

ГЛАВА 1. ТОПЛИВНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ГОРЕНИЯ.

§ 1.1. СОСТАВ ТОПЛИВА И ТОПЛИВНЫХ СМЕСЕЙ

Топливом называется вещество, выделяющее при определенных условиях тепловую энергию, которую в зависимости от технических и экономических показателей используют в различных теплотехнических устройствах.

По своему агрегатному состоянию все виды топлива разделяются на твердое, жидкое и газообразное. В зависимости от способа получения топливо органического происхождения делится на искусственное и естественное. В состав топлива входят углерод C , водород H , кислород O , сера S , азот N , зола A и влага W . Топливо в том виде, в каком оно подается для сжигания в котельный агрегат, называют рабочим (индекс r). Рабочий состав топлива по массе, %, выражается равенством

$$C^r + H^r + S^r + O^r + N^r + A^r + W^r = 100\%.$$

Топливо, из которого в результате сушки полностью удалена влага, называется сухой массой топлива (индекс d); оно имеет состав

$$C^d + H^d + S^d + O^d + N^d + A^d = 100\%.$$

В топливе содержится сера в составе сульфатных соединений S_o , колчеданная S_k и органическая S_o . Сульфатная сера не горит; ее присутствие в топливе учитывается в минеральной части — золе A . Органическая и колчеданная сера участвует в горении; их сумма составляет летучую (или горючую) серу топлива $S_L = S_o + S_k$.

Условно удалив из сухой массы топлива золу (негорючие примеси) A , можно получить состав горючей массы топлива (индекс daf):

$$C^{daf} + H^{daf} + S_{\text{л}}^{daf} + O^{daf} + N^{daf} = 100\%.$$

Если из горючей массы топлива исключить колчеданную серу, то оставшаяся часть называется органической массой топлива:

$$C^o + H^o + O^o + N^o + S_o^o = 100\%.$$

Таблица 1.1.

Классификация масс топлива

Индекс обозначения	Компоненты топлива								
	углерод С	водород Н	кислород О	азот N	сера органическая S_{op}	сера колчеданная S_{κ}	минеральные примеси A	влаги гигроскопическая w_z	влаги воздушная w_g
о	Органическая масса								
daf	Горючая масса								
d	Сухая масса								
a	Аналитическая масса (воздушно-сухая)								
z	Рабочая масса								

Таблица 1.2.

Множители для пересчета состава топлива

Заданный состав топлива на массу	Искомый состав топлива на массу				
	рабочую	аналитическую	сухую	горючую	органическую
Рабочую	1	$\frac{100 - W^a}{100 - W^r}$	$\frac{100}{100 - W^r}$	$\frac{100}{100 - W^r - A^r}$	$\frac{100}{100 - S_{\kappa}^r - W^r - A^r}$
Аналитическую	$\frac{100 - W^r}{100 - W^a}$	1	$\frac{100}{100 - W^a}$	$\frac{100}{100 - W^a - A^a}$	$\frac{100}{100 - S_{\kappa}^a - W^a - A^a}$
Сухую	$\frac{100 - W^r}{100}$	$\frac{100 - W^a}{100}$	1	$\frac{100}{100 - A^d}$	$\frac{100}{100 - S_{\kappa}^d - A^d}$
Горючую	$\frac{100 - W^r - A^r}{100}$	$\frac{100 - W^a - A^a}{100}$	$\frac{100 - A^d}{100}$	1	$\frac{100}{100 - S_{\kappa}^{daf}}$

Органичес- кую	$\frac{100 - S_{\kappa}^r - W^r - A^r}{100}$	$\frac{100 - S_{\kappa}^a - W^a - A^a}{100}$	$\frac{100 - S_{\kappa}^d - A^d}{100}$	$\frac{100 - S_{\kappa}^{daf}}{100}$	1
-------------------	--	--	--	--------------------------------------	---

Виды влаги и формы ее связи с органическим веществом топлива разнообразны и достаточно сложны. В теплотехнике принята не совсем строгая, но простая и достаточно удобная классификация, согласно которой влага рабочего топлива W^r делится на два вида: воздушную W_B^r , удаляемую из топлива высушиванием при комнатной температуре, и гигроскопическую W_{ε}^r удаляемую в сушильном шкафу при температуре 102-105°C. Следовательно

$$W^r = W_B^r + W_{\varepsilon}^r.$$

Топливо, из которого удалена воздушная влага, называется воздушно-сухой, или аналитической массой топлива:

$$C^a + H^a + S^a + O^a + N^a + A^a + W^a = 100\%.$$

Перечень компонентов, входящих в состав топлива используемых видов, приведен в табл. 1.1. Для пересчета состава топлива заданной массы на другую массу пользуются множителями, приведенными в табл. 1.2.

§ 1.2. ОБЪЕМЫ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ И ВОЗДУХА

Горение — это химический процесс взаимодействия топлива с окислителем (кислородом атмосферного воздуха), в результате которого образуются продукты сгорания.

Все объемы воздуха и продуктов сгорания рассчитываются на 1 кг твердого, жидкого или 1 м³ сухого газообразного топлива при нормальных условиях. Состав твердого топлива задается в процентах по массе

$$C^r + H^r + O^r + N^r + S_{\text{л}}^r + A^r + W^r = 100\%,$$

где $C^r, H^r, O^r, N^r, S_{\text{л}}^r, A^r, W^r$ — процентное содержание соответственно углерода, водорода, кислорода, азота, серы, золы и влаги в рабочей массе топлива.

Состав газообразного топлива задается в процентах по объему

$$CH_4 + C_m H_n + N + CO_2 + H_2S + O + CO + H = 100\%,$$

где $CH_4, C_m H_n, N, CO_2, H_2S, O, CO, H$ — процентное содержание соответственно метана, предельных углеводородов, азота, углекислого газа, сероводорода, кислорода, окиси углерода, водорода в 1 м^3 сухого газообразного топлива.

Теоретический, $\text{м}^3/\text{кг}$, объем воздуха, необходимый для горения твердого топлива, определяется по формуле

$$V^o = 0,0889(C^r + 0,375S_{\text{л}}^r) + 0,265H^r - 0,0333O^r,$$

а для газообразного топлива, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V^o = 0,0476[0,5CO + 0,5H + 1,5H_2S + \Sigma(m + \frac{n}{4})C_m H_n - O].$$

Теоретические объемы продуктов сгорания, $\text{м}^3/\text{кг}$ (при $\alpha = 1$), для твердого и жидкого топлива рассчитываются по формулам:

$$V_{RO_2} = 0,0186(C^r + 0,375S_{\text{л}}^r);$$

$$V_N^o = 0,79V^o + 0,008N^r;$$

$$V_{H_2O}^o = 0,111H^r + 0,0124W^r + 0,0161V^o;$$

$$V_{\text{с}}^o = V_{RO_2} + V_N^o + V_{H_2O}^o.$$

Теоретический объем воздуха на горение и объемы продуктов сгорания, $\text{м}^3/\text{м}^3$, при сжигании природного газа рассчитывают по формулам:

теоретический объем воздуха

Масса продуктов сгорания, кг/кг

$$G_z = 1 - \frac{A^r}{100} + 1,306\alpha V^o$$

Концентрация золы в продуктах сгорания μ_{zl} , кг/кг

Т а б л и ц а 1.4.

**Коэффициент избытка воздуха в топке котельного агрегата
паропроизводительностью $D \leq 14$ кг/с**

Тип топки	Топливо	Коэффициент избытка воздуха α
Топки с пневматическими забрасывателями и неподвижной решеткой	Каменные и бурые угли	1,4-1,5
	Донецкий антрацит АС и АМ	1,6-1,7
	Каменные и цепной бурые угли	1,3-1,4
Топки с пневматическими забрасывателями и цепной решеткой прямого и обратного хода	Донецкий антрацит АС и АМ	1,5-1,6
	Природный газ, мазут	1,05—1,1

Примечание. Большее значение соответствует котельным агрегатам паропроизводительностью $d < 2,8$ кг/с.

Концентрацию золы μ_{zl} в потоке продуктов сгорания, кг/кг, определяют по формуле

$$\mu_{\text{зл}} = A^r a_{\text{ун}} / 100 G_{\text{г}},$$

где $a_{\text{ун}}$ — доля золы, уносимой из топки газообразными продуктами сгорания;
 $G_{\text{г}}$ — масса продуктов сгорания при сжигании 1 кг твердого или жидкого топлива, кг/кг:

$$G_{\text{г}} = 1 - \frac{A^r}{100} + 1,306 \alpha V^o.$$

Расчет действительных объемов продуктов сгорания по газоходам котельного агрегата следует вести по форме (табл. 1.3). Предварительно из табл. 1.4 и 1.5 следует выбрать коэффициент избытка воздуха в топке и определить объемы присосов воздуха в газоходах котельного агрегата. При выборе коэффициента избытка воздуха необходимо также учитывать присосы его в системах пылеприготовления (пылеугольные котлы) и решать вопрос о выборе одно- или двухступенчатой компоновки воздухоподогревателя и водяного экономайзера.

Таблица 1.5.

**Присосы воздуха в газоходах котельных агрегатов
 паропроизводительностью $D < 14$ кг/с**

Газоходы	Величина присоса
Топочные камеры газомазутных котлов:	
с металлической обшивкой	0,05
без металлической обшивки	0,08
Газоходы конвективных поверхностей нагрева:	
первый котельный пучок	0,05
второй котельный пучок	0,1
Экономайзеры котлов:	
стальной	0,08

чугунный с обшивкой	0,1
чугунный без обшивки	0,2
Конвективный пучок водогрейных котлов	0,08
Воздухоподогреватели трубчатые на каждую ступень	0,06
Золоуловители циклонные и батарейные	0,05
Газоходы за котельным агрегатом:	
стальные (на каждые 10 м длины)	0,01
кирпичные борова (на каждые 10 м длины)	0,05

При подогреве воздуха до 280°С можно принять одноступенчатую компоновку, при подогреве воздуха до 300°С и выше — двухступенчатую.

При установке воздухоподогревателя и экономайзера экономически выгодно подогревать воздух выше температуры питательной воды $t_{п.в.}$, поступающей в экономайзер. При этом повышается средняя температура газов в области экономайзера.

Минимальный температурный напор за экономайзером (разность температур между газовым потоком и питательной водой) принимается $\Delta t_{эк}^{\min} = 40^{\circ}\text{С}$. Минимальный температурный напор перед воздухоподогревателем (разность температур между газами на входе в воздухоподогреватель и горячим воздухом) принимается $\Delta t_{г.л}^{\min} = 25\text{—}30^{\circ}\text{С}$. Снижение температурного напора ниже минимального приводит к неоправданному увеличению площади поверхности нагрева. Оптимальная температура подогрева воздуха в одноступенчатом воздухоподогревателе или первой ступени двухступенчатого воздухоподогревателя определяется по формуле

$$\Delta t_{г.л}^{opt} = t_{г.л} + 40 + 0,7(t_{yx} - 120).$$

В табл. 1.6 указаны рекомендуемые температуры предварительного подогрева воздуха на входе в воздухоподогреватель, предотвращающие

низкотемпературную коррозию. Температура воздуха выше $t'_{с.н} = 30^{\circ}\text{C}$ может быть получена за счет подачи части горячего воздуха на входе в дутьевые вентиляторы (рециркуляция воздуха) или путем подогрева воздуха в паровых калориферах перед воздухоподогревателем.

Таблица 1.6.

Рекомендуемые температуры воздуха на входе в воздухоподогреватель

Топливо	$t'_{сн}, ^{\circ}\text{C}$
Сухое $W_{\text{пр}} = 0,17-0,25$	30
Умеренно влажное $W_{\text{пр}} = 0,26-1,2$	45-55
Сильно влажное $W_{\text{пр}} > 1,2$	60-70
Природный газ	30
Мазут:	
малосернистый $S^r < 0,5\%$	50
сернистый $S^r = 0,5 — 2,0\%$	60-70
высокосернистый $S^r > 2,0\%$	80-100

Примечание. Приведенная влажность топлива $W_{\text{пр}}$ определяется как отношение влажности топлива w^r , %, к низшей теплоте сгорания топлива Q_i^r , МДж/кг: $W_{\text{пр}} = w^r / Q_i^r$.

§ 1.3. ЭНТАЛЬПИЯ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Энтальпия теоретического объема воздуха $J_{\text{с}}^{\circ}$ и продуктов сгорания $J_{\text{с}}^{\circ}$, кДж/кг, кДж/м³, для всех видов топлив при расчетной температуре ϑ определяется по формулам:

$$J_{\text{с}}^{\circ} = V^{\circ} c_{\text{с}} \vartheta,$$

$$J_z^o = (V_{RO_2}^o c_{RO_2} + V_{H_2O}^o c_{H_2O} + V_N^o c_N) \vartheta_T,$$

где $V^o, V_{RO_2}^o, V_{H_2O}^o, V_N^o$ — теоретически необходимый объем воздуха, объем трехатомных газов, теоретический объем водяных паров, теоретический объем азота, м³/кг, м³/м³; $c_{\text{г}}, c_{RO_2}, c_{H_2O}, c_N$ удельные теплоемкости соответственно воздуха, трехатомных газов, водяных паров, азота, кДж/(м³·°C), (табл. 1.7); $\vartheta_{\text{г}}$ — температура воздуха, °C.

Энтальпия продуктов сгорания при избытке воздуха $\alpha > 1$

$$J_z = J_z^o + (\alpha - 1) J_{\text{г}}^o + J_3,$$

где $(\alpha - 1) J_{\text{г}}^o$ — энтальпия избыточного воздуха;

J_3 — энтальпия золы топлива

$$J_3 = 0,01 \alpha_{\text{yn}} A^r c_3 \vartheta_z,$$

где c_3 — удельная теплоемкость золы, кДж/(кг·°C) (см. табл. 1.7).

Таблица 1.7

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	c_{B}	c_{RO_2}	c_N	c_{H_2O}	c_3
100	1,30	1,70	1,30	1,49	0,81
300	1,32	1,86	1,31	1,54	0,88
500	1,34	1,98	1,33	1,59	0,92
700	1,36	2,08	1,35	1,64	0,95
900	1,39	2,17	1,38	1,69	0,97
1000	1,42	2,23	1,41	1,74	1,0
1300	1,44	2,28	1,43	1,80	1,04
1500	1,46	2,33	1,44	1,85	1,16
1700	1,48	2,37	1,46	1,90	1,21
1900	1,49	2,41	1,47	1,94	1,23
2100	1,50	2,44	1,48	1,98	1,26

2300	1,51	2,46	1,50	2,02	-
------	------	------	------	------	---

Энтальпия золы учитывается только тогда, когда приведенные величины уноса летучей золы с потоком газов составляют $\frac{a_{yn} A^r}{Q_i^r} \geq 1,43$. Результаты расчета энтальпии сводят в таблицу (табл. 1.8).

Таблица 1.8.

Результаты расчета энтальпии продуктов сгорания

Поверхность нагрева	Ориентировочная температура за поверхностью нагрева, °С	J_{ϵ}^o	J_{ϵ}^o	$(\alpha - 1)J_{\epsilon}^o$	J_{ϵ}	J_{ϵ}
Топочная камера	2100					
Зона ядра факела	1900					
α_T	1700					
Верх топочной камеры	1300					
Фестон α_T''	1100					
Пароперегреватель $\alpha_{п.п}''$	800					
	700					
	600					
Водяной экономайзер α_{ϵ}''	500					
	400					
	300					
	200					
Воздухоподогреватель $\alpha_{в.п}'' = \alpha_{ух}$	300					
	200					
	100					

§ 1.4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

Пример 1.1. Определить состав рабочей массы топлива.

Исходные данные - состав горячей массы угля, %:

$$C^{daf} = 8,10; H^{daf} = 5,4; O^{daf} = 8,8; N^{daf} = 1,6; S^{daf} = 3,2; A^d = 11,1; W^r = 5,9 /$$

1. Определим зольность рабочего топлива, используя табл. 4.2.

$$A^r = A^d \frac{100 - W^r}{100} = 11,1 \cdot 0,941 = 10,5\%.$$

2. Рассчитаем состав рабочей массы топлива:

$$C^r = C^{daf} \frac{100 - A^r - W^r}{100} = 81,0 \cdot 0,836 = 67,72\%;$$

$$H^r = 5,4 \cdot 0,836 = 4,51\%; N^r = 1,6 \cdot 0,836 = 1,34\%$$

$$O^r = 8,8 \cdot 0,836 = 7,35\%; S_{\pi}^r = 3,2 \cdot 0,836 = 2,68\%.$$

Пример 1.2. Рассчитать объемы и энтальпии воздуха и продуктов сгорания при сжигании бурого угля марки Б2 Ирша-Бородинского месторождения в топке с цепной решеткой обратного хода, оборудованной пневмомеханическим забрасывателем.

Исходные данные для расчета. Марка топлива Б2. Расчетные характеристики топлива принимаются по табл. 1. Класс или продукт обогащения Р.

Состав рабочей массы топлива, %: $W^r = 33,0; A^r = 6,0; S_{\pi}^r = 0,2;$
 $C^r = 43,7; H^r = 3,0; N^r = 0,6; O^r = 13,5.$

Энтальпии 1 м³ воздуха и газов и 1 кг золы зависит от температуры.

Объем присоса воздуха в газоходах котлоагрегата при номинальной нагрузке принимается по табл. 1.5.

1. Определим теоретическое количество воздуха, необходимое для полного сгорания (при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$):

$$\begin{aligned} V^o &= 0,0889(C^r + 0,375S_{\pi}^r) + 0,265H^r - 0,0333O^r = \\ &= 0,0889(43,7 + 0,375 \cdot 0,2) + 0,265 \cdot 3,0 - 0,0333 \cdot 13,5 = 4,237 \text{ м}^3 / \text{кг}. \end{aligned}$$

2. Теоретический объем азота:

$$V_N^o = 0,79V^o + 0,8 \frac{N^r}{100} = 0,79 \cdot 4,237 + 0,8 \frac{0,8}{100} = 3,352 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

3. Объем трехатомных газов:

$$V_{RO_2} = 1,866 \frac{C^r + 0,375S_n^r}{100} = 1,866 \frac{43,7 + 0,375 \cdot 0,2}{100} = 0,817 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

4. Теоретический объем водяных паров:

$$V_{H_2O}^o = 0,111H^r + 0,0124W^r + 0,016V^o = 0,111 \cdot 3 + 0,0124 \cdot 33,0 + 0,016 \cdot 4,237 = 0,81 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

По формулам табл. 1.3 рассчитываются объем водяных паров V_{H_2O} , объем дымовых газов V_g , объемные доли трехатомных газов r_{RO_2} и r_{H_2O} .

Таблица 1. 9.

Объемы и объемные доли трехатомных газов

Величины	Поверхности нагрева					
	топочная камера	пароперегреватель высокого давления	промежуточный пароперегреватель	переходная зона	водяной экономайзер	воздухоподогреватель
α_{cp}	1,2	1,23	1,275	1,305	1,33	1,355
$V_{H_2O}, \text{ м}^3 / \text{кг}$	0,824	0,826	0,829	0,831	0,833	0,834
$V_g, \text{ м}^3 / \text{кг}$	5,840	5,954	6,163	6,285	6,393	6,500
r_{RO_2}	0,138	0,136	0,131	0,129	0,128	0,125
r_{H_2O}	0,141	0,139	0,135	0,132	0,130	0,128
$G_r, \text{ кг} / \text{кг}$	7,580	7,746	7,995	8,161	8,300	8,438
$\mu_{эл}, \text{ кг} / \text{кг}$	0,0021	0,0021	0,002	0,002	0,0019	0,0019

Приведенная величина уноса золы из топки определяется

$$\frac{a_{yn} A^r}{Q_i^r} = \frac{0,27 \cdot 6}{15,67} = 0,1.$$

Так как полученная приведенная величина уноса $0,1 < 1,43$, энтальпией золы можно пренебречь, т.е. энтальпия продуктов сгорания рассчитывается по формуле

$$J_r = J_r^\circ + (a-1)J_B^\circ.$$

Результаты расчетов сводят в J – ϑ –таблицу (табл. 1.10).

