273)=5,94$
20.	Поправка на число рядов труб по ходу движения газов	C_z	-	п. 7-20 [1]	1
21.	Поправка на геометрическую компоновку конвективного пучка	C_s	-	п. 7-20 [1]	1
22.	Коэффициент теплопроводности при средней температуре потока газов	λ	ккал/ $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C}$	табл. 1V [1]	$7,36 \cdot 10^{-2}$
					$8,18 \cdot 10^{-2}$
23.	Критерий подобия Прандтля	Pr	-	табл. 1V [1]	0,597
					0,586
24.	Коэффициент кинематической вязкости	ν	$\text{м}^2/\text{с}$	табл. 1V [1]	$113,23 \cdot 10^{-6}$
					$134,28 \cdot 10^{-6}$
25.	Коэффициент теплоотдачи конвекцией	α_k	ккал/ $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C}$	$0,23 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \lambda / d \cdot$ $\cdot (\omega_r \cdot d / \nu)^{0,65} \cdot$ $\cdot \text{Pr}^{0,33}$	$0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 7,36 \cdot 10^{-2} /$ $/ 51 \cdot 10^{-3} \cdot (5,17 \cdot$ $\cdot 51 \cdot 10^{-3} / 113,23 \cdot$ $\cdot 10^{-6})^{0,65} \cdot 0,597^{0,33}$ $=37,6$
					$0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 8,18 \cdot 10^{-2} /$ $/ 51 \cdot 10^{-3} \cdot (5,94 \cdot$ $\cdot 51 \cdot 10^{-3} / 134,28 \cdot$ $\cdot 10^{-6})^{0,65} \cdot 0,606^{0,33}$ $=41,1$
26.	Коэффициент излучения абсолютно черного тела	σ_0	ккал/ $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C}$	-	$4,9 \cdot 10^{-8}$
27.	Степень черноты поверхности труб	a_3	-	п. 7-32 [1]	0,8
28.	Температура стенок газового тракта	T_3	$^{\circ}\text{C}$	$(t_s + \Delta t_{cp}) + 273$	$(190,71 + 25) +$ $+ 273 = 488,71$
29.		T	$^{\circ}\text{C}$	$u_r + 273$	$459,8 + 273 = 732,8$

					568,4+273=841,4
30.	Эффективная толщина излучающего слоя	S	м	$0,9 \cdot d \cdot ((4 \cdot S_1 \cdot S_2) / (\pi \cdot d^2) - 1)$	$0,9 \cdot 0,051 \cdot ((4 \cdot 0,104 \cdot 0,107) / (3,14 \cdot 0,051^2) - 1) = 0,2$
31.	Коэффициент ослабления излучения трехатомными газами	$k_r \cdot r_n$	$1 / ((m \cdot kg / cm^2))$	$(0,78 + 1,6 \cdot r_{H_2O} / \sqrt{(P_n \cdot S) - 0,1}) \cdot (1 - 0,37 \cdot T_{к.п} / 1000) \cdot r_n$	$((0,78 + 1,6 \cdot 0,178) / \sqrt{(0,28 \cdot 0,2) - 0,1}) \cdot (1 - (0,37 \cdot 732,8 / 1000)) \cdot 0,255 = 0,82$
					$((0,78 + 1,6 \cdot 0,178) / \sqrt{(0,28 \cdot 0,2) - 0,1}) \cdot (1 - (0,37 \cdot 841,4 / 1000)) \cdot 0,255 = 0,77$
32.	Степень черноты газового слоя	а	-	$1 - e^{-k \cdot p \cdot S}$	$1 - e^{-0,82 \cdot 0,2} = 0,15$
					$1 - e^{-0,77 \cdot 0,2} = 0,14$
33.	Коэффициент теплоотдачи излучением	α_n	$ккал / (с \cdot m^3 \cdot ^\circ C)$	$4,9 \cdot 10^{-8} \cdot ((a_3 + 1) / 2) \cdot a \cdot T_{cp}^3 \cdot (1 - (T_3 / T_{cp})^{3,6}) / (1 - (T_3 / T_{cp}))$	$4,9 \cdot 10^{-8} \cdot ((0,8 + 1) / 2) \cdot 0,15 \cdot 732,8^3 \cdot (1 - (488,71 / 732,8)^{3,6}) / (1 - (488,71 / 732,8)) = 6$
					$4,9 \cdot 10^{-8} \cdot ((0,8 + 1) / 2) \cdot 0,14 \cdot 841,4^3 \cdot (1 - (488,71 / 841,4)^{3,6}) / (1 - (488,71 / 841,4)) = 7,53$
34.	Коэффициент использования	ζ	-	п.10.6 [1]	1
35.	Коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенкам труб	α	$кДж / с$	$\zeta \cdot (\alpha_n + \alpha_k)$	$1 \cdot (6 + 37,6) = 43,6$
					$1 \cdot (7,53 + 41,1) = 48,63$
36.	Коэффициент тепловой эффективности	ψ	-	табл. 7-1 [1]	0,85
37.	Коэффициент теплопередачи в конвективном пучке	K	$кДж / (м^2 \cdot ч \cdot ^\circ C)$	$\psi \cdot \alpha$	$0,85 \cdot 43,6 = 37,06$
					$0,85 \cdot 48,63 = 41,34$
38.	Тепловосприятие поверхности нагрева по балансу	Q_6	$ккал / м^3$	$\varphi \cdot (I_{к.п.} - I_{к.п.} + \Delta \alpha_{к.п.} \cdot I_{х.в.})$	$0,98 \cdot (4987,8 - 1086 + 0,1 \cdot 85,1) = 3832$
					$0,98 \cdot (4987,8 - 1553 + 0,1 \cdot 85,1) = 3374$
39.	Тепловосприятие поверхности нагрева по уравнению теплопередачи	Q_T	$ккал / м^3$	$K \cdot H_k \cdot \Delta t_{cp} / B_p$	$37,06 \cdot 235 \cdot 269,1 / 724 = 3237$
					$41,34 \cdot 235 \cdot 377,7 / 724 = 5068$