Таблица 1.10.

Энтальпия продуктов сгорания

$\vartheta, ^\circ C$	$J_c^\circ, \text{кДж/кг}$	$J_g^\circ, \text{кДж/кг}$	$J_r, \text{кДж/кг, при } a, \text{ равном}$				
			1,2	1,275	1,305	1,33	1,355
2100	18046	13705	20787				
1900	16135	12235	18592				
1700	14248	10883	16425				
1500	12389	9498	14289				
1300	10545	8113	12168				
1100	8755	6764	101108				
1000	7876	6089		9276			
900	7005	5432		8254			
800	6144	4793		7246			
700	5292	4154		6247			
600	4488	3519		5292			
600	4483	3519		5451			
500	3686	2901		4484			
400	2909	2297		3541			
300	2143	1708		2664			
400	2909	2297				3667	
300	2143	1708				2707	
200	1412	1129				1785	
200	1412	1129					1813

100	696	561					895
-----	-----	-----	--	--	--	--	-----

Пример 1.3. Определить массовые доли угля марки Г Кузнецкого бассейна и угля марки Ж того же бассейна, обеспечивающие расчетную теплоту сгорания топливной смеси 23 045 к Дж/кг. Теплота сгорания угля марки Г 26 146 к Дж/кг, а угля марки Ж — 20950 к Дж/кг. Теплоту сгорания смеси топлива можно рассчитать по формуле

$$Q_{см}^r = Q_1^r g + Q_2^r (1 - g).$$

где g — массовая доля одного из топлив в смеси.

Предположим, что g — массовая доля угля марки Г, тогда

$$Q_{см}^r = Q_{г}^r g + Q_{ж}^r (1 - g);$$

$$g = \frac{Q_{см}^r - Q_{ж}^r}{Q_{г}^r - Q_{ж}^r} = \frac{23045 - 20950}{26146 - 20950} = 0,4.$$

Массовая доля угля марки Ж составит $1 - g = 0,6$.

§ 1.5. ТОПЛИВНО ХОЗЯЙСТВО ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Топливное хозяйство котельных включает все сооружения, устройства и механизмы, необходимые для приема, разгрузки, хранения, перемещения и подачи топлива в котельные и топки котлов, а также для его обработки и подготовки к сжиганию. Принципиальную схему топливного хозяйства, условия и особенности его работы в каждом конкретном случае определяют многие факторы:

- а) вид, свойства и способ сжигания топлива;
- б) производительность котельной и ее расположение;
- в) способ доставки топлива.

Вид топлива, сжигаемого в котельной, и схема топливного хозяйства оказывают существенное влияние на общую компоновку генплана тепловой

станции. Проектирование топливного хозяйства теплостанции ведется на основании нормативных документов: при максимальном расходе топлива $B_p < 42$ кг/с — по СНиП П-35-76 "Котельные установки", при $B_p > 42$ кг/с — по нормам проектирования топливного хозяйства электростанций Минэнерго.

При проектировании необходимо предусматривать механизацию и автоматизацию всех процессов, связанных с транспортированием, разгрузкой, хранением, подготовкой к сжиганию и подачей топлива в бункера котлов и в топки; предусматривать мероприятия по обеспечению минимальных непроизводительных потерь топлива, снижению капиталовложений (начальных затрат) и эксплуатационных расходов на топливное хозяйство котельной.

§ 1.6. ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО КОТЕЛЬНЫХ, РАБОТАЮЩИХ НА ТВЕРДОМ ТОПЛИВЕ

Топливное хозяйство промышленных и отопительных тепловых станций при сжигании твердого топлива наиболее сложное и дорогое. Принципиально технологическая схема компоновки оборудования топливного хозяйства может иметь различные варианты (рис. 1.1). При сжигании твердого топлива в слое система пылеприготовления в теплостанции отсутствует.

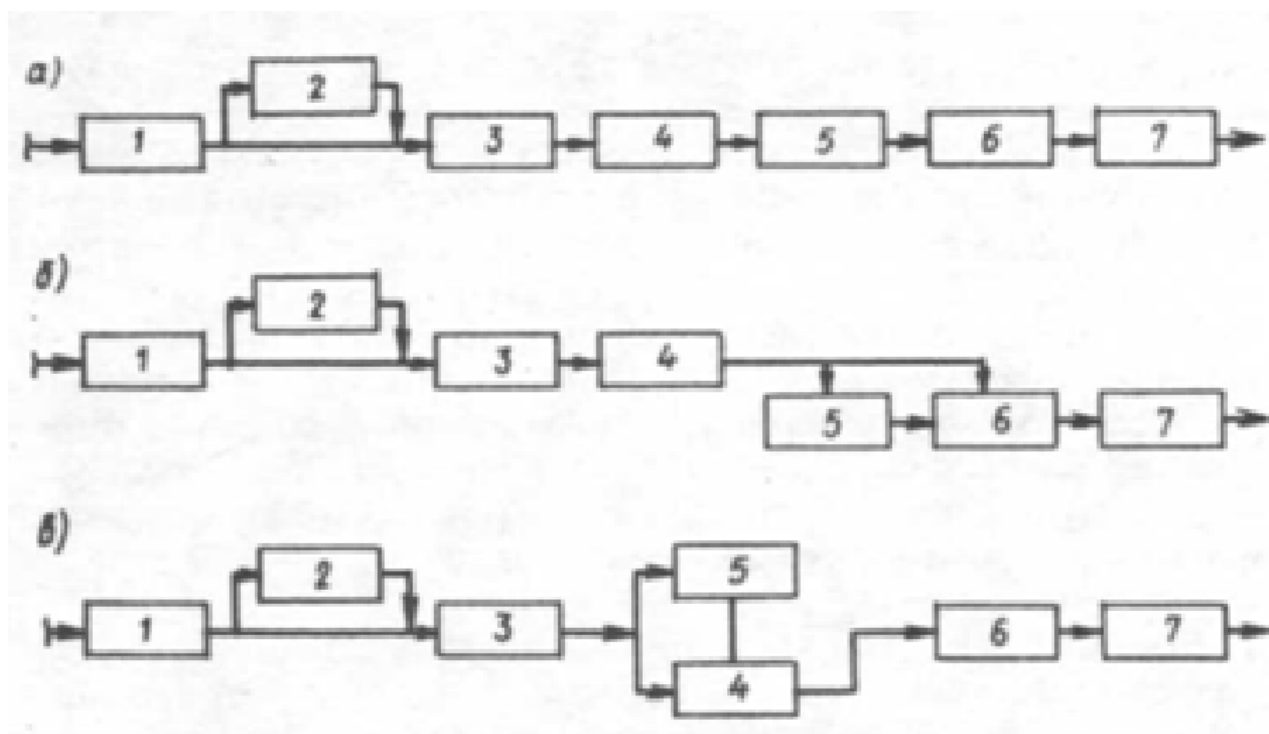


Рис. 1.1. Принципиальные схемы компоновки оборудования топливного хозяйства

1 — вагонные весы; 2 — помещение для размораживания топлива; 3 — приеморазгрузочное устройство; 4 — дробильная установка; 5 — склад; 6 — бункер сырого угля; 7 — система пылеприготовления

Твердое топливо на территорию тепловой станции доставляется саморазгружающимися железнодорожными вагонами по обычной или узкоколейной железной дороге или автомашинами. Для разгрузки топлива, доставляемого по железной дороге, устраивают на территории теплостанции разгрузочные эстакады или закрытые разгрузочные сараи с подачей в них горячего воздуха (тепляки), обеспечивающие выгрузку смерзшегося топлива в зимнее время. После разгрузки топливо направляется на склад с помощью автопогрузчиков, грейферных кранов, транспортеров или других механизмов.

Запас топлива, расходуемый в периоды перерывов в его поступлении, хранится непосредственно на территории котельной либо поблизости от нее на специально сооруженных для этого складах. В соответствии с назначением складов независимо от вида топлива их разделяют на базисные, расходные (оперативные), резервные (аварийные) и перевалочные.

Базисные склады предназначены для длительного планового хранения топлива в целях обеспечения группы котельных топливом при длительных задержках в его доставке.

Расходные (оперативные) склады организуют для хранения эксплуатационного запаса топлива. Объем склада при доставке топлива автотранспортом — не более 7-суточно-го расхода, при доставке железнодорожным транспортом — не более 14-суточного расхода топлива.

Резервные (аварийные) склады в зависимости от степени надежности доставки топлива проектируют с одно-, двухнедельным или месячным запасом топлива.

Перевалочные склады сооружаются у речных или морских причалах для перегрузки с водного транспорта на сухопутный для дальнейшего транспортирования топлива в котельные.

В домовых отопительных котельных при установке котлов под зданиями склады топлива располагают в смежных с котельными помещениях. В более крупных отдельно стоящих котельных склады топлива обычно делают открытыми на специально подготовленных ровных незатопляемых площадках, имеющих дренажи для отвода атмосферных и грунтовых вод.

При выборе площадки склада учитывают возможности непосредственной подачи к нему транспорта и перемещения топлива со склада в котельную. Кроме того, для рационального проектирования сооружения и надежной эксплуатации складов необходимо знать основные физические свойства твердого топлива, подлежащего хранению: влажность, склонность к самовозгоранию, смерзаемость, сыпучесть и другие.

Уголь, сланцы и торф хранятся на открытом воздухе в штабелях, топливо различных марок — в отдельных штабелях. При длительном хранении топлива в штабелях и бункерах может происходить его самонагревание и затем самовозгорание. Главной причиной самонагревания твердого топлива является взаимодействие его частиц с кислородом воздуха, при котором происходит

реакция окисления углерода с выделением теплоты. При плохом отводе теплоты от места в штабеле, где происходит этот процесс, резко повышается температура угля, что может привести к самовозгоранию топлива, т.е. появлению тлеющих очагов.

Химические потери топлива, связанные с озеленением из-за самовозгорания, могут составлять при длительном неправильном хранении до 5—10%. Механические потери топлива связаны с его распыливанием, выносом с атмосферными осадками и т.п. и могут достигать 0,5—1,0%. Обычно во избежание ухудшения качества запасов топлива из-за самовозгорания на складе ограничивают сроки хранения топлива различных категорий: бурые длиннопламенные угли — 4—12 мес, газовые каменные угли — 12—36 мес, антрациты и каменные тощие угли — 24—36 мес.

Топливо, подлежащее хранению, складывается в штабеля длиной $L = 25—30$ м, имеющие в поперечном сечении вид равнобокой трапеции с основанием до $B = 10$ м для каменного угля, 5 м — для кускового топлива и не более 2,5 м — для фрезторфа. Штабеля топлива, склонного к самовозгоранию, располагают на расстоянии более 15 м от котельной, несамовозгорающегося — 12 м. Расстояние от штабелей до ограждающего забора 3 м. Для обслуживания склада сооружают внутрискладские проезды шириной 3,5 м и площадки размером 12х12 м для разворота автомашин. Расстояние между смежными штабелями принимают не менее 3 м, до огнестойких сооружений — 10 м, до деревянных — 15 м и всякого рода общественных сооружений — 25 м. Расстояние до складов лесоматериалов — 30 м и жидкого горючего — 60 м.

Площадь, необходимая для размещения штабелей без учета проездов, m^2 , определяется по формуле

$$F_{скл} = \frac{3600 B_p z 24}{h_{ш} \rho_{нас} \varphi}.$$

где B_p — секундный расход топлива в котельной, кг/с; z — число суток работы котельной, обеспечиваемое запасом топлива на складе; $h_{ш}$ — допустимая

высота штабеля, м; $P_{\text{НАС}}$ — насыпная масса топлива, кг/м³; для ориентировочных расчетов можно принимать 900 кг/м³; φ — коэффициент, учитывающий наклонное положение боковых поверхностей штабеля; подсчитывается по соотношению площади трапеции к площади прямоугольника, построенного по нижнему основанию штабеля; ориентировочно можно принимать φ — 0,95; 3600 · 24 — число секунд в сутках.

Высота штабеля $h_{\text{ш}}$ устанавливается в зависимости от способа и продолжительности хранения, а также от склонности топлива к самовозгоранию. При хранении бурых углей на немеханизированных складах высота штабеля составляет не более 2—2,5 м, антрацитов — 4—5 м и более, каменных углей — 2—3 м, фрезторфа — до 3 м. На механизированных складах высота штабелей не лимитируется, так как очаги повышения температуры можно относительно легко ликвидировать.

Уголь в штабеля укладывают не позднее 2 сут после подвоза послойно (толщина слоя 0,5—1,0 м), уплотняя каждый слой во избежание попадания воздуха. Верх и боковой откос покрывают слоем мелочи толщиной 100—150 мм. Для предотвращения самовозгорания необходим постоянный контроль за температурой угля.

При самовозгорании тлеющее место отделяют от остальной массы угля с помощью поперечно прорытых в штабеле каналов на всю высоту штабеля. Тлеющий уголь тушат, затем этот участок уплотняют и обмазывают изоляционным слоем влажной глины с песком или землей. Применять воду не рекомендуется.

В случае самовозгорания всего штабеля охлаждение и прекращение горения обеспечивают путем уменьшения высоты штабеля до 300 мм или перелопачиванием угля, быстро раскладывая его на возможно большей площади. Уголь, подвергшийся самовозгоранию, расходуется в первую очередь.

На каждом штабеле укрепляют табличку, на которой указывают: номер штабеля, дату поступления, количество, вид и марку топлива.

Комплекс механизмов и устройств, с помощью которых осуществляется подача топлива со склада в котельную, называется **топливоподачей**.

В теплостанциях малой и средней мощности наиболее широкое распространение получили следующие основные механизмы топливоподачи:

а) автопогрузчики — в котельных с расходом топлива не выше 2,5—3,3 кг/с;

б) грейферные краны — в котельных с расходом топлива 2,5—9,0 кг/с и более;

в) скреперные установки;

г) вертикально-горизонтальный скиповый подъемник системы П.И. Шевьева — в котельных большой производительности;

д) различные виды конвейеров: ленточные, ковшовые и т.д.

Ленточные конвейеры изготовляют из гибкой бесконечной резиновой ленты, охватывающей два концевых барабана. Обычно используются желобчатые ленты шириной 500—2000 мм в зависимости от требуемой производительности. Ширина ленты для антрацитов и каменных углей (мелких сортов) принимается 500 мм и более, для рядового угля — не менее 650 мм, а для фрезерного торфа — не менее 800 мм. Производительность горизонтального ленточного транспортера B , кг/с, ориентировочно определяется по формуле

$$B = bwh\rho,$$

где B - ширина ленты, м; $B = 2d + 0,2$ м (d - размер максимального куса топлива); w - скорость движения ленты (обычно 1,25—2,5 м/с); h — допускаемая высота слоя топлива на ленте, м; ρ — насыпная масса, кг/м³.

Обычно длина ленточного транспортера 10—15 м. У наклонных транспортеров угол наклона не должен превышать 18°.

В качестве ковшовых конвейеров широко применяются элеваторы, серийно выпускаемые отечественной промышленностью.

Процесс подготовки твердого топлива для сжигания в камерных топках достаточно сложен, зависит от свойства топлива (крупности кусков, влажности и т.п.) и состоит из ряда стадий: удаление металла и щепы с предварительным грубым дроблением в дробильной установке, подсушка и размол в системе приготовления пыли, подача готовой пыли в топочные устройства.

Выбор оборудования топливоприготовительных устройств и его эксплуатация зависят от фракционного состава топлива, т.е. распределения кусков угля по размерам. Обычно топливоприготовление осуществляется следующим образом: топливо из бункера сырого угля поступает на ленточный конвейер, при движении которого из слоя угля, движущегося по ленте, с помощью щепоуловителя в виде гребенки улавливаются деревянные включения, а с помощью электромагнитов, установленных в конце конвейера, извлекается металл, который затем с магнитного сепаратора попадает в бункер для сбора. Очищенное от металла топливо поступает на грохот, где происходит отделение мелких фракций от крупных: мелкие фракции сыплются в бункер мелкого угля, крупные — в бункер крупного и из него направляются в дробилку для измельчения.

Наибольшее распространение получили валковые дробилки с параллельно расположенными ошипованными гладкими валками и молотковые, в которых измельчение топлива происходит в основном за счет удара, раздавливания и истирания. В различных типах дробилок и мельниц эти способы разрушения кусочков топлива сочетаются по-разному. После дробилок уголь направляется в мельницы для подсушки и измельчения.

В энергетике для размола топлива применяются четыре типа мельниц: мельничные вентиляторы (МВ), среднеходные валковые (ВСМ) и шаровые (МШС), молотковые (ММ) и шаровые барабанные (ШБМ).

Быстроходная мельница-вентилятор состоит из колеса с лопатками, бронированного корпуса и сепаратора. Эти мельницы обычно применяются для размола высоковлажных мягких бурых углей с большим выходом летучих и торфа. Сырой уголь подводится с торца мелющего колеса и за счет удара о лопатки измельчается.

Валковая среднеходная мельница с горизонтальным столом состоит из двух валков, стола и корпуса. Валки при вращении горизонтальной тарелки, к которой они прижимаются за счет усилия, создаваемого пружинами, катятся, подминая под себя топливо, и, раздавливая, измельчают его. Такие мельницы наиболее целесообразны для размола каменных углей с зольностью менее 30%.

Быстроходная молотковая мельница состоит из вращающегося ротора, на котором на шпонках укреплены диски с шарнирно прикрепленными билами, и кожуха. Топливо, подаваемое на вращающийся ротор, размельчается ударами бил. В этих мельницах обычно размалывают сравнительно мягкие топлива, имеющие значительный выход летучих.

Шаровая барабанная мельница состоит из цилиндра (барабана) диаметром 2—4 м и длиной 3—10 м, частично заполненного шарами диаметром 30—60 мм. При вращении барабана шары поднимаются на определенную высоту и падают. Размол топлива происходит за счет удара шаров и вследствие истирания перемещающимися шарами. Шаровые барабанные мельницы универсальны с точки зрения вида и сорта топлива, однако применяются только для размола трудноразмалываемых топлив и топлив, требующих тонкого помола, так как отличаются большой начальной стоимостью и высоким расходом электроэнергии на помол.

Существующие в настоящее время системы пылепри-готовления разделяют на **центральные** и **индивидуальные**. В центральных системах приготовление пыли производят в отдельных зданиях (пылезаводах) и используют пыль для всех котлов, в индивидуальных — каждый котел питается от своих мельниц. Производительность мельниц определяет нагрузку котла.

Приготовление пыли в таких системах может производиться по замкнутой и разомкнутой схемам движения сушильных газов. В замкнутой схеме сушильные газы (горячий воздух, топочные газы), пройдя систему пылеприготовления вместе с водяными парами, сбрасываются в котел. При разомкнутой схеме сушильные газы с водяными парами сбрасываются в атмосферу, а приготовленная в мельницах пыль собирается в промежуточном бункере, из которого по мере необходимости подается в топку котла.

Основными элементами пылесистем кроме дробилок, мельниц, конвейеров являются сепараторы, затворы-мигалки, питатели для подачи угля или угольной пыли, пылепроводы.

Сепараторы служат для отделения мелких фракций от крупных из пылевоздушной смеси с различным фракционным составом, получаемой в мельницах. Обычно при проектировании системы пылеприготовления рассматривают мельницу и сепаратор как единое целое, так как тонкость поступающей пыли в горелки зависит от работы комплекса мельница — сепаратор.

Для подачи определенного количества пыли из бункера в горелки теплогенерирующих установок используются различные типы **питателей пыли**. Наиболее распространенными являются шнековые и лопастные питатели.

§ 1.7. ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО КОТЕЛЬНЫХ, РАБОТАЮЩИХ НА ЖИДКОМ ТОПЛИВЕ

Мазутное хозяйство включает комплекс сооружений, состоящий из приемно-сливных устройств, мазутохранилищ, мазутонасосной станции, соединительных трубопроводов между насосной и зданием котельной и мазутопроводов в пределах котельной. Эти устройства выбирают с учетом основных физических свойств топлива (вязкости, температуры застывания,

вспышки и воспламенения, содержания воды, механических примесей, серы), они должны обеспечивать безотказную приемку, хранение и подачу требуемого количества мазута в котельную с соответствующей подготовкой его для надежного сжигания в топках котлов (подогрев, отстой от воды и механических примесей) .

Жидкое топливо (мазут и другие продукты переработки нефти) может доставляться по трубопроводам, нефтеналивными судами (при расположении котельной вблизи судоходной реки), железнодорожными цистернами или автомобильным транспортом.

Мазут может быть основным топливом, резервным (например, в зимние месяцы), аварийным, позволяющим быстро перейти в случае необходимости с одного вида топлива на другой, или как топливо для подсвечивания факела твердого топлива при растопке. Если мазут является основным топливом, то объем мазутохранилищ выбирают из расчета 10-суточного запаса, если как аварийное — 3-суточ-ного запаса.

Объем мазутохранилища, м³, определяют по формуле

$$V = \frac{B_p 3600 \cdot 24 \tau}{\rho},$$

где B_p — расход топлива в котельной установке, кг/с; 3600 — число секунд в 1 ч; 24 — число часов в 1 сут.; τ — количество суток, на которое рассчитано хранилище; ρ — плотность мазута.

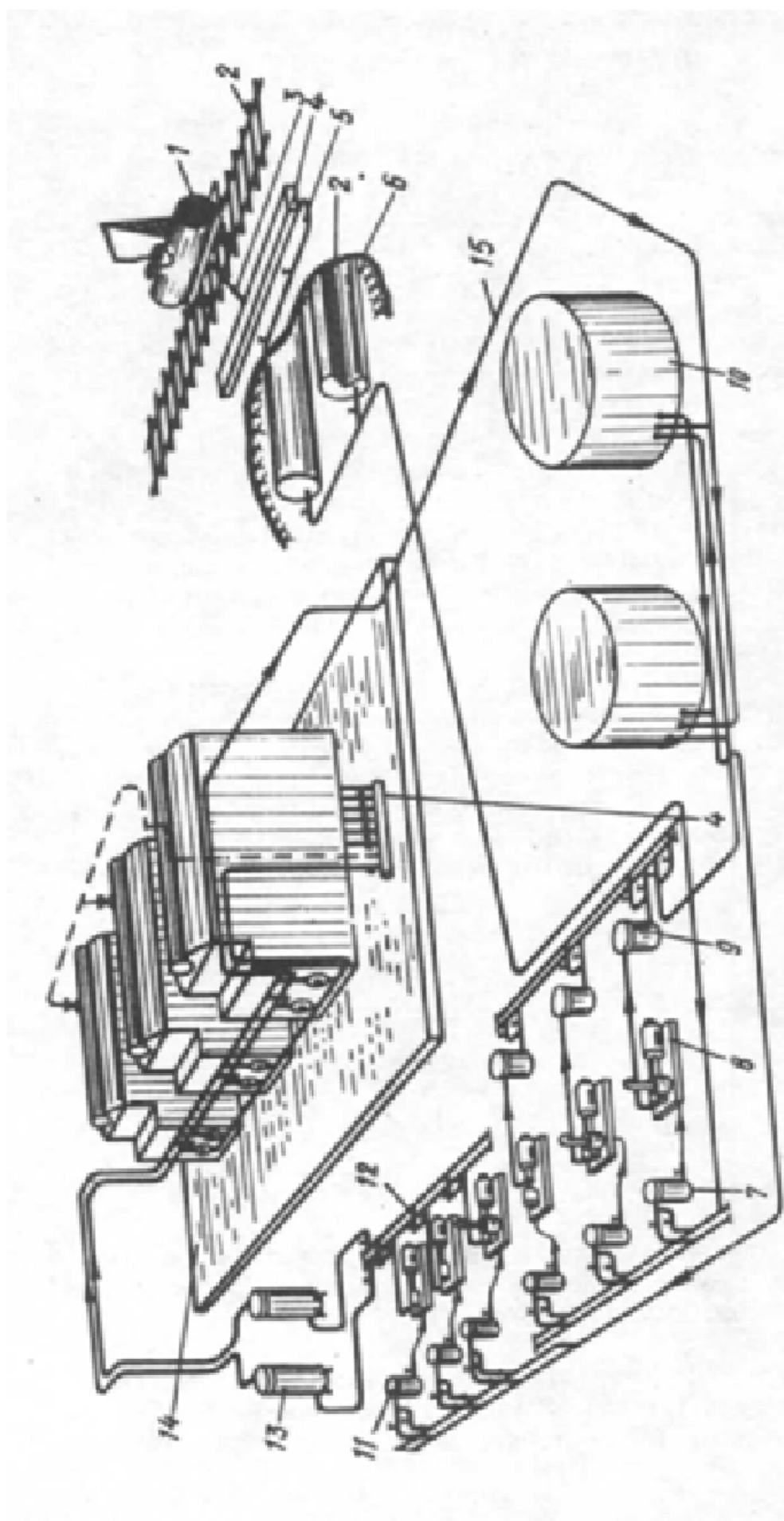


Рис. 1.2. Схема мазутного хозяйства с наземным мазутохранилищем: 1 – железнодорожная цистерна; 2 – эстакада; 3 – переносной лоток 4 – сливной желоб; 5 – отводящая труба; 6 – приемные емкости; 7 – мазутохранилище; 8, 11 – фильтры тонкой очистки; 9, 12 – насосы; 10 – фильтры грубой очистки; 13 – подогреватели; 14 – горелки котлов; 15 – линия рециркуляции

Слив мазута из железнодорожных цистерн и перекачка из нефтеналивных судов возможны только при подогреве его до 40—60°C. Для подогрева могут применяться следующие способы:

1) *открытым паром*; в цистерну вводится штанга, через которую подается пар. Затем по мере прогрева вводятся гибкие шланги, через которые также подается пар до момента разжижения мазута. Этот способ вызывает обводнение мазута до 6—10%;

2) *циркуляционный подогрев*; предварительно подогревают отверстие в центре цистерны; затем мазут центробежным насосом прокачивается через наружный теплообменник для подогрева топлива на 10—20°C ниже температуры вспышки и подается в цистерну. Рециркуляцию производят до полного слива мазута из цистерны;

3) *подача пара в цистерны, оборудованные паровой рубашкой*; через несколько минут после начала подачи пара стенки корпуса нагреваются до температуры 80°C, и холодный мазут начинает скользить по горячей поверхности к сливному патрубку. При этом температура мазута в прилегающем слое повышается, а вязкость резко падает;

4) *слив мазута под избыточным давлением*; на люк колпака цистерны герметично устанавливают съемную крышку, имеющую специальные патрубки, через которые подается водяной пар или сжатый воздух и постоянно измеряется давление в цистерне;

5) *разогрев железнодорожных цистерн с помощью тепляков-сараяв*, в которые подается горячий воздух с температурой до 120°C;

6) *виброподогрев*, позволяющий существенно повысить эффективность теплообмена между поверхностью нагрева, вводимой в цистерну, и обогреваемым мазутом;

7) *индукционный*; через катушку пропускают электрический ток, благодаря чему возникают токи Фуко, разогревающие цистерну. При этом способе требуется сложное электрическое оборудование;

8) *электрический обогрев с помощью двух электрорефлекторов*, устанавливаемых с двух сторон цистерны. Этот способ требует большого расхода электроэнергии.

При подготовке жидкого топлива его подогревают для уменьшения вязкости, подвергают механической очистке от твердых примесей (фильтрованию) для предотвращения забивания отверстий форсунок и распыливанию.

Рециркуляция мазута применяется для предупреждения застывания мазута в трубопроводах при уменьшении или прекращении его потребления. При рециркуляции избыток мазута возвращается в мазутохранилище по специальному трубопроводу. Если мазут используется периодически (для растопки), то циркуляция его осуществляется по замкнутому контуру; мазутные баки - насосная - котельная -мазутные баки. При этом мазут подогревается и по мере необходимости подается к форсункам.

Мазутопроводы прокладывают с уклоном не менее 0,01 для слива мазута в приемки, располагаемые в мазутонасосной. Для перекачки мазута устанавливают поршневые, роторно-зубчатые и центробежные насосы. Подача всех рабочих насосов должна обеспечивать не менее 150% фактически необходимого расхода. Давление, создаваемое насосами, выбирают от 0,02 до 3,5 МПа, исходя из типа применяемых форсунок.

Подачу мазутного насоса, кг/с, определяют по формуле

$$G_{\text{маз}} = 1,2 B_p n_{\text{расч}},$$

где 1,2 — коэффициент, учитывающий колебания нагрузки котельной установки; B_p — расчетный расход топлива при номинальной нагрузке котла, кг/с; $n_{\text{расч}}$ расчетное число котлов.

Для нормальной работы мазутных насосов, предотвращения засорения форсунок и подогревателей используют фильтры грубой и тонкой очистки. Фильтры грубой очистки необходимо размещать до насосов, а тонкой очистки

— после подогревателей мазута. Следует устанавливать не менее двух фильтров каждого назначения, в том числе один резервный.

При расчете трубопроводов скорость движения мазута в них принимают 0,8—1,0 м/с для всасывающих линий и 1,0—1,5 м/с — для нагнетательных. У}ля ликвидации появившихся пробок застывшего мазута мазутопроводы продувают паром.

Диаметр мазутопроводов, м, рассчитывают по формуле

$$d = \sqrt{\frac{B_p n_{расч}}{\rho_{маз} 0,785 w_{маз}}},$$

где W_{MA3} — скорость движения мазута, м/с.

Обычно в мазутонасосной станции размещают следующее оборудование:

- технологическое (мазутные насосы, фильтры, подогреватели, трубопроводы с арматурой, измерительную аппаратуру — счетчики, манометры, термометры и т.п.);
- энергетическое (двигатели для насосов, задвижек, пусковую аппаратуру для двигателей, электрические устройства и осветительную аппаратуру);
- санитарно-техническое (вентиляционные установки, отопительные приборы и др.);
- грузоподъемное (мостовые краны, монорельсы с тельферами, блоки, лебедки и т.п.).

Запас мазута содержится в резервуарах, число которых, как правило, принимают не менее двух. Применяется следующий нормальный ряд мазутохранилищ — 100, 200, 500, 1000, 2000, 3000, 5000, 10 000, 20 000 м³. Резервуары должны обеспечивать безопасность хранения топлива в пожарном отношении, обладать полной герметичностью, несгораемостью, долговечностью, коррозионной стойкостью против воздействия агрессивных грунтовых вод и хранимого топлива, обеспечивать удобство обслуживания и

очистки (от отстоя и осадков) и возможность установки внутри резервуара подогревающих устройств и другого технологического оборудования.

Мазутохранилища разделяют на наземные, полуподземные (заглубленные) и подземные. Резервуары мазутохранилища обычно выполняются железобетонными или металлическими.

При эксплуатации мазутного хозяйства необходимо обеспечивать исправность и постоянную готовность средств противопожарной защиты, а также предусматривать обучение персонала методам тушения пожара. Каждый отдельно стоящий резервуар оборудуется химическими огнетушителями, ящиком с песком объемом 0,5 м³ и лопатой. Для тушения пожара мазутонасосная оборудуется устройствами для подачи в помещение насыщенного пара. Категорически запрещается тушить горящий мазут из брандспойта или заливать его водой, так как мазут всплывает и, разливаясь, увеличивает площадь, охваченную горением. Имеется ряд специальных инструкций по обеспечению безопасной эксплуатации мазутного хозяйства.

§ 1.8. ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО КОТЕЛЬНЫХ, РАБОТАЮЩИХ НА ГАЗЕ

Газовое хозяйство теплостанции несложно, относительно дешево по капитальным затратам и наиболее надежно в эксплуатации. При сжигании в топке теплогенерирующей установки газообразного топлива его подготовка сводится к фильтрованию, дросселированию до нужного давления и подводу к горелкам.

В коммунальном хозяйстве в качестве топлива используются природный газ и сжиженный газ в баллонах или в специальных цистернах (емкостях). Природный газ, как правило, применяется для покрытия всех трех основных видов бытового теплопотребления (отопление, горячее водоснабжение и

пищеприготовление). Однако это топливо экономически целесообразно применять только в населенных пунктах, расположенных в зоне прокладки газопроводов на расстоянии не более 4—5 км от них.

По сравнению с другими видами топлива природный газ позволяет наиболее легко осуществить комплексную автоматизацию процесса горения в топках теплогенерирующих установок, а также в квартирных генераторах теплоты и всевозможных отопительных и отопительно-варочных печах.

Подача газа на тепловые электростанции, ТЭЦ, в промышленные и коммунальные теплостанции, жилые и общественные здания производится по трубопроводам под давлением, поэтому не требуется расходовать дополнительную энергию для приема и подачи его в топки теплогенераторов для сжигания.

Природный газ подается от магистралей по трубопроводам к районным газораспределительным станциям (ГРС), где давление его редуцируется до необходимой величины. При этом давление газ распределяется по районным или промышленным газораспределительным пунктам (ГРП), где происходит дальнейшее дросселирование газа от входного давления до давления, требующегося потребителям газа, которое автоматически поддерживается постоянным независимо от его расхода.

Для промышленного потребления газ может подаваться непосредственно из дальних газопроводов или сетей газовых заводов. Если требуется меньшее давление газа, чем в газопроводе, снижение его и автоматическое поддержание на заданном уровне обеспечиваются:

а) в газорегуляторных пунктах (ГРП), сооружаемых на городских распределительных сетях, а также на территории промышленных и коммунальных предприятий;

б) в газорегуляторных установках (ГРУ), монтируемых непосредственно у потребителей и предназначенных для снабжения газом котлов и других агрегатов, расположенных только в одном помещении.

Более подробно все вопросы газоснабжения рассмотрены в специальном курсе.

§ 1.9. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

Пример 1.4. Определить площадь склада твердого топлива для котельной с четырьмя котлами КЕ-10-14, при сжигании кузнецкого угля марки Д; класс обогащения Р, СШ.

Характеристика топлива по данным "Теплового расчета котельных агрегатов (нормативный метод)": $W^r = 12,0\%$, $A^r = 13,2\%$, $S_{\kappa}^r + S_{op}^r = 0,3\%$, $C^r = 58,7\%$, $H^r = 4,2\%$, $N^r = 1,9\%$, $O^r = 9,7\%$, $Q_{\kappa}^r = 22\,800$ кДж/кг.

1. Часовой расход топлива на один котел составит

$$B_p = \frac{D(i_{н.н} - i_{н.в}) + D_{np}(i_{\kappa.в} - i_{н.в})}{3600 Q_{\kappa}^r \eta_{\kappa.у}} =$$

$$= \frac{10000(2800 - 425) + 200(825 - 425)}{3600 \cdot 22800 \cdot 0,85} = 0,34 \text{ кг/с}.$$

2. Секундный расход топлива в котельной $B_p = 0,34 \cdot 4 = 1,36$ кг/с.

3. Площадь топливного склада при запасе топлива на 30 сут будет равна

$$F_{скл} = \frac{24 \cdot 3600 B_p z}{h_{ш} \rho_{нас} \varphi} = \frac{24 \cdot 3600 \cdot 1,36 \cdot 30}{2 \cdot 900 \cdot 0,95} = 2061 \text{ м}^2.$$

Пример 1.5. Рассчитать температурный напор и определить экономию в площади поверхности нагрева циркуляционного теплообмена при схеме "противоток" по сравнению со схемой "прямоток" в случае нагрева мазута с $t = 25$ до 85 С горячей воды, охлаждаемой с $t_1 = 150$ до $t_2 = 110$ °С.

1. При прямо- и противотоке теплоносителей средний температурный напор равен

$$\Delta t_{\text{лог}} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \Delta t_{\bar{o}} / \Delta t_{\text{м}}}.$$

2. Выполним расчет:

для схемы "противоток"

$$\Delta t_{\theta} = 110 - 25 = 85^{\circ} \text{C}; \Delta t_{\text{м}} = 150 - 85 = 65^{\circ} \text{C};$$

$$\Delta t'_{\text{лог}} = \frac{85 - 65}{2,3 \lg \frac{85}{65}} = 74,6^{\circ} \text{C};$$

для схемы "прямоток"

$$\Delta t_{\theta} = 150 - 25 = 125^{\circ} \text{C}; \Delta t_{\text{м}} = 110 - 85 = 25^{\circ} \text{C};$$

$$\Delta t''_{\text{лог}} = \frac{125 - 25}{2,3 \lg \frac{125}{25}} = 62,1^{\circ} \text{C};$$

3. Для переданной теплоты имеем следующие уравнения:

$$Q = kF_{\text{прот}} \Delta t'_{\text{лог}}; Q = kF_{\text{прям}} \Delta t''_{\text{лог}}.$$

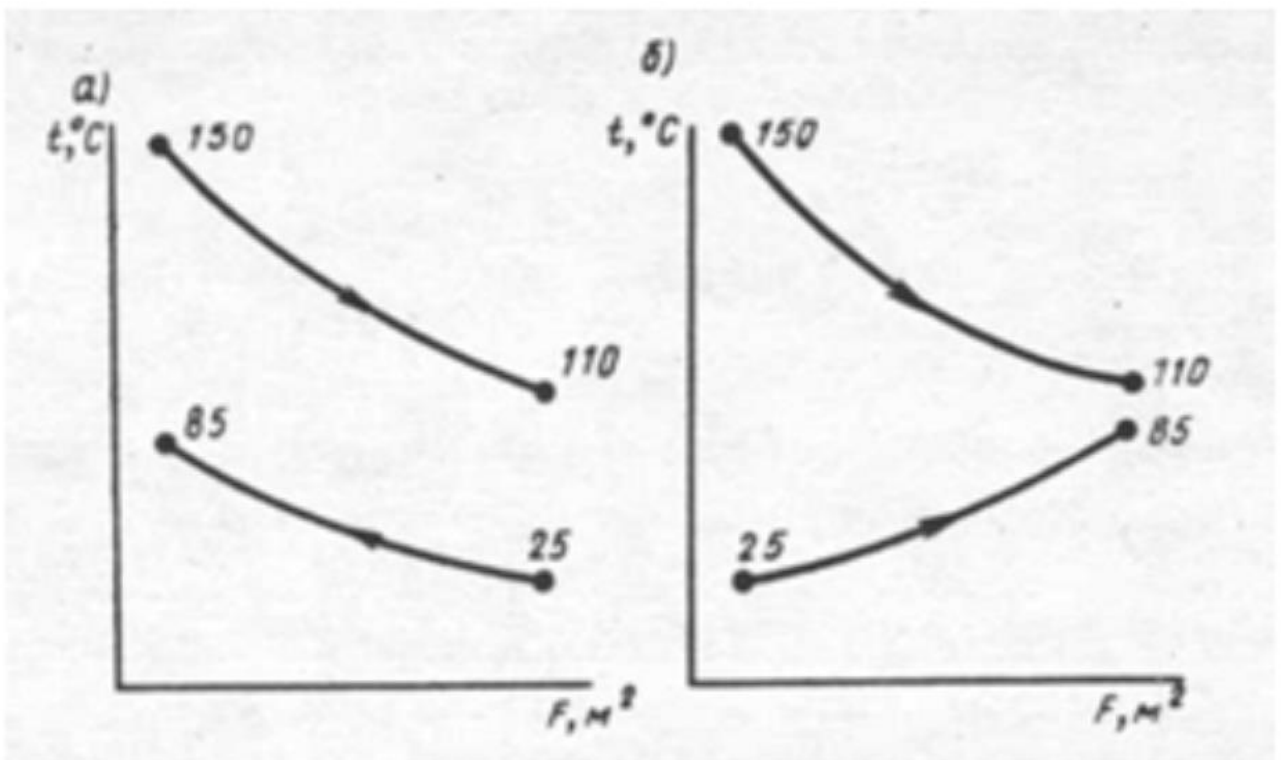


Рис. 1.3. Схемы изменения температур в теплообменнике при противотоке (а) и прямотоке (б)

Из этих уравнений находим

$$F_{\text{прот}} = \frac{\Delta t''_{\text{лог}}}{\Delta t'_{\text{лог}}} \quad F_{\text{прям}} = \frac{62,1}{74,6} \quad F_{\text{прям}} = 0,83 F_{\text{прям}}.$$

Следовательно, площадь поверхности нагрева теплообменника, запроектированного по схеме "противоток", на 17% меньше площади поверхности нагрева при схеме "прямоток".