40.	Температура на выходе из конвективного пучка	$u_{кп}$	$^{\circ}\text{C}$	$u_{кп} + (u_{кп} - u_{кп}) \cdot ((Q_{б} - Q_{т}) / ((Q_{б} - Q_{т}) - (Q_{б} - Q_{т})))$	$350 + ((350 - 250) \cdot (3374 - 5068) / ((3832 - 3237) - (3374 - 5068))) = 276$
41.	Истинное значение энтальпии газов на выходе из конвективного пучка	$I_{к.п.}$	ккал/ч	по I-u диаграмме	1207

Поскольку при выполнении расчета температура на выходе конвективного пароперегревателя получилась меньше принятой менее чем на 50°C т.е., условие недопустимости превышения принятой температуры на выходе конвективного пароперегревателя $u_{кп}=250^{\circ}\text{C}$ и $u_{кп}=350^{\circ}\text{C}$ над полученной в результате расчета $u_{кп}=276^{\circ}\text{C}$, то в качестве расчетной температуры на выходе конвективного пароперегревателя принимаем $u_{кп}=276^{\circ}\text{C}$.

Количество тепла, отданное газами:

$$Q_k = \varphi \cdot (I_{кп} - I_{кп} + \Delta\alpha_{к.п} \cdot I_{х.в.}) =$$

$$= 0,98 \cdot (4987,8 - 1207 + 0,1 \cdot 85,1) = 3713,5 \text{ ккал/ч}$$

7 Тепловой расчет водяного экономайзера

При проектировании и эксплуатации котельных установок чаще всего предусматривается выполнение конструктивного теплового расчета чугунного ребристого водяного экономайзера ВТИ, в результате которого определяется площадь поверхности нагрева экономайзера $H_{эк}$, обеспечивающая близкое к принятому значение температуры уходящих паров $u_{ух}$.