4. Определим необходимую площадь поверхности нагрева для котла ДЕ-10-14. Рассчитаем расход топлива по формуле

$$B_p = \frac{D(i_{\text{н.в}} - i_{\text{н.в}})}{Q_n^r \eta 3600} = \frac{10000(2800 - 425)}{41900 \cdot 0,9 \cdot 3600} = 0,175 \text{ кг} / \text{с}.$$

$$Q = m_m c_m \Delta t_m = 0,175 \cdot 2,45 \cdot 60 = 25,7 \text{ кВт},$$

где m_m — масса мазута, кг; c_m — теплоемкость мазута, 2,45 кДж/кг.

5. Необходимая площадь поверхности нагрева при противотоке будет равна

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{лог}}} = \frac{25800}{280 \cdot 74,6} = 1,23 \text{ м}^2.$$

6. Расход охлаждающей воды

$$m_v = \frac{Q}{c_v \Delta t_v} = \frac{25,7}{4,19 \cdot 40} = 0,153 \text{ кг} / \text{с}.$$

Пример. 1.6. Рассчитать диаметр мазутопровода для подачи топ-лива в котельную, рассмотренную в примере 1.5:

$$d = \sqrt{\frac{B_p n_{\text{расч}}}{\rho_{\text{маз}} 0,785 w_{\text{маз}}}} = \sqrt{\frac{0,34 \cdot 4}{700 \cdot 0,785 \cdot 1,5}} = 0,041 \text{ м}.$$

Примеры для самостоятельного решения.

Пример 1.7. Определить необходимый объем мазута хранилища для котельной с пятью котлами ДЕ-25-14 при запасе топлива на 60 сут.

Рассчитать диаметр мазутопровода для подачи топлива в котельную.

Пример 1.8. Для котлов ДЕ-25-14 рассчитать необходимую площадь поверхности мазутоподогревателя для перегрева топлива с 25 до 75°C горячей воды, охлаждаемой с температуры 194°C, отбираемой из барбана котла, до температуры 120°C.

Пример 1.9. Рассчитать площадь склада твердого топлива с запасом на 60 сут для котельной с тремя котлами типа КЕ-25-14, сжигающими донецкий уголь марки Д; $Q_n^p = 19\,610$ кДж/кг.

Пример 1.10. Определить необходимое количество конвейеров с шириной ленты 1,0 м для подачи топлива в котельную, рассмотренную в примере 10.6.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Назовите основные требования, предъявляемые к устройству складов твердого топлива.
2. Какие мероприятия проводятся для предотвращения потерь твердого топлива?
3. Перечислите основные механизмы и устройства, применяемые при подаче топлива в котельную.
4. Какой запас твердого топлива необходимо иметь на расходных складах?
5. Каково назначение дробилок, мельниц, сепараторов и их конструктивное оформление?
6. Укажите основные мероприятия, применяемые против самовозгорания твердого топлива.
7. Назовите основные сооружения для приема, хранения и подачи жидкого топлива в котельную.
8. Как производится слив жидкого топлива из железнодорожных цистерн ?
9. Какие методы разогрева мазута в мазутохранилищах применяются в настоящее время?
10. Перечислите основные элементы схемы топливного хозяйства котельной, сжигающей жидкое топливо.

11. Каковы назначение и конструкции фильтров для очистки мазута?
12. Перечислите средства пожаротушения, применяемые для эксплуатации мазутного хозяйства.

ГЛАВА 2. ТОПОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА, ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОЦЕССОВ ГОРЕНИЯ.

§ 2.1. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕНА В ТОПКЕ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Теплота, выделяющаяся в топке котельного агрегата при сжигании топлива, передается тепловоспринимающим поверхностям нагрева и газообразным продуктам сгорания топлива. Если бы в топочной камере отсутствовал теплообмен между тепловоспринимающими поверхностями и продуктами сгорания топлива, т.е. горение протекало бы адиабатически, то вся теплота, выделяющаяся при горении, затрачивалась бы только на нагревание продуктов сгорания топлива. В этом случае температура продуктов сгорания была бы максимально возможной в данных условиях сжигания топлива, которая называется теоретической, или адиабатной температурой горения T_a .

В реальной топочной камере процессы горения и теплообмена протекают совместно, поэтому температура газов в любой точке объема топки всегда ниже адиабатной. Зона максимальных температур расположена в ядре горения, а положение этого ядра зависит от типа и конструкции топки, качества топлива и способа его сжигания. Температура газов в результате теплообмена понижается и на выходе из топочной камеры равна T_m^* (в практических расчетах используют как T_m^* по абсолютной термодинамической шкале в кельвинах, так и в градусах Цельсия t_m^* , °C). Температурой газов на выходе из топочной камеры считают температуру в выходном окне топки, а если есть фестоны, то перед трубами фестонов.

Теплообмен от потока продуктов сгорания к тепловоспринимающим поверхностям происходит одновременно с горением топлива. Поэтому состав топочной среды, ее температура и излучающие свойства зависят от вида топлива, способа его сжигания и изменяются по длине факела. Все это очень усложняет процесс теплообмена и затрудняет создание аналитического метода расчета теплообмена в топке.

Существующий метод расчета теплообмена в топочной камере, разработанный советскими учеными, базируется на совместном использовании аналитического и эмпирического исследований с применением теории подобия для анализа процессов, происходящих в топочной камере.

Основным методическим допущением при разработке теплового расчета котельных агрегатов является предположение о том, что в малофорсированных топочных камерах теплообмен происходит преимущественно излучением, конвекция же от потока продуктов сгорания к тепловоспринимающим поверхностям составляет относительно небольшую величину (5%) в общем балансе теплообмена и учет ее возможен с помощью эмпирических коэффициентов, используемых в уравнениях теплообмена излучением.

Исходным выражением для расчета теплообмена в топочной камере является уравнение подобия

$$\theta_T'' = \frac{T_T''}{T_a} = \frac{Bo^{0,6}}{Ma_T^{0,6} + Bo^{0,6}}, \quad (2.1)$$

где θ_T'' — относительная температура продуктов сгорания на выходе из топочной камеры; T_T'' — абсолютная температура газов на выходе из топочной камеры, К; T_a — теоретическая температура горения, К; M — геометрический параметр, учитывающий характер распределения температуры по высоте топки; a_T — степень черноты топки; Bo — критерий Больцмана, значение которого в принятых обозначениях рассчитывается по формуле

$$Bo = \frac{\varphi B_p V_z C_{cp}}{\sigma_o \psi_{cp} F_{cm} T_a^3}. \quad (2.2)$$

φ — коэффициент сохранения теплоты, определяемый по формуле

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{q_1 - q_5};$$

B_p — расчетный расход топлива, кг/с, C_{cp} — средняя суммарная удельная теплоемкость продуктов сгорания топлива, кДж/(кг·К); $\sigma_o = 5,67 \cdot 10^{-8}$ - коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/(м²·К⁴); ψ_{cp} — среднее значение коэффициента тепловой эффективности экранов; F_{CT} — площадь поверхности стен топки, м².

При поверочном расчете топочной камеры по ее тепловым и конструктивным характеристикам определяют температуру газов на выходе из топки T_T'' .

Расчет выполняют по уравнению (2.1), преобразованному к виду

$$T_T'' = \frac{T_a}{M \left(\frac{5,67 \psi_{cp} F_{cm} a_T T_a^3}{10^{11} \varphi B_p V_z C_{cp}} \right)^{0,6} + 1}. \quad (2.3)$$

§ 2.2. ПОЛНАЯ И ЛУЧЕВОСПРИНИМАЮЩАЯ ПОВЕРХНОСТЬ ТОПКИ

Полная площадь стен топки F_{CT} есть суммарная площадь всех поверхностей, ограничивающих объем топочной камеры (экранированных и неэкранированных стен, свода, выходного окна, пода или верхней половины холодной воронки) и, если топка слоевая, площади зеркала горения.

Площадь лучевоспринимающей поверхности топки рассчитывают суммированием площадей лучевоспринимающих поверхностей отдельных участков

$$H_{\text{л}}^m = \Sigma H_{\text{л}}. \quad (2.4)$$

Лучевоспринимающая поверхность участка $H_{\text{л}}$, м^2 — это площадь условной непрерывной плоскости, которая по тепловосприятию эквивалентна действительной не закрытой теплоизоляционными материалами и незагрязненной поверхности нагрева в топке

$$H_{\text{л}} = F_{\text{пл}} \chi, \quad (2.5)$$

где $F_{\text{пл}}$ — площадь, занятая лучевоспринимающей поверхностью; χ — угловой коэффициент или фактор формы лучевоспринимающей поверхности данного участка.

Площадь, занятая лучевоспринимающей поверхностью

$$F_{\text{пл}} = bl, \quad (2.6)$$

где b — расстояние между осями крайних труб лучевоспринимающей поверхности, м; l — освещенная длина труб данной поверхности, м.

Освещенную длину труб экрана l определяют по чертежам и эскизам котельного агрегата (рис. 2.1).

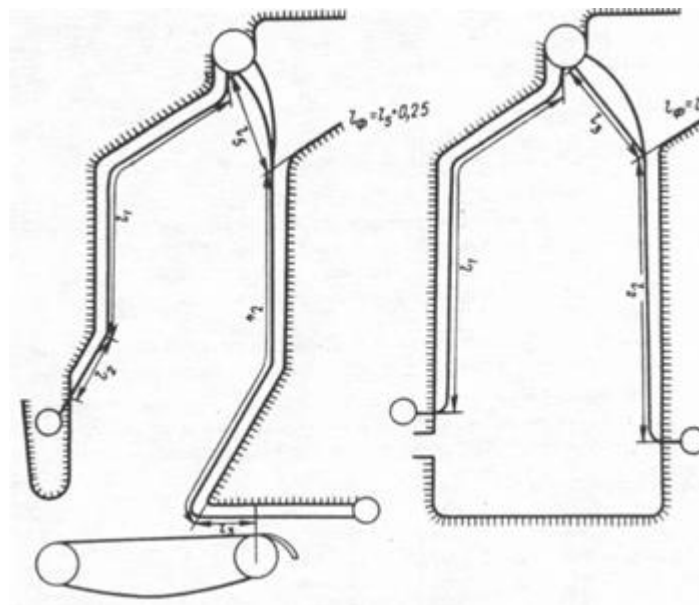


Рис. 2.1. Схема определения основной длины труб

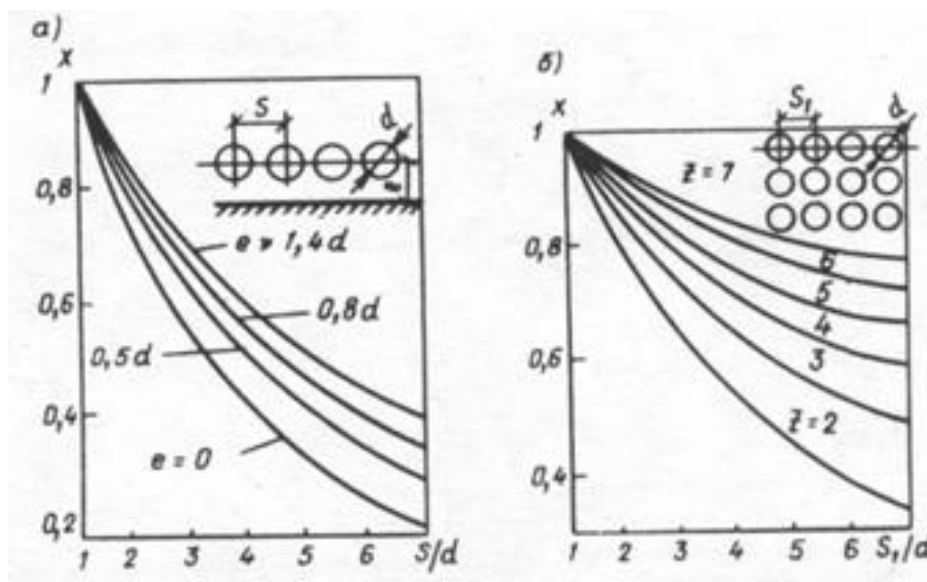


Рис. 2.2. Графики для определения угловых коэффициентов гладкотрубных однорядного (а) и многорядного (б) экранов (z – количество рядов труб)

Расчетную ширину экрана B , равную расстоянию между осями крайних труб экрана данного участка, подсчитывают по формуле

$$b = S(z - 1),$$

где S — шаг труб, м; z — количество труб в данном экране.

В уравнение (2.5) входит угловой коэффициент x , который зависит от конструкции лучевоспринимающей поверхности и определяется по рекомендациям. Для наиболее простых конструкций экранных поверхностей нагрева угловой коэффициент можно определять по номограмме (рис. 2.2).

Для лучевоспринимающих поверхностей, расположенных в выходном окне топки $H_{л.в.о}$ (фестон, пароперегреватель, первый ряд конвективного пучка труб) угловой коэффициент принимается $x = 1$, а лучевоспринимающая поверхность рассчитывается как площадь выходного окна топки

$$H_{л.в.о} = F_{в.о} = ab, \quad (2.7)$$

где a и b — размеры выходного окна топки, м.

Результаты расчетов площадей полной поверхности стен и лучевоспринимающей поверхности топки для удобства сводят в таблицу (табл. 2.1).

Степенью экранирования топки называется соотношение площади суммарной лучевоспринимающей поверхности топки $H_{\text{л}}^m$ к полной площади ее стен $F_{\text{ст}}$

Коэффициент тепловой эффективности одного экрана определяется из соотношения

$$\psi_i = \zeta_i \frac{H_{\text{ли}}}{F_{\text{сми}}} \quad (2.8)$$

Для неэкранированных участков стен топки $\psi = 0$.

В выражение (2.8) входит коэффициент ζ загрязнения или закрытия экранов, который учитывает снижение тепловосприимчивости экранов вследствие загрязнения или закрытия огнеупорной массой их поверхности (табл. 2.2).

Среднее значение коэффициента тепловой эффективности всей топки, входящего в уравнение (2.3), рассчитывают с учетом всех экранированных и неэкранированных ее участков:

$$\psi_{\text{ср}} = \frac{\sum \zeta_i H_{\text{ли}}}{F_{\text{ст}}}. \quad (2.9)$$

Таблица 2.1.

**Расчет полной площади стен топочной камеры и суммарной
лучевоспринимающей поверхности топки**

Определя- емые величины	Обоз- наче- ние	Единица измере- ния	Стены топки						
			фрон- товая	свод	боко- вая правая	боко- вая левая	задняя	под, холодная воронка	выходное окно топки
Полная площадь стены (выходного окна)	$F_{\text{ст}}$	м ²							
Расстояние между осями	b	м							

крайних труб экранов									
Освещенная длина труб	l	м							
Площадь, занятая лучевоспринимающей поверхностью:									
покрытая огнеупором	$F_{закр}$	м ²							
открытая	$F_{откр}$	м ²							
суммарная	$F_{ст}$	м ²							
угловой коэффициент	X	-							
Площадь лучевоспринимающей поверхности экранов:									
открытых	$H_{л.отк}$	м ²							
закрытых огнеупором	$H_{л.зак}$	м ²							

Таблица 2.2.

Условные коэффициенты загрязнения или закрытия экранов

Тип экранов	Вид топлива	Коэффициент f
Открытые гладкотрубные и плавниковые	Газообразное топливо, мазут	0,65
	Все виды твердого топлива при слоевом сжигании	0,60
Ошипованные, покрытые огнеупорной массой в топках с твердым шлакоуделением	Все виды топлива	0,20
Закрытые шамотным кирпичом	Все виды топлива	0,10

Примечание. При периодической работе топки на различных топливах коэффициент загрязнения ζ принимается для топлива, которое в большей степени загрязняет поверхности экрана.

Параметр M , учитывающий характер распределения температуры по высоте топочной камеры.

В уравнение (2.1) входит параметр M , который характеризует поле температур в топке.

При сжигании газа и мазута

$$M = 0,54 - 0,2X_T. \quad (2.10)$$

При камерном сжигании высокорреакционных топлив и слоевом сжигании всех топлив

$$M = 0,59 - 0,5X_T. \quad (2.11)$$

При камерном сжигании малореакционных твердых топлив (АШ и Т), а также каменных углей с повышенной зольностью

$$M = 0,56 - 0,5X_T, \quad (2.12)$$

где X_T — характеризует относительное положение максимума температуры топочных газов.

Для котельных агрегатов, имеющих низкую компоновку и топки, с горизонтальным развитием факела (котлы ДКВР, КЕ, ДЕ) рекомендуется принимать $X_m = 0,3$; для слоевых топок с вертикальным ходом газов при сжигании топлива в тонком слое (топки с пневмомеханическими забрасывателями и цепными решетками) $X_m = 0$; при сжигании топлива в толстом слое на неподвижном или подвижном колосниковом полотне $X_T = 0,14$; для камерных топок с горизонтальным расположением горелок и верхним отводом газов из топки X_m определяют по выражению

$$X_T = X_r + \Delta X, \quad (2.13)$$

где $X_r = h_r / H_T$ — относительный уровень расположения горелок; h_r — высота расположения осей горелок от пода топки или середины холодной воронки,

м; H_T — общая высота топки от пода или середины холодной воронки до середины выходного окна, м; ΔX — поправка, учитывающая смещение максимума температуры в топке относительно уровня расположения горелок, принимается по рекомендациям.

§ 2.3. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ТЕМПЕРАТУРА ГОРЕНИЯ

Теоретическую (адиабатную) температуру горения T_a определяют по полезному тепловыделению в топке Q_T , используя $J-v$ -диаграмму или табл. 2.4.

Полезное тепловыделение в топочной камере Q_T , кДж/кг, кДж/м³, определяют из выражения

$$Q_T = Q_i^r \frac{100 - q_3 - q_4 - q_{6\text{шл}}}{100 - q_4} + Q_{\text{с}} + Q_{\text{с.вн}}, \quad (2.14)$$

где $Q_{\text{с.вн}}$ — теплота, полученная воздухом при подогреве его вне котельного агрегата, отборным паром, в электрокалорифере и др., кДж/кг, кДж/м³; $Q_{\text{с}}$ — теплота, вносимая в топку воздухом, кДж/кг, кДж/м³

$$Q_{\text{с}} = (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{n,y}) J_{\text{с.г}}^o + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{n,y}) J_{\text{х.г}}^o, \quad (2.15)$$

где $\Delta\alpha_T$ — присос воздуха в топке; $\Delta\alpha_{n,y}$ — присосы воздуха в пылеприготовительной установке; $J_{\text{с.г}}^o, J_{\text{х.г}}^o$ — энтальпия теоретически необходимого количества воздуха соответственно при температуре на выходе из воздухоподогревателя и холодного воздуха (принимается при $t_{\text{х.г}} = 30^\circ\text{C}$).

Т а б л и ц а 23.

Ориентировочная температура газов на выходе из топки

Тип топки	Вид сжигаемого	Значения $v_T^{\text{н}}$ °C, при
-----------	----------------	-----------------------------------

	топлива	паропроизводительности агрегата D, т/ч	
		<20	> 20
Слоевые и факельно-слоевые	Антрациты АС и АМ	950	1000
	Каменные угли	950	1000
	Бурые угли	910	960
	Торф и древесные отходы	850	900
Пылеугольные	Антрациты и полу-антрациты, тощие угли	—	1000
	Каменные угли	—	1000
	Бурые угли	—	960
Топки для газа и мазута	Мазут	1000	1050
	Природный газ	1050	1100

Среднюю суммарную теплоемкость продуктов сгорания, кДж/ (кг·К) или кДж/ (м³·К), определяют по формуле

$$V_{\varepsilon} c_{cp} = \frac{Q_T - J_T''}{v_a - v_T''}, \quad (2.16)$$

где J_T'' — энтальпия продуктов сгорания топлива на выходе из топки, кДж/кг, кДж/м³; v_a, v_T'' — температура продуктов сгорания соответственно теоретическая и на выходе из топки, °С.

Учитывая, что средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания зависит от искомой температуры на выходе из топки в расчете приходится ее предварительно принимать с последующим уточнением. Ориентировочно температуру газов на выходе из топки v_y предварительно можно принять по табл. 2.3.

§ 2.4. СТЕПЕНЬ ЧЕРНОТЫ ТОПКИ

Степень черноты топki, так же как и средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания, зависит от температуры на выходе из топki v_T'' . Степень черноты топki определяют по формулам:

для слоевых и факельно-слоевых топок

$$a_T = \frac{a_\phi + (1 - a_\phi)\rho}{1 - (1 - a_\phi)(1 - \rho)(1 - \psi_{cp})}; \quad (2.17)$$

для камерных топок

$$a_T = \frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi)\psi_{cp}}; \quad (2.18)$$

где $\rho = R / F_{cm}$; R — площадь зеркала горения слоевой топki, m^2 ; F_{cm} — площадь стен топочной камеры, m^2 ; ψ_{cp} — среднее значение коэффициента тепловой эффективности лучевоспринимающих поверхностей определяется по уравнению (2.9); a_ϕ — эффективная степень черноты факела.

Эффективная степень черноты факела зависит от вида сжигаемого топлива. При слоевом и камерном сжигании твердых топлив образуется пламя, состоящее из газообразных продуктов сгорания топлива, в объеме которых распределены твердые частицы золы и кокса. Эффективную степень черноты факела при сжигании твердых топлив, которая зависит от излучательной способности трехатомных газов RO_2 и H_2O и твердых частиц золы и кокса, рассчитывают по уравнению

$$a_\phi = 1 - e^{-kps}, \quad (2.19)$$

где e — основание натуральных логарифмов; k — коэффициент ослабления лучей топочной средой, $1/(m \cdot MPa)$; p — давление в топке, MPa ; s — эффективная толщина излучающего слоя, m .

$$s = 3,6 \frac{V_T}{F_{CT}}, \quad (2.20)$$

где V_T — активный объем топки, м³; F_{CT} — площадь стен топки, м².

Величина k_{ps} , входящая в уравнение (2.19), называется суммарной силой поглощения топочного объема.

Коэффициент ослабления лучей топочной средой k , 1/(м·МПа), определяют при температуре газов на выходе из топочной камеры ν_T'' по выражению

$$k = k_{nc} + k_{\text{эл}} \mu_{\text{эл}} + k_{\kappa} \chi_1 \chi_2, \quad (2.21)$$

Последовательность расчета величин, входящих в формулу (2.21), приведена ниже.

Коэффициент ослабления лучей несветящейся частью топочной среды k_{nc} , 1 / (м·МПа), определяют по формуле

$$k_{nc} = r_n k_{\kappa}, \quad (2.22)$$

где $r_n = r_{RO_2} + r_{H_2O}$ — суммарная объемная доля трехатомных газов; k_{κ} — коэффициент ослабления лучей трехатомными газами, 1/ (м·МПа); определяется по эмпирической формуле

$$k_{\kappa} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16\sqrt{p_n s}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T_T''}{1000} \right). \quad (2.23)$$

Суммарное парциальное давление трехатомных газов p_n

$$p_n = p r_n,$$

где p — давление в топке, МПа.

Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами $k_{\text{эл}}$, 1/ (м·МПа) при сжигании твердого топлива в слое, определяют по выражению

$$k_{\text{эл}} = \frac{5,8}{\sqrt[3]{(T_T'')^2}} \quad (2.24)$$

Средняя массовая концентрация золы $\mu_{эл}$ в продуктах сгорания, кг/кг, определяется по формуле (2.15).

Ослабление излучения коксовыми частицами в формуле (2.21) учитывается величиной $k_k \chi_1 \chi_2$, которая при слоевом сжигании высокорекреационных топлив (каменные и бурые угли, торф, древесина, сланцы) может быть принята равной 0,015; для малореакционных топлив (антрациты, полуантрациты, тощие угли) — 0,03.

Суммарная излучательная способность газомазутного факела a_ϕ складывается из излучательной способности светящейся части пламени, излучение которой создают сажистые частицы и трехатомные газы, и несветящейся части пламени, излучение которой вызывается только трехатомными газами. Расчет a_ϕ проводится по формуле

$$a_\phi = m a_{св} + (1 - m) a_z, \quad (2.25)$$

где $a_{св}$; a_z — степень черноты, которой обладал бы факел при заполнении всей топки соответственно только светящимся или только несветящимся пламенем; m — коэффициент, учитывающий заполнение объема топки светящимся пламенем.

Коэффициент m зависит от теплового напряжения объема топки и вида сжигаемого топлива. Так, при $q_v \leq 400$ кВт/м³ независимо от нагрузки $m = 0,1$ для газа и $m = 0,55$ для жидкого топлива. При $q_v \geq 1200$ кВт/м³ $m = 0,6$ для газа и $m = 1$ для жидкого топлива. При $q_v = 400 \div 1200$ кВт/м³ коэффициент m определяется линейной интерполяцией.

Степень черноты светящейся и несветящейся частей газомазутного факела определяют по формулам:

$$a_{св} = 1 - e^{-k_{св} p s}, \quad (2.26)$$

$$a_z = 1 - e^{-k_{нс} p s}. \quad (2.27)$$

Коэффициент ослабления лучей газами k_{nc} определяется из выражений (2.22), (2.23).

Коэффициент ослабления светящейся частью газомазутного пламени k_{cv} определяется из выражения

$$k_{cv} = k_{nc} + k_{caж}, \quad (2.28)$$

причем коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами $k_{caж}$ $1/(м \cdot МПа)$, определяется по формуле

$$k_{caж} = 0,3(2 - \alpha_T)(1,6 \frac{T_T''}{1000} - 0,5) \frac{C^p}{H^p}, \quad (2.29)$$

где C^p, H^p — содержание углерода и водорода в топливе.

§ 2.5. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ТОПКИ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Поверочный расчет топки котельного агрегата проводят с целью определения параметров, характеризующих тепловые режимы работы топки. Проверяют соответствие температуры продуктов сгорания на выходе из топки условиям эксплуатации, определяют тепловосприятие Q_T топки и среднюю удельную тепловую нагрузку поверхностей нагрева q_n^{cp} в топке [см. формулы (2.30) и (2.31)].

Проверка правильности определения ν_m'' и ее соответствия условиям эксплуатации. Средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания C_{cp} и степень черноты факела a_ϕ рассчитывались по предварительно принятой температуре продуктов сгорания на выходе из топочной камеры ν_m'' . Правильность определения C_{cp} и a_ϕ оценивают по расхождению значений температуры ν_m'' , принятой предварительно и полученной в результате расчета.

При расхождении не более чем $\pm 50^{\circ}\text{C}$ ошибка в определении C_{cp} и a_{ϕ} очень мала и практически не влияет на точность расчета.

Если же определенная по расчету температура газов на выходе из топки отличается от предварительно принятой более чем на $+50^{\circ}\text{C}$, то найденную в результате расчета температуру следует принять за исходную, затем уточнить значение C_{cp} и a_{ϕ} при расчете по формуле (2.3). Полученную расчетом температуру газов на выходе из топки нужно проверить на устойчивость горения топлива и отсутствие шлакования поверхностей, расположенных в выходном окне топки.

Для обеспечения надежной и бесперебойной работы котельного агрегата при сжигании твердого топлива необходимо, чтобы температура газов на выходе из топки не выходила за определенные пределы. Нижний предел ее определяется из условия устойчивого горения топлива; если в топочной камере низкая температура, то затрудняется воспламенение топлива, ухудшается выгорание топлива как в слое, так и в объеме факела (табл. 2.4).

Максимальная температура газов на выходе из топки ограничивается необходимостью предотвращения шлакования поверхностей нагрева, расположенных в выходном окне топочной камеры (фестон, пароперегреватель, конвективный пучок). При сжигании твердых топлив температура газов на выходе из топочной камеры должна быть не выше средних температур начала деформации шлака.

Таблица 2.4.

Минимально допустимые температуры газов на выходе из топочной камеры при слоевом и камерном сжигании твердых топлив

Топливо	Значения v_T^* , $^{\circ}\text{C}$, для топок	
	слоевых	камерных от-крытых

Кусковой торф	700	
Бурые угли	720	800
Каменные угли	730	820
Антрацит и тощие угли	800	860

Для топочных камер, в которых сжигаются газообразные и жидкие топлива, ограничений температуры продуктов сгорания на выходе из топочной камеры практически нет, так как устойчивость горения этих топлив очень высокая, а возможность шлакования отсутствует. Некоторые ограничения накладываются условиями эксплуатации конвективных поверхностей нагрева и технико-экономическими показателями котельной установки. Так, например, не рекомендуется, чтобы температура газов на выходе из топочной камеры превышала 1250°С для газа и 1200°С для мазута.

Если найденная расчетом температура продуктов сгорания на выходе из топочной камеры v_T'' выходит за допустимые пределы по условиям устойчивого горения и шлакования при сжигании твердого топлива или технико-экономическим показателям котельной установки, в которой сжигаются газ или мазут, то необходимо провести реконструкцию топки на основе ее конструктивного расчета.

Тепловосприятие топочной камеры, кДж/кг (кДж/м³), в расчете на 1 кг (или 1 м³) топлива определяется по уравнению

$$Q_l^T = \varphi(Q_T - J_T''), \quad (2.30)$$

где Q_T — полезное тепловыделение в топочной камере, определяемое по (2.14); J_T'' — энтальпия продуктов сгорания на выходе из топочной камеры; φ — коэффициент сохранения теплоты.

Средняя удельная тепловая нагрузка лучевоспринимающих поверхностей в топочной камере, кВт/м², подсчитывается по формуле

$$q_n^{cp} = B_p Q_l^T / H_l^T. \quad (2.31)$$

§ 2.6. КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ ТОПКИ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Конструктивный расчет топки проводят с целью определения площади поверхностей нагрева при заданных параметрах теплоносителя и производительности топки котельного агрегата для заданного вида топлива и условий его сжигания.

Конструктивный расчет производят после общей компоновки и определения основных размеров топки, включая объем, площадь колосниковой решетки и основные габаритные размеры. Затем определяют площадь лучевоспринимающей поверхности топки, обеспечивающую охлаждение топочных газов до определенной температуры, принятой по условиям оптимального теплового режима работы топочной камеры.

При принятой температуре продуктов сгорания на выходе из топочной камеры среднее значение коэффициента тепловой эффективности экранов определяют из уравнения (2.1), преобразованного к виду

$$\psi_{cp} = \frac{B_p Q_l^T}{5,67 \cdot 10^{-11} F_{cm} a_m M T_T^3 T_a^3} \times \sqrt[3]{\frac{1}{M^2} \left(\frac{T_a}{T_T} - 1 \right)^2} \quad (2.32)$$

Величины, входящие в уравнение (2.32), определяются так же, как в ранее рассмотренном поверочном расчете теплообмена в топочной камере [уравнение (2.3)].

Степень черноты топочной камеры a_m зависит от ψ_{cp} , поэтому необходимо, предварительно выбрав значение ψ_{cp} , по нему определить a_m . Среднее значение коэффициента тепловой эффективности экранов ψ_{cp} , полученное в результате расчета, не должно отличаться от предварительно выбранного более чем на $\pm 5\%$. В противном случае следует выбрать новое значение ψ_{cp} и повторить расчет.

После вычисления ψ_{cp} можно по формуле (2.9) определить необходимую расчетную площадь нагрева топки H_n^T и запроектировать ее в виде экранов, фестонов и др., разместив в активном объеме топки котельного агрегата.

§ 2.6. ТОПОЧНЫЕ И ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ МАЛОЙ МОЩНОСТИ И ОСОБЕННОСТИ ИХ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Газообразное топливо

В коммунальной энергетике преимущественное использование получили природный газ и сжиженные пропан-бутановые смеси. Природный газ различных месторождений из трубопроводов высокого и среднего давлений после редуцирования в газорегулирующих установках (ГРС, ГРП, ГРУ) поступает в газопроводы низкого давления с нормируемым избыточным давлением газа ($P_{изб} < 500$ мм вод. ст.) равным 50 мбар. Обычно эксплуатационное давление газа в отечественных сетях низкого давления не превышает 18 мбар.

Сжиженные пропан-бутановые смеси поступают к потребителям в цистернах или баллонах. Перед сжиганием сжиженный газ регазифицируется. У потребителей малой мощности регазификация осуществляется путем снижения давления газовой фазы в емкости при отборе газа. Регулирование давления газовой фазы осуществляется местным регулятором, настраиваемым на низкое давление $P_{изб} = 20\text{--}35$ мбар.

Состав магистрального природного газа зависит от месторождения или состава смеси газов различных месторождений и состоит преимущественно из метана $CH_4 = 65\text{--}98\%$ и небольшого количества более тяжелых углеводородов. Негорючими компонентами (балластом) в составе природного газа чаще всего являются азот и углекислый газ. Среднее значение низшей теплоты сгорания природного газа $Q_n^p = 31\text{--}40$ МДж/м³. Плотность при нормальных условиях $\rho = 0,72\text{--}0,85$ кг/м³.

Сжиженные технические смеси пропан-бутана должны содержать не менее 93 % пропан-бутановых ($C_3H_8 + C_4H_{10}$) фракций. Среднее значение низшей теплоты сгорания, в пересчете на 1 м³ регазифицированной пропан-бутановой смеси при нормальных условиях, $Q_n^p = 92,2$ МДж/м³. Плотность при нормальных условиях $\rho = 2,2\text{--}2,4$ кг/м³.

Сжигание топлива осуществляется в атмосферном воздухе, состоящем из окислителя – кислорода O_2 (21%) и инертного, не участвующего в горении азота N_2 (79%). Теоретически необходимое для полного сжигания горючих компонентов газа количество воздуха рассчитывается по составу газа и для природного газа различных месторождений составляет $V_o = 8,5\text{--}10$ м³/м³, а для сжиженного газа $V_o = 24\text{--}30$ м³/м³. Как бы ни было совершенно газогорелочное устройство (ГГУ), его работа в режимах, соответствующих подаче на горение теоретически необходимого объема воздуха, сопровождается потерями от химической неполноты горения. Взаимная диффузия топлива и окислителя при образовании газовой смеси затрудняется наличием балластных газов и образующихся продуктов сгорания, что объясняет необходимость работы ГГУ с большими расходами воздуха на горение. Соотношение действительного количества воздуха, поступающего на горение и теоретически необходимого, определяется коэффициентом избытка воздуха:

$$\alpha = V_d/V_o.$$

Воспламенить гомогенную смесь природного газа и воздуха можно только в том случае, если соотношение газ-воздух находится между нижней (смесь «бедная», концентрация газа менее 5,3 %, т. е. $\alpha > 1,8$) и верхней границей воспламенения (смесь «богатая», концентрация газа более 14 %, т. е. $\alpha < 0,6$). Результирующее значение коэффициента избытка воздуха для всех типов горелочных устройств $\alpha > 1$ и для атмосферных ГГУ, при работе с номинальной нагрузкой, находится в эксплуатационном диапазоне $\alpha_s = 1,05\text{--}1,25$. Значение коэффициента избытка воздуха на работающем теплогенераторе может быть определено на основании результатов газового анализа продуктов сгорания по

содержанию в них кислорода O_2 (%) или углекислого газа CO_2 (%). Для природного и сжиженного газов среднего состава соотношение концентраций O_2 и CO_2 в продуктах полного сгорания в зависимости от коэффициента избытка воздуха, а также значения теоретической температуры горения и полного объема продуктов сгорания приведены в табл. 2.5.

Как следует из приведенных в табл. 2.5 данных, разбавление продуктов сгорания избыточным воздухом приводит к снижению теоретической температуры горения топлива и, следовательно, к снижению интенсивности теплообмена в топке теплогенератора, а также к увеличению объема продуктов сгорания и, как следствие, к росту потерь теплоты с уходящими газами (q_2). Поэтому вполне оправданным является стремление работать с минимальными значениями коэффициента избытка воздуха. Однако эффективность работы конкретного ГГУ определяется не столько значением эксплуатационного коэффициента избытка воздуха, сколько полнотой сжигания горючих компонентов газа. Продукты неполного сгорания в дымовых газах: оксид углерода (CO), метан (CH_4), водород (H_2) – не только загрязняют окружающую среду, но являются также прямыми потерями химической энергии топлива. Именно значение потерь от химической неполноты горения топлива (q_3) в первую очередь определяет значение эксплуатационного коэффициента избытка воздуха ГГУ.