Таблица 6

№	Наименование величины	Обозначение	Размерность	Формула или обоснование	Расчет
1	2	3	4	5	6
1.	Число колонок в экономайзере	N	-	табл. 1 [1]	1
2.	Длина труб экономайзера	$l_{тр}$	м	табл. 1 [1]	2
3.	Число труб в одном ряду	Z_1	-	табл. 1 [1]	7
4.	Температура газов на входе в экономайзер	$u_{эк}$	°C	$u_{эк} = u_{кп}$	276
5.	Энтальпия газов на входе в экономайзер	$I_{эк}$	ккал/ /м ³	по I-u диаграмме	1207
6.	Температура газов на выходе из экономайзера	$u_{эк}$	°C	$u_{эк} = u_{ух}$	100
7.	Энтальпия газов на выходе из экономайзера	$I_{эк}$	ккал/ /м ³	по I-u диаграмме	473,87
8.	Теплота, переданная газами в экономайзере	$Q_{эк}$	ккал/м ² ·ч· °C	$\varphi \cdot (I_{эк} - I_{эк} + \Delta \alpha_{эк} \cdot l_{х.в})$	$0,98(1207 - 473,87 + 0,2 \cdot 85,1) = 735,15$
9.	Процент продувки	P	%	принимается	5
10.	Паропроизводительность котельного агрегата	D	кг/ч	задано	10000
11.	Расход воды через экономайзер с учетом продувки	$G_{эк}$	кг/ч	$D \cdot (1 + P/100)$	$10000 \cdot (1 + 5/100) = 10500$
12.	Энтальпия питательной воды на входе в экономайзер	$I_{пв}$	ккал/ /м ³	табл. XX111 [1]	100,1
13.	Энтальпия питательной воды на выходе из экономайзера	$I_{пв}$	ккал/ /м ³	$I_{пв} + Q_{эк} \cdot V_p / G_{эк}$	$100,1 + 989,78 \cdot 737 / 10500 = 169,57$
14.	Температура питательной воды на выходе из экономайзера	$t_{пв}$	°C	$t_{пв} \approx I_{пв}$	169,57

Поскольку полученное значение $t_{пв} = 169,57^{\circ}\text{C}$ более чем на 20°C меньше температуры насыщения воды $t_s = 197,36^{\circ}\text{C}$ при давлении в котле $P = 15\text{атм}$, то согласно п.11.4 [1] необходимо использовать чугунный ребристый экономайзер ВТИ

15.	Среднее значение температуры питательной воды	$t_{ср}$	°C	$(t_{пв} + t_{пв})/2$	$(100 + 169,57)/2 = 134,8$
16.	Разность температур $u_{эк} - t_{пв}$	$\Delta t_{б}$	°C	$u_{эк} - t_{пв}$	$276 - 169,57 = 106,43$
17.	Разность температур $u_{эк} - t_{пв}$	$\Delta t_{м}$	°C	$u_{эк} - t_{пв}$	$150 - 100 = 50$
18.	Среднелогарифмический температурный напор	$\Delta t_{ср}$	°C	$(\Delta t_{б} - \Delta t_{м}) / (2,3 \cdot \lg(\Delta t_{б} / \Delta t_{м}))$	$(106,43 - 50) / (2,3 \cdot \lg(106,43 / 50)) = 74,7$
19.	Среднее значение температуры газового тракта	$u_{ср}$	°C	$\Delta t_{ср} + t_{ср}$	$74,7 + 134,8 = 209,5$

20.	Площадь живого сечения трубок экономайзера	$F_{\text{тр}}$	м^2	табл. [1]	0,184
21.	Средняя площадь живого сечения прохода дымовых газов	$F_{\text{ср}}$	м^2	$Z_1 \cdot F_{\text{тр}}$	$7 \cdot 0,184 = 1,29$
22.	Средняя скорость движения газов	ω_r	м/с	$\frac{(B_p \cdot V_r \cdot (u_{\text{ср}} + 273))}{(3600 \cdot F_{\text{ср}} \cdot 273)}$	$\frac{(724 \cdot 13,73 \cdot (209,5 + 273))}{(3600 \cdot 1,29 \cdot 273)} = 3,78$
23.	Коэффициент теплопередачи в экономайзере	K	$\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}}$	норм. 20 [1]	14,49
24.	Площадь живого сечения прохода продуктов сгорания	H_k	м^2	$\frac{Q_{\text{эк}} \cdot B_p}{K_{\text{эк}} \cdot \Delta t_{\text{ср}}}$	$\frac{(735,15 \cdot 724)}{(14,49 \cdot 74,7)} = 491,73$
25.	Число труб в экономайзере	Z	-	$H_k / F_{\text{тр}}$	$491,73 / 0,184 = 2672$
26.	Число рядов труб в экономайзере	Z_2	-	Z / Z_1	$2672 / 7 = 382$