Таблица 2.5

Значения теоретической температуры горения, состава и полного объема продуктов сгорания

Кэф- фициент избытка воздуха, α	Природный газ среднего состава				Сжиженный газ среднего состава			
	CO_2 , %	O_2 , %	Теоретическая температура горения, $^{\circ}C$	Объем продуктов сгорания, $м^3/м^3$	CO_2 , %	O_2 , %	Теоретическая температура горения, $^{\circ}C$	Объем продуктов сгорания, $м^3/м^3$
1,00	11,80	0,00	2010	10,52	14,00	0,00	2110	29,60
1,05	11,20	1,00	1940	11,00	13,50	1,20	2030	30,97
1,10	10,70	1,95	1890	11,48	12,60	2,10	1970	32,34
1,15	10,20	2,80	1820	11,96	12,10	2,85	1910	33,71

1,20	9,80	3,60	1780	12,43	11,50	3,75	1835	35,08
1,25	9,40	4,20	1730	12,91	11,20	4,20	1800	36,45

Сжигание газообразного топлива

Использование газообразного топлива в теплогенераторах децентрализованного теплоснабжения позволяет наиболее эффективно на современном техническом уровне организовать топочные процессы, автоматизировать их регулирование, обеспечить безопасность эксплуатации и максимальные значения коэффициента полезного действия теплогенератора в целом (табл. 2.6).

Основным видом газообразного топлива для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения является сетевой природный газ. Применение газа для указанных целей возможно практически только в газифицированных районах, так как сжиженные пропан-бутановые смеси поставляются, в основном, только для приготовления пищи. Практически очень редки случаи использования искусственных горючих газов и искусственных газов в смеси с природным.

Газообразное топливо можно сжигать в горелках:

- без предварительного смешивания газа с воздухом (диффузионно);
- с неполным предварительным смешиванием газа с воздухом (с коэффициентом предварительного смешения $\alpha = 0,3...0,8$);
- с полным предварительным смешением газа с воздухом в горелках с сопловой головкой, инфракрасного излучения и в кипящем слое.

Таблица 2.6

Характеристика процессов в ГГУ теплогенераторов малой мощности

Признак	Процесс
1	2
Подача воздуха	За счет разрежения в рабочем пространстве топки Эжекция воздуха газом (атмосферные) Принудительная подача воздуха от постороннего источника (дутьевые) Принудительная подача воздуха от встроенного вентилятора (блочные дутьевые горелки) Принудительная подача газозоудушной смеси от постороннего источника (полного смешения, «примесная»)

Степень подготовки горючей смеси	Без предварительного смешения С неполным предварительным смешением С полным предварительным смешением
Характер факела горелки	Многофакельная Прямоточный монофакельный Закрученный вихревой монофакельный «Беспламенный»
Давление газа перед горелкой, мбар	Низкое – до 50 мбар Среднее – до 3000 мбар
Регулирование мощности	Позиционное регулирование мощности «включено-выключено» Ступенчатое позиционное регулирование 1-2 промежуточных режима С регулируемыми характеристиками факела Моделируемые (регулируемые) в определенных пределах
Регулирования коэффициента избытка воздуха	С нерегулируемым (минимальным или оптимальным) коэффициентом избытка воздуха С регулируемым коэффициентом расхода воздуха
Локализация зоны горения	На перфорированной поверхности головки ГГУ В керамических или металлических насадках, каталитические насадки В топке агрегата
Система управления	С ручным управлением Полуавтоматические Автоматические

Смешение газа низкого давления с воздухом может быть произведено с помощью дутьевого вентилятора, а также в эжекторе за счет избыточного давления газа, рис. 2.7.

Диффузионное сжигание природного газа осуществить наиболее просто, но в теплогенераторах децентрализованного теплоснабжения этот способ не нашел применения, так как полностью экранированные радиационные поверхности топок вызывают срыв реакции горения на холодной поверхности, а малый объем топки недостаточен для развития диффузионного факела. Этот метод сжигания не способствует интенсификации топочных процессов и может привести к значительному химическому недожогу, и большой эмиссии оксидов азота.

Наибольшее распространение в бытовой технике получило сжигание природного газа в горелках неполного предварительного смешения. При этом способе смесеобразование с первичным воздухом осуществляется в эжекторе за

счет избыточного давления газа и подводом вторичного воздуха к основанию горящего факела в головке горелки.

В различных горелках первичный воздух подается в количествах, соответствующих коэффициенту избытка воздуха $\alpha' = 0,4...0,8$, однако предпочтительнее работа с большими количествами ($\alpha' = 0,6...0,85$), от теоретически необходимого для горения.

Основным недостатком горелок неполного предварительного смешения является практически нерегулируемая подача вторичного воздуха на горение, количество которого определяется разрежением в топке (тягой дымовой трубы) или при изменении нагрузки — производительностью горелочного устройства. Установка тягопрерывателей на теплогенераторах дает некоторый эффект стабилизации подачи вторичного воздуха, однако добиться устойчивых показателей работы горелочного устройства при переменных нагрузках не удастся. Так, проведенные испытания газовых колонок ВПГ-18 при работе в номинальном режиме на отрегулированной горелке обеспечивали сжигание газа с результирующим коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1,12...1,2$. При снижении тепловой мощности на 20% — $\alpha = 1,4...1,5$, а при снижении на 40% — $\alpha = 1,8...1,9$.

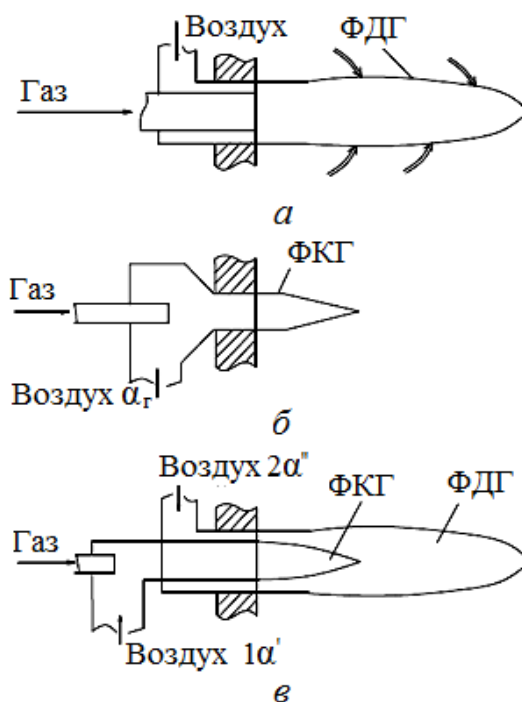


Рис. 2.7. Схемы организации сжигания газа в ГТУ.

Тип факела: а-диффузионный; б-кинетический; в-диффузионно-кинетический в горелках неполным предварительным смешением; ФДГ-фронт диффузионного горения; ФКГ-фронт кинетического горения; α -коэффициент избытка воздуха.

Горелки неполного предварительного смешения имеют небольшую глубину регулирования нагрузки, поэтому наиболее рационально использовать их для работы в автоматизированном режиме позиционного регулирования «включено — выключено», когда горелка включается в работу только с номинальной мощностью.

Стабилизация процесса горения на головке горелки осуществляется подбором живого сечения выходных отверстий, обеспечивающих работу со скоростями выхода топливовоздушной смеси меньшими по сравнению со скоростью отрыва пламени во всех режимах работы горелки, а диаметр отверстий в головке во избежание проскока пламени принимается меньше критического (для природного газа — 4 мм).

В эжекционных горелках полного предварительного смешения удастся уменьшить влияние режима работы на процессы образования топливовоздушной смеси и стабилизации горения. Однако эжекционный

узел горелки оказывается в большей мере чувствителен к изменению давления сетевого газа перед соплом эжектора. Тем не менее, при необходимости обеспечения глубины регулирования нагрузки горелки в диапазоне 100...50% номинальной нагрузки они оказываются наиболее простыми и эффективным устройством для сжигания природного газа в теплогенераторах малой мощности.

Основной задачей стабилизации процесса горения в эжекционных горелках полного смешения является правильный расчет процессов в смесительном узле и обеспечение во всем диапазоне регулирования подачи воздуха в количестве необходимом для полного сгорания газа. Стабилизация горения на головке горелки более надежная, так как при оптимальных коэффициентах избытка воздуха и увеличении температурного уровня горения повышается устойчивость работы горелки по отношению к отрыву пламени.

Горелки инфракрасного излучения являются отдельным видом горелок полного предварительного смешения со стабилизацией процесса горения в головке горелки выполняемой в виде многоканальной (пористой) керамической насадки или многослойной сетчатой из жаропрочных металлов. Горение происходит на поверхности насадки или в пространстве между сетками, вторые нагреваются до высокой температуры 700...900°C и становятся источником излучения. Горелки инфракрасного излучения надежно работают при уменьшении производительности до 65...60% от максимальной, однако очень чувствительны к изменению коэффициента избытка воздуха относительно оптимального значения $\alpha = 1,03...1,06$. Применение горелок инфракрасного излучения в теплогенераторах малой мощности интенсифицирует теплообмен в полностью экранированных топках на 5...10% по сравнению с горелками полного предварительного смешения. Результат получен для охлаждаемой цилиндрической топочной камеры при $d_T = d_k$ и работе с тепловыми напряжениями топочного объема $q_v = 0,7...1,4$ МВт/м³,

причем в исследуемом диапазоне большие значения увеличения теплосъёма соответствовали меньшим значениям q_v .

Преимущества инфракрасных горелок:

- До 35% тепловой мощности горелки в виде инфракрасного излучения;
- Четкая геометрия факела горелки;
- Высокий КПД горелки;
- Бесшумный запуск и работа котла в щадящем режиме;
- Стабильное горение с низким уровнем шума и малой пульсацией пламени;
- Низкая эмиссия CO, NO_x и следы присутствия углеводородов.

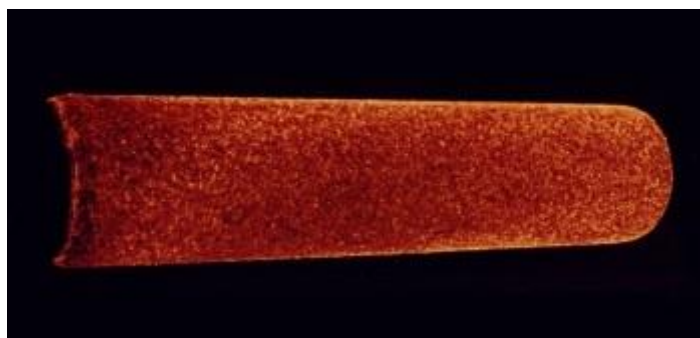
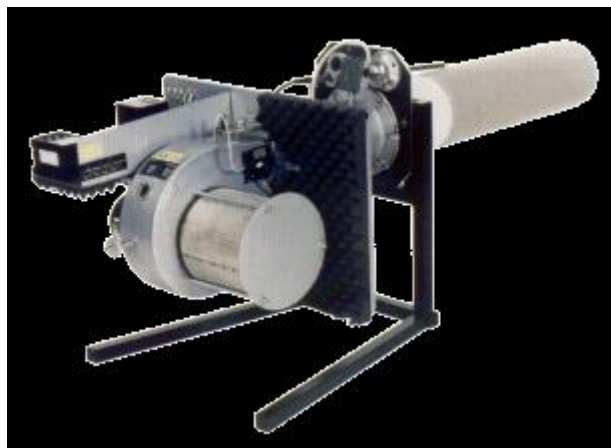


Рис. 2.8. Инфракрасная горелка MAGRA

Весьма интересны инфракрасные горелки MAGRA (выпускаемые согласно DIN EN 676) мощностью от 10 – 5000 кВт, рис. 2.8.

Газовая дутьевая горелка имеет форму удлиненной трубы, внутренняя поверхность которой изготовлена из термостойкого керамического материала. Поверхность горелки во время работы нагревается до температуры 700–900°C. Применение горелки MAGMA возможно с различными типами котлов:

водогрейные котлы, конденсатные котлы, низкотемпературные котлы, котлы для систем воздушного отопления и для промышленных нужд.

Горелки фирмы «Драйцлер» MAGRA с инфракрасным сжиганием топлива в керамической насадке обеспечивает низкий уровень выброса No_x в диапазоне 10-35 мг/м³. Горелка работает в бесступенчатом модулируемом режиме. Дутьевой воздух предварительно подвергается фильтрации.

Совершенно очевидно, что используемое в теплогенераторе газогорелочное устройство (ГГУ), как основное топливоиспользующее оборудование, будет в значительной степени определять его теплотехнические, экологические и потребительские качества.

Процесс сжигания газа состоит из последовательно протекающих стадий:

- а) образование гомогенной газовой смеси (топлива и окислителя);
- б) подогрев смеси до температуры воспламенения;
- в) химическое реагирование – собственно реакция горения.

Стадия смесеобразования оказывает существенное влияние на горение и может осуществляться или как предварительная (подготовительная) стадия, или происходить параллельно с другими процессами. В теплогенераторах малой мощности (до 300–500 кВт), используемых в автономных системах теплоснабжения, применяются дутьевые или эжекционные (их называют еще «атмосферные») газовые горелки (табл. 3.2, рис. 3.1). Основным преимуществом атмосферных ГГУ является их эксплуатация без наддувных вентиляторов для принудительной подачи воздуха. Процесс смесеобразования в них осуществляется за счет кинетической энергии газовой струи, выходящей из дозирующего сопла горелки, которая и эжектирует воздух. По степени завершения процесса предварительного смесеобразования газа с воздухом (перед воспламенением) атмосферные ГГУ подразделяются на следующие категории:

– диффузионные – без предварительного образования смеси газа и воздуха (иногда их обозначают «jet»);

- кинетические – с полным предварительным смешением газа и всего воздуха, требуемого для горения («premix»);

- диффузионно-кинетические – с неполным предварительным смешением части воздуха, необходимого для полного сгорания (первичного воздуха), и газа.

Стадии смесеобразования в атмосферных ГГУ являются наиболее важными, т. к. стабилизация пламени, глубина регулирования, экологические показатели и надежность эксплуатации ГГУ в значительной мере определяются именно обеспечением стабильности условий образования газозвушной смеси в различных режимах горения.

Режимы работы атмосферных ГГУ

Малая кинетическая энергия струи природного газа низкого давления существенно ограничивает возможности эжектирования воздуха при смесеобразовании в атмосферных ГГУ, а также ограничивает глубину регулирования при сохранении соотношения газ-воздух в смеси.

При диффузионном сжигании газа процесс смесеобразования совмещен с процессом горения, развивающимся при достижении контакта газа с окислителем. Высокие температуры в топках котлов обуславливают высокие скорости химического реагирования, а время протекания процесса горения будет полностью определяться интенсивностью процесса смесеобразования. Поэтому для получения относительно короткого диффузионного факела используются приемы максимальной интенсификации смесеобразования:

- деление потоков газа и воздуха (уменьшение единичной мощности отдельных горелок в составе блока, образующего ГГУ);

- закручивание смесеобразующих потоков на выходе, у корня факелов ГГУ;

- искусственная турбулизация в зоне смесеобразования и горения и др.

Выгодной особенностью диффузионного горения (без предварительного смесеобразования) является принципиальная невозможность «проскока»

пламени внутрь ГГУ. Однако условия стабилизации фронта пламени по «отрыву», из-за малой скорости распространения пламени, и сравнительно большие размеры диффузионного факела существенно ограничивают тепловые напряжения топочного объема и мощность ГГУ в режимах максимальных нагрузок теплогенератора.

При кинетическом сжигании газа удастся сократить время горения (максимально увеличить скорость распространения пламени), т. к. из времени горения практически исключается самый длительный процесс – смесеобразование. Таким образом, скорость горения будет определяться интенсивностью прогрева смеси и кинетикой химического реагирования. Учитывая значительные объемы воздуха, которые должны эжектироваться газовой струей для реализации кинетического процесса горения, при разработке атмосферных ГГУ с полным предварительным смешением стремятся минимизировать аэродинамические сопротивления узла эжекции и смешения, а также головки горелки. Стабилизация процесса горения в ГГУ полного предварительного смешения осуществляется в диапазонах скоростей выхода газовой смеси из отверстий головки горелки, исключающих «проскок» и «отрыв» фронта пламени. Графически зона стабильной работы атмосферного ГГУ полного предварительного смешения на природном газе иллюстрируется областью между кривыми «проскока» и «отрыва» пламени для значений $\alpha > 1$.

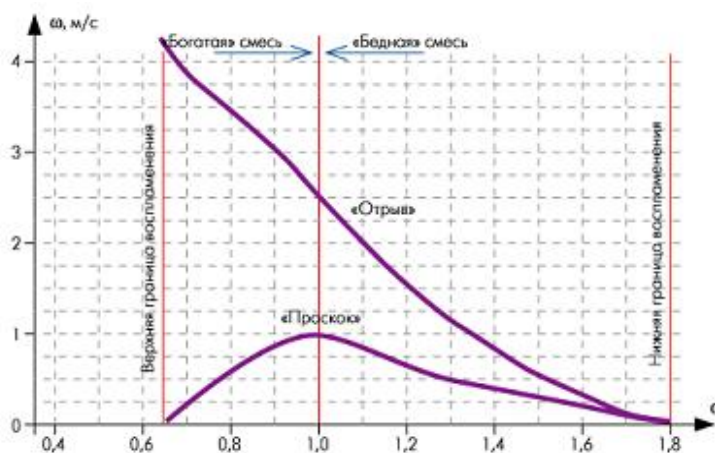


Рис. 2.9. Зона устойчивого горения для атмосферной газовой горелки на природном газе

Скорости «отрыва» и «проскока» пламени зависят от соотношения скорости выхода топливовоздушной смеси и скорости распространения пламени (т. е. от состава газа и коэффициента избытка первичного воздуха α') и от условий стабилизации горения у корня каждого горящего факела ГГУ. Как следует из рис. 3.3, зона устойчивого горения ГГУ полного предварительного смешения ($\alpha'' > 1$) весьма узкая. Так, при $\alpha = 1,2$ (для приведенной в качестве примера горелки) соотношение скоростей на выходе: $w_{от}/w_{пр} = 1,45/0,73 = 2$, т. е. диапазон устойчивого горения, соответствует глубине регулирования мощности горелки от 50 до 100 %.

Отдельную группу атмосферных ГГУ полного предварительного смешения представляют «беспламенные» инфракрасные горелки, в которых кинетическое сжигание топливовоздушной смеси осуществляется внутри пористой огнеупорной насадки или системы большого количества мелких каналов, изготовленных в виде блоков из огнеупорной керамики. Высокотемпературная насадка обеспечивает быстрый прогрев и воспламенение топливовоздушной смеси, короткопламенное сгорание которой практически полностью завершается внутри огнеупорной насадки. Высокотемпературная часть инфракрасных горелок может изготавливаться в виде плоских, цилиндрических, полусферических (или иных конфигураций) блоков, рационально размещаемых в топке теплогенератора соответствующей формы, что обеспечивает эффективный радиационный теплообмен. Однако стабильное горение в инфракрасных ГГУ имеет очень узкую область теплового режима работы высокотемпературной насадки (которая изготавливается с каналами меньше критического диаметра для природного или сжиженного газа) и по условиям беспламенного сжигания газа.

Расширить диапазон устойчивой работы атмосферных ГГУ можно обогащая первичную смесь (уменьшая коэффициент избытка первичного воздуха α' (рис. 3.3), что уменьшает вероятность «проскока» пламени вплоть до исключения его по условиям воспламенения ($\alpha' < 0,45$ для природного газа).

Вместе с тем увеличивается и скорость отрыва пламени за счет лучшей диффузии топлива из «богатой» смеси в основании факелов горелки, где вместе со вторичным воздухом формируется стабилизирующий очаг горения. Поэтому диффузионно-кинетические горелки с неполным предварительным смешением обладают большей глубиной регулирования и сравнительно лучшей стабилизацией пламени. Учитывая особенности работы атмосферных ГГУ, наибольшее распространение получили горелки неполного предварительного смешения с различными значениями коэффициента избытка первичного воздуха $\alpha' = 0,45-0,85$. Подача на горение вторичного воздуха осуществляется за счет разрежения в топке, создаваемого дымовой трубой или дымососом. Естественная тяга дымовой трубы зависит от температуры наружного воздуха, поэтому для стабилизации условий подачи вторичного воздуха часто применяется тягопрерыватель. Дымосос, используемый рядом производителей проточных настенных котлов с закрытой топкой, позволяет работать практически с постоянным разрежением в топке, незначительно зависящим от самотяги дымовой трубы. Вместе с тем модулирование мощности ГГУ, осуществляемое путем изменения давления газа перед газовыми соплами, неизбежно приводит к изменению соотношения первичного и вторичного воздуха, а также, соответственно, к изменению результирующего значения коэффициента избытка воздуха горелки. Количество вторичного воздуха, поступающего в топку, в малой степени зависит от режима работы ГГУ, поэтому при малых нагрузках происходит заметное разбавление продуктов сгорания избыточным воздухом. Изменяются условия теплообмена в поверхностях нагрева и эффективность работы котла в целом.

Рисунок 3.4 иллюстрирует изменение некоторых характеристик работы проточного водогрейного котла на природном газе, мощностью 30 кВт, при изменении его теплопроизводительности модулированием атмосферной горелки с использованием естественной тяги дымовой трубы и тягопрерывателя.

Избежать рассмотренных негативных эффектов позволяет позиционное регулирование работы ГГУ – «включено-выключено» в предварительно отрегулированном режиме номинальной мощности. Однако работа ГГУ в прерывистом режиме при частичных нагрузках на теплогенератор сопровождается колебанием температуры теплоносителя на выходе, что далеко не всегда допустимо по условиям эксплуатации, например в режиме горячего водоснабжения.

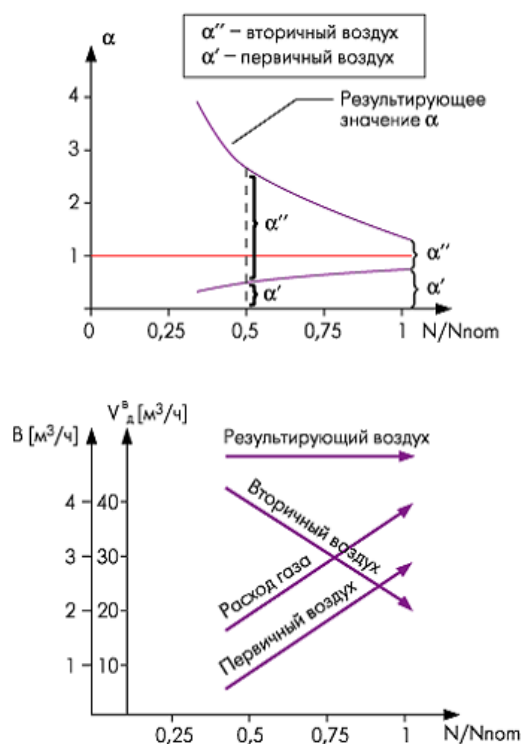


Рис. 2.9. Изменение некоторых характеристик работы проточного водогрейного котла с атмосферными ГГУ, мощностью 30 кВт, при изменении его теплопроизводительности

Технические особенности атмосферных ГГУ

Для атмосферных ГГУ одной из самых важных является проблема регулирования мощности. По этой причине в последних разработках атмосферных ГГУ все чаще встречаются горелки полного предварительного смешения, в которых для подачи воздуха на горение дополнительно используется разрежение в топке (закрытая топка), которое компенсирует недостаток кинетической энергии эжектирующей струи газа. Такие горелки при

небольшом возрастании коэффициента избытка воздуха на частичных нагрузках способны обеспечивать устойчивое горение в диапазоне от 30 до 100 % номинальной мощности. Также у производителей достаточно четко просматривается тенденция деления мощности горелки, необходимая мощность которой набирается в блок из 10–20 и более модулей малой мощности. Общими элементами блока являются устройства подачи топлива от единого газового коллектора, системы розжига, автоматика регулирования и безопасности. Такой технический прием позволяет значительно снизить аэродинамические потери при эжектировании воздуха, смесеобразовании и выходе газозвушной смеси из головки горелки, а также дает возможность достаточно просто набирать необходимые мощности ГГУ для всего производимого типоряда теплогенераторов. Модульная конструкция горелки полного предварительного смешения, имея большую глубину регулирования, лучше адаптируется к колебаниям давления газа, характерным для отечественных газовых сетей низкого давления. Ряд производителей используют газовые сопла со сложной конфигурацией отверстия (иногда с несколькими отверстиями), что при истечении увеличивает поверхность газовой струи и улучшает эжекцию воздуха.

Продолжаются работы и по разработке атмосферных инфракрасных горелок, обеспечивающих высокую интенсивность теплообмена в топках теплогенераторов. Однако малая глубина регулирования этих горелок, достаточно длительный период разогрева (что особенно важно при позиционном регулировании) существенно ограничивают их применение, несмотря на все преимущества, реализовать которые в полной мере без применения дутьевого вентилятора весьма проблематично. В общем случае удельные нагрузки топочного объема котла для атмосферных ГГУ в 2–3 раза ниже, чем для дутьевых горелок.

Для бытового потребителя положительной особенностью работы атмосферных ГГУ являются низкие шумовые характеристики их работы –

эквивалентный уровень звука 30–45 дБ (А), что обусловлено меньшей турбулизацией факела в топке и отсутствием шумов дутьевого вентилятора.

Теплотехническая эффективность конденсационных котлов

Испытания проводились для газового настенного конденсационного котла BAXI Duo-Tec Compact с двухсекционным спиральным теплообменником из нержавеющей стали со щелевым каналом и «примесной» горелкой. Котлы этой серии предназначены для отопления коттеджей, загородных домов, а также для организации системы горячего водоснабжения. К преимуществам данных котлов можно отнести простоту установки и эксплуатации, в моделях серии заложена способность котла адаптироваться под тип и качество газа, условиям дымоудаления и ряду других условий. Заводское изготовление теплогенератора для работы на природном магистральном газе, но при необходимости котел можно переоборудовать для работы на сжиженном газе.

Наибольший интерес в ходе испытаний вызывала задача определения эффективности работы конденсационной части котла (хвостовой части теплообменника) при различных температурах теплоносителя на входе в эту поверхность, следовательно, с различными условиями теплообмена на холодной поверхности, т.е. с различной долей конденсации водяных паров из продуктов сгорания, поскольку при традиционном использовании для анализа эффективности работы котла по низшей теплоты сгорания на газообразном топливе учитываются только потери теплоты с физической теплотой уходящих газов q_2 , потери от химического недожога q_3 и потери от наружного охлаждения q_5 .

Потери теплоты с уходящим газами определяются как разность энтальпий продуктов сгорания на выходе из котельного агрегата и энтальпии расходуемого холодного воздуха (принималась при температуре 20°C):

$$Q_2 = I_{yx} - \alpha_{yx} I_{\theta}^0,$$

где:

α_{yx} – коэффициент избытка воздуха в уходящих продуктах сгорания;

I_{ϵ}^o – энтальпия теоретически необходимого количества холодного воздуха, кДж/м³.

$$I_{\epsilon}^o = V_{\epsilon}^o \cdot c_{\epsilon} \cdot t_{\epsilon},$$

где:

c_{ϵ} – удельная теплоемкость воздуха, кДж/(м³·°C);

t_{ϵ} – температура воздуха, принималась равной 20°C.

Тогда относительные потери теплоты с уходящими газами по высшей теплоте сгорания будут равны:

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_{\epsilon}^p} = \frac{I_{yx} - \alpha_{yx} I_{\epsilon}^o}{Q_{\epsilon}^p} \cdot 100\%,$$

где:

Q_{ϵ}^p – высшая теплота сгорания топлива, кДж/м³.

С учетом работы конденсационного теплогенератора на газообразном топливе и, как следствие, отсутствия потерь от механической неполноты сгорания топлива q_4 и потерь со шлаком q_6 , коэффициент полезного действия конденсационного теплогенератора будет равен (подробно методика определения КПД конденсационного котла рассмотрена в п. 4.4):

$$\eta = 100 - q_2 - q_3 - q_5.$$

Был проведен эксперимент для разных режимов работы котла, т.е. с различными значениями температуры теплоносителя на входе в теплообменник (конденсационную часть).

В опытах для различных значений температуры теплоносителя на входе в теплообменник измерялись значения температуры уходящих газов t_{yx} , по значению которой на id-диаграмме продуктов сгорания определялась энтальпия уходящих газов I_{yx} .

По величине энтальпии уходящих газов, количеству выпавшего конденсата и скрытой теплоте парообразования рассчитывались значения q_2 и КПД котла для имевших место в опыте температур теплоносителя $t_{ст}$.

Полученные данные (рис. 2.10) позволяют констатировать очевидную зависимость увеличения КПД котла по Q_g^p с понижением температуры воды на входе в котел.

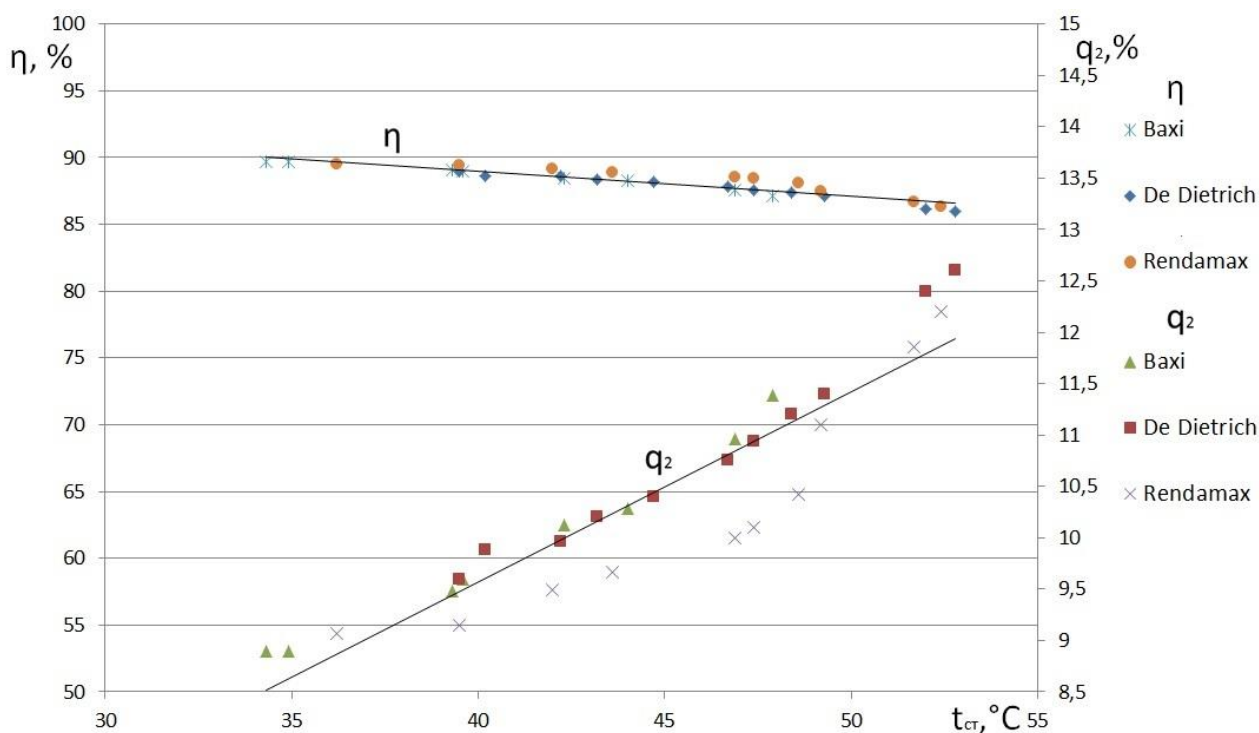


Рисунок 2.10. Зависимость q_2 и КПД от температуры воды на входе в котел

Следовательно, для повышения эксплуатационного КПД конденсационного теплогенератора требуется в его теплообменник подавать теплоноситель с более низкой температурой, ниже температуры точки росы дымовых газов, т.к. только в этом случае возможен конденсационный режим.

Поэтому в тепловой схеме автономной системы теплоснабжения и обвязки конденсационного котла не должны использоваться узлы рециркуляция и подмеса теплоносителя в обратной магистрали, гидравлические регуляторы, коротко замкнутые коллекторы и другие смесительные устройства, повышающие температуру обратного теплоносителя.

В аэродинамической схеме удаления продуктов сгорания при организации её с естественной тягой, особое внимание должно уделяться низкой температуре продуктов сгорания и их высокой влажности.

Схема сбора конденсата должна быть тщательно проработана, а в системе слива конденсата должен устанавливаться нейтрализатор, как упоминалось ранее, конденсат имеет кислую реакцию $\text{pH} = 3,5\text{--}4,0$.

Вместе с тем, очевидно, что полученные в результате испытаний качественные и количественные оценки показывают зависимость КПД конденсационного котла в эксплуатационных условиях от доли сконденсировавшихся водяных паров из продуктов сгорания, т.е. от режима эксплуатации по температуре воды на входе в теплообменник котла.

В явном виде отмеченная зависимость изменения потерь теплоты с уходящими газами при фактическом q_2 и возможном полном охлаждении дымовых газов $q_2^{\min}$ до температуры теплоносителя на входе в котел. Из приведенных данных следует, что разность этих значений:

$$\Delta q_2 = q_2 - q_2^{\min},$$

оказывается существенно зависит от температуры теплоносителя, ее отличия от температуры точки росы дымовых газов, и очевидного равенства значений $q_2 = q_2^{\min}$ при $t_{yx} = t_p$.

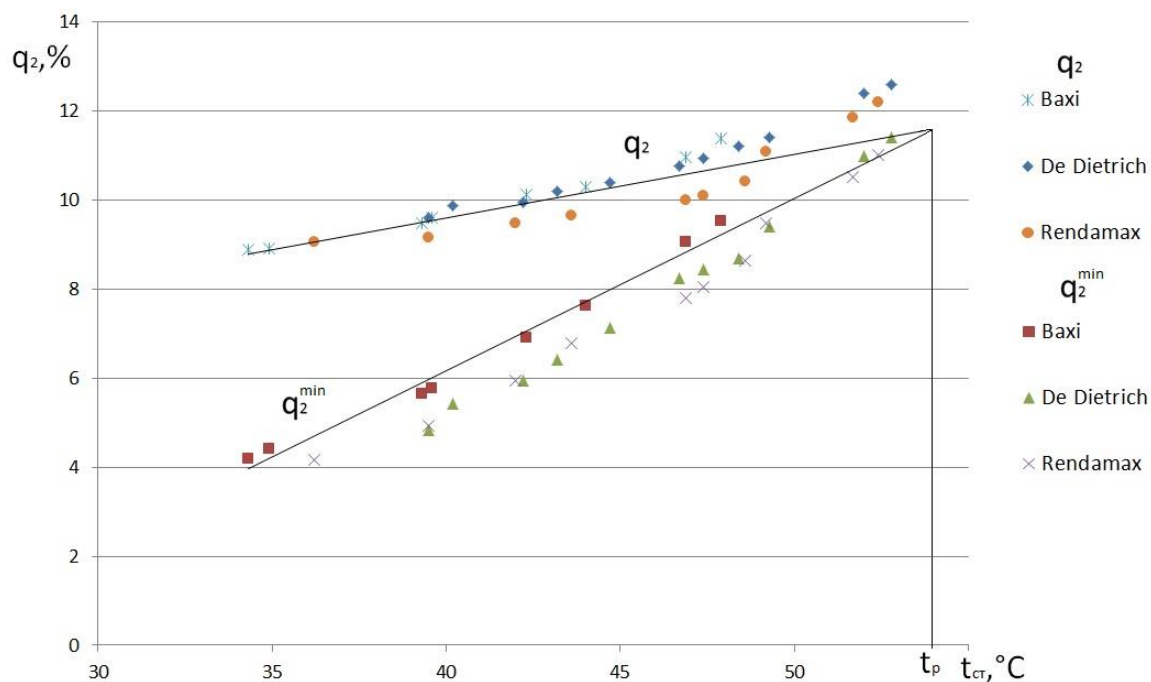


Рисунок 2.11. Зависимость q_2 и $q_2^{\min}$ от температуры воды на входе в котел

Таким образом, рассматривая эффективность работы конденсационных поверхностей относительно максимально возможной (при $q_2^{\min}$, т.е. полном охлаждении дымовых газов до температуры теплоносителя на входе в котел и полной возможной конденсации влаги из продуктов сгорания) и, оценивая ее по величине Δq_2 , можно утверждать, что со снижением температуры теплоносителя на входе в котел, несмотря на увеличение выхода конденсата — d_{yx} имеет место уменьшение роста эффективности работы котла не соответствующее максимальным значениям, т.е. Δq_2 увеличивается (рис. 3.7).

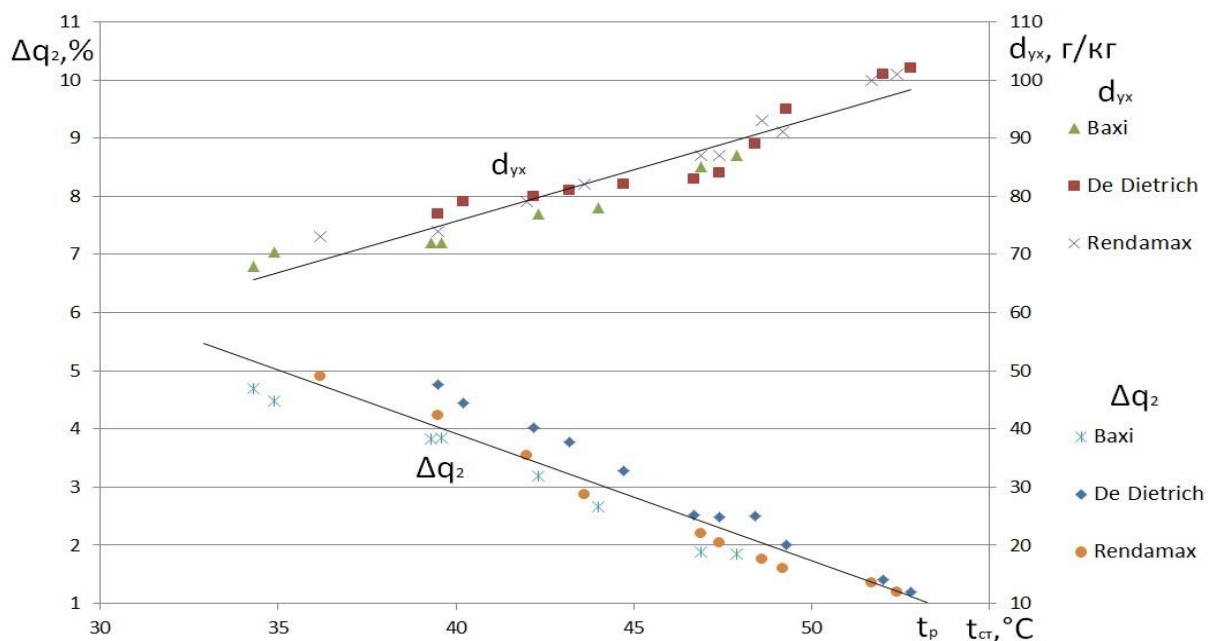


Рисунок 2.12. Зависимость влагосодержания уходящих газов d_{yx} и Δq_2 от температуры воды на входе в котел

Приведенные экспериментальные данные показывают, что оценка эффективности применения конденсационного теплогенератора должна производиться с учетом температурных режимов эксплуатации, которые в свою очередь зависят от климатической зоны, в которой теплогенератор эксплуатируется, т.е. от особенностей отопительного периода, продолжительности стояния характерных температур наружного воздуха, возможности использования низкотемпературных отопительных графиков (50/30; 60/40) и конкретных условий работы котла.