8 Расчетная невязка теплового баланса котельного агрегата

$$\Delta Q = Q_p^H \times \eta_{\text{ка}} - [Q_{\text{л}} + Q_{\text{к}} + Q_{\text{эк}}] \times \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) = 8660 \times 0,909 -$$

$$- [3563 + 3713,5 + 735,15] \times \left(1 - \frac{0}{100}\right) = -139,7 \text{ ккал} / \text{нм}^3$$

$$\delta = \frac{|\Delta Q|}{Q_p^H} \times 100\% = \frac{139,7}{8660} \times 100\% = 1,6\%$$

Поскольку расчетная невязка теплового баланса котельного агрегата почти не превышает значения располагаемой величины низшей теплоты сгорания топлива более чем на 25%, т.е. условие $\delta = \frac{|\Delta Q|}{Q_p^H} \times 100\% \leq 2,5\%$ выполняется, то конструктивный тепловой расчет котельного агрегата считается законченным.

9 Тепловая схема

Задано $Q_{\text{кот}} = 32 \cdot 10^6$ ккал/ч

Производительность котельной:

$$D = Q_{\text{кот}} / (i_{\text{н.п.}} - i_{\text{п.в.}}),$$

где $i_{\text{н.п.}}$ и $i_{\text{п.в.}}$ – энтальпия насыщенного пара и питательной воды при давлении в котле.

$$D_{\text{пол.}} = 32 \cdot 10^6 / (665,6 - 100,36) = 56,6 \text{ т/ч};$$

Количество котлов производительностью 10 т/ч:

$$N = 56,6 / 10 = 5,66 \approx 6$$

$$D = D_{\text{пол.}} / 0,89 = 56,6 / 0,89 = 63,6 \text{ т/ч}$$

$$D_{\text{д}} = D_{\text{пол.}} \cdot 0,09 = 56,6 / 0,89 = 5,094 \text{ т/ч}$$

Потери тепла в котельной:

$$D_{\text{пот}} = 0,02 \cdot D = 0,02 \cdot 63,6 = 1,27 \text{ т/ч}$$

$$D_{\text{оив}} / D_{\text{т}} = 0,5 \Rightarrow D_{\text{оив}} = 0,5 D_{\text{т}}$$

Соотношение первого приближения:

$$D_{\text{т}} = D / 1,5 = 63,6 / 1,5 = 33,2 \text{ т/ч} \Rightarrow D_{\text{оив}} = 16,6 \text{ т/ч};$$

Количество пара, теряемого в технологии:

$$D_{2\text{т}} = D_{\text{т}} - D_{1\text{т}} = 33,2 - 0,15 \cdot 33,2 = 28,22 \text{ т/ч};$$

Количество теплоты на подогрев воды для отопления, вентиляции и ГВС:

$$Q_{\text{оив}} = D_{\text{оив}} \cdot (i_{\text{н.}} - i_{\text{к.}}) \cdot \eta_i,$$

где $i_{\text{н.}}$ и $i_{\text{к.}}$ – энтальпия насыщенного пара и конденсата по давлению котла

$$i_{\text{к}} = i' = 173,6$$

$$Q_{\text{оив}} = 16,6 \cdot (665,6 - 193,6) \cdot 0,98 = 7678,5 \cdot 10^3 \text{ ккал/ч.}$$

Количество воды в сети отопления, вентиляции и ГВС:

$$G_{\text{сет}} = Q_{\text{оив}} / C_p \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{в}}) = 7678,5 / 1 \cdot (105 - 70) = 219,4 \text{ т/ч};$$

Количество воды для подпитки тепловых сетей, при потере в них 1,5 %:

$$G_{\text{подп.}} = 0,015 \cdot G_{\text{сет}} = 0,015 \cdot 219,4 = 3,3 \text{ т/ч.}$$

Количество конденсата, теряемого в технологических целях:

$$G'_T = D_T (1 - k_B) = 33,2 \cdot (1 - 0,7) = 9,96 \text{ т/ч.}$$

Количество возвращающегося конденсата:

$$G_T = D_T \cdot k_B = 33,2 \cdot 0,7 = 23,24 \text{ т/ч}$$

$$P = 5 \%$$

Количество воды, необходимой на продувку:

$$G_{\text{пр}} = D \cdot P = 63,6 \cdot 0,05 = 3,18 \text{ т/ч}$$

Количество пара, возвращаемого в систему:

$$D_{\text{пр}} = G_{\text{пр}} \cdot (i' - i) / \eta \cdot (i''_n - i) = 3,18 \cdot (193,6 - 110,99) / (643,1 - 110,99) \cdot 0,98 = 0,504 \text{ т/ч,}$$

где i'_1 – энтальпия котловой воды при давлении в котле;

i''_n и i' – энтальпия пара и воды при давлении в расширителе, которое обычно 1,5 ата.

Количество воды, уходящей в дренаж:

$$G'_{\text{пр}} = G_{\text{пр}} - D_{\text{пр}} = 3,18 - 0,504 = 2,7 \text{ т/ч}$$

Количество воды на деаэратор:

$$G_d = D_{\text{пол.}} + G_{\text{подп.}} + G_{\text{пр}} = 56,6 + 3,3 + 2,7 = 62,6 \text{ т/ч.}$$

Количество пара уносимого при выпаре:

$$D_{\text{вып.}} = 0,004 \cdot G_d = 0,004 \cdot 62,6 = 0,25 \text{ т/ч}$$

Количество воды, проходящей ХВО:

$$G_{\text{ХВО}} = G'_T + D_{\text{пот}} + D_{\text{вып.}} + G_{\text{подп.}} + G'_{\text{пр}} = 9,96 + 1,27 + 0,25 + 3,3 + 2,7 = 17,5 \text{ т/ч.}$$

Расход сырой воды:

$$G_c = 1,2 \cdot G_{\text{ХВО}} = 1,2 \cdot 17,5 = 21 \text{ т/ч.}$$

10 Расчет подогревателя сырой воды

$$D_{\text{п.с.в.}} = G_c \cdot C_p \cdot (t_2 - t_1) / (i_2'' - i_k) \cdot \eta,$$

где t_2 и t_1 – температуры до и после подогревателя;

i_2'' и i_k - энтальпии греющего пара и конденсата;

$$i_k = 70 \text{ ккал/ч}; \quad i'' = 640,33 \text{ ккал/ч}$$

(i' после РОУ насыщенный пар в 14 ата превращается в насыщенный пар при 1,2 ата)

Температура сырой воды после охладителя выпара из деаэрата:

$$t_3 = t_2 + ((D_{\text{вып.}} \cdot (i''_{\text{вып.}} - i_k) \cdot \eta) / G_{\text{ХВО}} \cdot C_p),$$

где i – энтальпия выпара при 1,2 ата

$$t_3 = 30 + ((0,23 \cdot (640,33 - 70) \cdot 0,98 / 21 \cdot 1) = 36,12^\circ\text{C}$$

Уравнение замыкания теплового баланса:

$$G_d \cdot i'_{1,2} + D_{\text{вып.}} \cdot i''_{1,2} = G_{\text{оив}} \cdot i_k + G_{\text{пр}} \cdot i_k + G_{\text{псв}} \cdot i_k + D_{\text{пр.}} \cdot i''_{1,2} + G_{\text{ХВО}} \cdot C_p \cdot t_3 + D_d \cdot i''_{1,2};$$

$$D_d = (G_d \cdot i'_{1,2} + D_{\text{вып.}} \cdot i''_{1,2} - i_k \cdot (G_{\text{оив}} + G_{\text{пр}} + G_{\text{псв}}) - D_{\text{пр.}} \cdot i''_{1,2} - G_{\text{ХВО}} \cdot C_p \cdot t_3) / i''_{1,2};$$

Принимаем $G_{\text{оив}} = G'_T$; $G_{\text{псв}} = G_c$:

$$D_d = (62,6 \cdot 103,9 + 0,25 \cdot 640,33 - 70 \cdot (9,96 + 3,18 + 21) - 0,504 \cdot 640,33 - 17,5 \cdot 1 \cdot 36,12) / 640,33 = 5,18 \text{ т/ч.}$$

$$(5,18 - 5,094) / 5,18 = 1,66\%$$

Так как полученная величина расхода пара на деаэрацию и подогрев сырой воды не превышает ранее принятую более чем на 15%, то расчет считается законченным.

Библиографический список.

1. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). Под ред. Н.В. Кузнецова и др. – М.: Энергия, 1973г.
2. Делягин Г.Н. и др. Теплогенерирующие установки. – М.: Стройиздат, 1986.
3. Гусев Ю.Л. Основы проектирования котельных установок. 2-е издание. М.: Стройиздат, 1973г.