Для иллюстрации этого положения, ниже приведены, как пример, температуры теплоносителя, полученные в разных контурах двухконтурного котла Baxi Duo-Tec Compaсt при работе в режиме горячего водоснабжения при различных установленных (заданных) значениях температуры ГВС.

Таблица 2.7.

Значения температур воды на ГВС и отопление

Установленная температура ГВС, °C	ГВС (холодная вода) на входе, °C	ГВС (горячая вода) на выходе, °C	Отопление (обратка) на входе в теплообменник, °C
45	16,1	44,9	44,4
50	16,1	49,9	48,6

55	16,1	55,2	52,8
60	16,1	59,9	57,0

Приведенные данные необходимы для анализа влияния климатических факторов на эффективность конденсационного котла (и в частности двухконтурного) в автономной системе теплоснабжения, при работе теплогенератора в неотапительный (летний) период с целью оценки возможности достижения конденсационного режима.

Для этой цели были проведены режимные испытания на двухконтурном конденсационном котле, работающим только на систему горячего водоснабжения с различными температурами воды, подаваемой в контур ГВС.

Так как температура точки росы продуктов сгорания природного газа равна $t_p = 53^{\circ}\text{C}$, можно утверждать, что для двухконтурных конденсационных теплогенераторов при работе только на систему горячего водоснабжения (неотапительный период) с температурой воды, подаваемой на ГВС выше 55°C конденсационный режим невозможен.

Для климатических зон Российской Федерации в соответствии с рекомендациями СП приходится использовать температурные графики с относительно высокими расчетными температурами: $95-70^{\circ}\text{C}$; $90-70^{\circ}\text{C}$ и как минимум $80-60^{\circ}\text{C}$.

При максимальных температурах конденсационный режим невозможен, однако, названные расчетные температуры для систем отопления и вентиляции при качественном регулировании отпуска теплоты предполагают наличие в большей или меньшей степени продолжительных периодов работы теплогенераторов на более низких регулируемых температурах теплоносителя, допускающих конденсационный режим. Продолжительность таких периодов будет зависеть от климатических условий в данной местности и, в частности, от числа часов стояния низких температур, продолжительности и средней температуры отопительного периода и т.д.

Определенные сложности в такой оценке действительного эффективного КПД во времени, связаны с конкретным режимом регулирования мощности котла при переменной тепловой нагрузке на котел и зависимостью КПД от температуры теплоносителя поступающего в него.

Для обработки опытных данных по изложенной методике производилось определение необходимых расчетных величин с использованием id-диаграммы продуктов сгорания было получено значение энтальпии уходящих газов I_{yx} , а затем производился расчет потерь теплоты с уходящими газами q_2 по высшей теплоте сгорания топлива.

Оценка достоверности полученных данных производилась по расчету изменения влагосодержания в продуктах сгорания Δd_{yx} , которое определялось по опытным данным полученным за все время опыта взвешиванием выделившегося конденсата.

Полученные результаты испытаний конденсационных котлов показывают, что при снижении температуры воды на входе в конденсационный котел с $\approx 50^\circ\text{C}$ до $\approx 35^\circ\text{C}$ КПД котла по высшей теплоте сгорания увеличивается с 87% до 90 %, что соответствует уменьшению влагосодержания дымовых газов на 1 м^3 сожженного природного газа со значений $d_{yx} \approx 87 \text{ г/кг}$ до $d_{yx} \approx 68 \text{ г/кг}$ (рис.3.8).

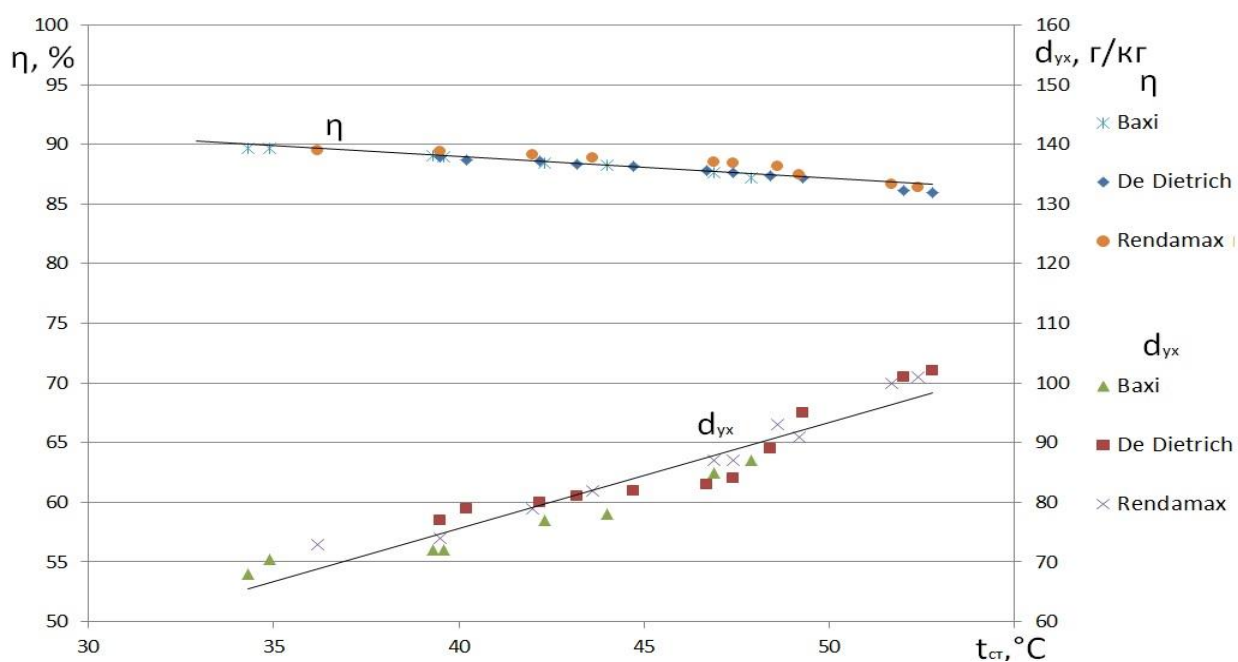


Рисунок 2.13. Зависимость влагосодержания уходящих газов и КПД котла от температуры теплоносителя на входе в котел

В такой постановке задачи определения оценки влияния внешних температурных факторов на значения расчетного эффективного КПД конденсационного котла для разных городов России и было произведено исследование.

Для этой цели, используя климатические данные по расчетным температурам наружного воздуха была получена зависимость температур теплоносителя в подающей и обратной магистралях при регулировании по нагрузке на отопление от температуры наружного воздуха. Расчет производился по отопительному температурному графику качественного регулирования отпуска теплоты 80–60 °С.

Используя данные по продолжительности стояния указанных интервалов температур наружного воздуха за отопительный период и продолжительности отопительного периода, можно принимая полученные ранее для этих температур значение КПД конденсационного теплогенератора в течении каждого соответствующего интервала времени определить расчетный эффективный КПД по времени:

$$\eta_{\Sigma}^{ep} = \sum_{i=1}^n \eta_i \frac{z_i}{Z},$$

где:

η_i – КПД конденсационного теплогенератора для каждого интервала температур, %;

z_i – продолжительность стояния температур, сут;

$Z = 365$ – количество суток в году.

По нормативу температура воды, поступающей на горячее водоснабжение $t_{\text{гвс}} = 55^{\circ}\text{C}$. В этом случае, в неотапительный период конденсационный режим невозможен, но учитывая, что данные котлы, в основном используются для автономного теплоснабжения и температура в системе горячего водоснабжения устанавливается потребителем, можно говорить о температуре на ГВС минимум $t_{\text{гвс}}^{\text{min}} = 45^{\circ}\text{C}$, в этом случае, и в летний период котел будет работать в

конденсационном режиме с соответствующим КПД по высшей теплоте сгорания топлива, определенной ранее. Тогда значения расчетного эффективного КПД по времени составит:

для Архангельска: при $t_{\text{звс}} = 55^{\circ}\text{C}$ – $\eta_{\Sigma}^{\text{ep}} = 88,13\%$; при $t_{\text{звс}}^{\text{min}} = 45^{\circ}\text{C}$ – $\eta_{\Sigma}^{\text{ep}} = 88,80\%$;

для Волгограда: при $t_{\text{звс}} = 55^{\circ}\text{C}$ – $\eta_{\Sigma}^{\text{ep}} = 87,23\%$; при $t_{\text{звс}}^{\text{min}} = 45^{\circ}\text{C}$ – $\eta_{\Sigma}^{\text{ep}} = 88,35\%$.

Как видно из расчетов нагрузка ГВС, по этой методике расчета, оказывает весьма не существенное влияние на суммарную по времени эффективность работы теплогенератора в автономной системе теплоснабжения.

Однако, для энергетического сопоставления эффективный КПД конденсационного теплогенератора более интересно рассчитать по расходу теплоты на отопление $Q_{\text{от}}$ и горячее водоснабжение $Q_{\text{звс}}$ в соответствующие периоды. Рассчитать соответствующие периоды можно, например, по годовому графику потребления теплоты для типового коттеджа площадью 300 м^2 , в котором проживают 5 человек.

Для построения суммарного годового графика определяется расчетное теплопотребление теплоты на отопление в зависимости от температуры наружного воздуха:

$$Q_{\text{от}}^{\text{расч}} = Q_{\text{от}} \frac{t_n - t_n}{t_n - t_{\text{от}}^p},$$

где:

t_n – температура воздуха в помещении, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{от}}^p$ – расчетная температура наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$;

t_n – текущее значение температуры наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$.

Затем рассчитывается нагрузка на горячее водоснабжение в отопительный $Q_{\text{звс}}$ и неотопительный периоды $Q_{\text{звс}}^{\text{лето}}$:

$$Q_{\text{звс}}^{\text{лето}} = Q_{\text{звс}} \frac{t_{\text{звс}} - t_{\text{хл}}}{t_{\text{звс}} - t_{\text{хз}}},$$

где:

$t_{хл}$ – температура исходной воды в летнем режиме, принимается равной 15 °С;

$t_{хз}$ – температура исходной воды в отопительный период, принимается равной 5 °С.

Используя график годового расхода теплоты и температурный график, из опытных данных по режиму работы котла было получено значение КПД конденсационного теплогенератора для каждого соответствующего интервала температур (по средней температуре в интервале) и определить расчетный эффективный КПД по расходу теплоты:

$$\eta_{\Sigma}^Q = \sum_{i=1}^n \eta_i \frac{Q_i}{Q_{год}}$$

где:

Q_i – расход теплоты в интервале температур, МВт;

$Q_{год}$ – годовой расход теплоты на отопление и ГВС, МВт.

По результатам расчета значения суммарного эффективного КПД по расходу теплоты:

для Архангельска: при $t_{звс} = 55^{\circ}\text{C}$ – $\eta_{\Sigma}^Q = 88,40\%$; при $t_{звс}^{\min} = 45^{\circ}\text{C}$ – $\eta_{\Sigma}^Q = 88,48\%$;

для Волгограда: при $t_{звс} = 55^{\circ}\text{C}$ – $\eta_{\Sigma}^Q = 87,93\%$; при $t_{звс}^{\min} = 45^{\circ}\text{C}$ – $\eta_{\Sigma}^Q = 88,10\%$.

Расчет эффективного КПД η_{Σ}^Q , отражает отпущенную тепловую энергию и расход топлива, и, следовательно, является объективно более точным, однако, сопоставление его с эффективным КПД η_{Σ}^{ep} показывает небольшую разницу в расчетах не более $\pm 1\%$. Поэтому для упрощения производимых расчетов можно использовать η_{Σ}^{ep} .

Таким образом, фактический эксплуатационный КПД конденсационного котла по высшей теплоте сгорания составляет 87,93–88,48 %, что существенно ниже максимальных значений КПД рассматриваемых котлов характерных для

режимов с минимальными температурами обратной воды ($t_{менл} \approx 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$) $\eta = 94\%$ по высшей теплоте сгорания.

Следует отметить, что маркетинговая практика зарубежных фирм часто вводит в заблуждение потребителя неправильными и некорректными значениями КПД конденсационных котлов по низшей теплоте сгорания ($\eta = 105\text{--}107 \%$), что при пересчете на высшую теплоту сгорания топлива соответствует указанным ранее $\eta = 94\text{--}96 \%$, причем эти значения приводятся для котлов при работе в самом выгодном режиме.

Также следует отметить, что в паспортных данных конденсационных котлов приводится только одно значение КПД, соответствующее его максимальной эффективности работы при выгоднейших параметрах.

Вместе с тем важным представляется вывод о том, что эксплуатационные условия отражают особенности режимов работы теплогенераторов и показатели эффективности существенно отличаются от «парадных» т.е. максимальных заявляемых значений КПД на $5\text{--}7 \%$, что необходимо учитывать особенно при сопоставлении экономических показателей работы автономных конденсационных теплогенераторов.

Теплотехническая эффективность ГГУ термоблоков с «закрытой» топкой.

Поквартирные системы теплоснабжения используются как при реконструкции существующего жилого фонда, так и на объектах нового строительства. Основанием для их применения является технико-экономическая целесообразность их применения или отсутствие возможности централизованного теплоснабжения объекта. Естественно, что технико-экономическое обоснование поквартирного теплоснабжения должно производиться по инвестиционным (капитальным) и эксплуатационным затратам. Для теплогенерирующего оборудования систем теплоснабжения наиболее важной статьей эксплуатационных затрат является топливная составляющая, которая зависит как от эффективности теплогенератора, т.е.

КПД, так и от режимов его эксплуатации. В странах Евросоюза эффективность теплогенератора определяется на основании требований норм DPR 412/93 для нескольких эксплуатационных режимов с учетом изменения нагрузки на теплогенератор. В России аналогичная методика не используется и эффективность теплогенератора в проекте или ТЭО закладывается через его КПД при номинальной нагрузке.

Для поквартирного теплоснабжения преимущественно используются проточные двухконтурные (отопление и ГВС) настенные газовые котлы с атмосферной газовой горелкой низкого давления и (герметичной) “закрытой” топкой (обязательно для зданий пяти и более этажей). Этот тип котлов и представляет наибольший интерес для исследования режимов эксплуатации.

Расчетная мощность двухконтурных котлов для многоэтажных зданий практически всегда определяется по максимуму нагрузки на горячее водоснабжение, значение которой для квартиры в зависимости от числа санузлов находится в диапазоне 20-30 кВт. Это обусловлено тем, что нагрузка отопления, хотя и зависит от площади квартиры, наличия угловых комнат, этажа расположения (первый и последний этажи), площади и конструкции остекления, редко превышает 5-9 кВт для климатической зоны с $t_p^{от}$ не ниже - 30°C.

При таких режимах эксплуатации имеют место длительные периоды работы котлов с частичными отопительными нагрузками и кратковременными периодами работы с максимальной мощностью при пиковых нагрузках горячего водоснабжения. Важно также отметить, что характерна длительная работа мощного теплогенератора в ночных режимах отопительного периода, когда относительная мощность теплогенератора даже при расчетной нагрузке отопления составляет, и значительно ниже при работе в периоды более низких (относительно расчетных) нагрузок на отопление.

Требуемая глубина регулирования не может быть осуществлена за счет модуляции мощности атмосферной горелки в теплогенераторах с “закрытой” топкой.

подавляющее большинство производителей ограничивают глубину регулирования мощности не ниже 40 % от номинального значения. Поэтому теплогенератор переходит в режим работы позиционного регулирования по минимальной мощности – “включено-выключено”, что существенно изменяет эксплуатационные и теплотехнические характеристики теплогенератора. Такие режимы эксплуатации теплогенераторов в поквартирных системах теплоснабжения приводят к изменению эффективности их работы и в первую очередь это связано с изменением условий горения в генераторах с “закрытой” топкой. Так снижение (модуляция) мощности горелки за счет снижения расхода газа у всех производителей теплогенераторов не сопровождается соответствующим изменением режима работы дымососа (например, изменением числа оборотов), что приводит к разбавлению продуктов сгорания избыточным наружным воздухом, забираемым по воздухоподающему тракту из-за пределов помещения. Последнее обстоятельство вызывает существенное увеличение потерь теплоты с уходящими газами и, как следствие, снижение КПД теплогенератора даже при непрерывной работе без учета потерь на нестационарность в режимах “включено-выключено”.

В рамках настоящей монографии для исключения возможности толкования информации как рекламной или конкурентной, приводятся результаты натурных испытаний котла без указания фирмы производителя и марки оборудования. Режимные испытания проводились на двухконтурном настенном котле номинальной мощностью 30 кВт с “закрытой” камерой сгорания на природном газе. Температура воздуха, забираемого на горение $t_{н.в.}$ равнялась 15°C. Расчеты осуществлялись по методике и данным для пяти режимов работы в диапазоне изменения мощности. от 100 до 47,5 %.

При расчетах КПД теплогенератора принято допущение, что эффективность горения, т.е. потери теплоты от химической неполноты горения q_3 , и потери от внешнего охлаждения теплогенератора q_5 , во всех режимах могут быть приняты постоянными и соответственно равными: $q_3=0,5\%$, а $q_5=1\%$.

Результаты измерений и расчета значений потерь теплоты с уходящими газами q_2 и КПД теплогенератора приведены в сводной таблице 3.4, в которую включены и некоторые промежуточные расчетные величины. Расчет значения q_2 произведен по методике М.Б. Равича с использованием характеристики Z при сжигании природного газа:

Таблица 2.8

Таблица исходных данных и результатов расчета

Режимы, мощность*		Давление газа*		Температура воды*		Газовый состав продуктов сгорания*			Температура уходящих газов*	Коэффициент избытка воздуха	Потери теплоты с уходящими газами	КПД теплогенератора
N/N_n	N кВт	p мбар	p/p_n	$t_{вх}$ °C	$t_{вых}$ °C	CO_2 %	CO ppm	NO_x ppm	t_{yx} °C	α б/р	q_2 %	η %
1	30,19	21,4	1	52,8	68,4	7,5	44	52	141,0	1,53	7,37	91,13
0,85	25,72	10,3	0,469	63,4	50,0	6,15	19	43,1	134,5	1,84	8,37	90,13
0,74	22,34	7,77	0,363	59,0	47,4	5,3	16	36,8	127,1	2,1	8,91	89,59
0,632	19,08	6,0	0,28	54,8	45,0	4,41	19	30,1	118,9	2,68	9,72	88,78
0,475	14,3	3,75	0,177	49,3	42,9	3,0	28	25,7	106,6	3,65	12,09	86,41

* - результаты измерения параметров в натурных испытаниях котла

Графическая интерпретация полученных результатов приведена на рис. 2.14.

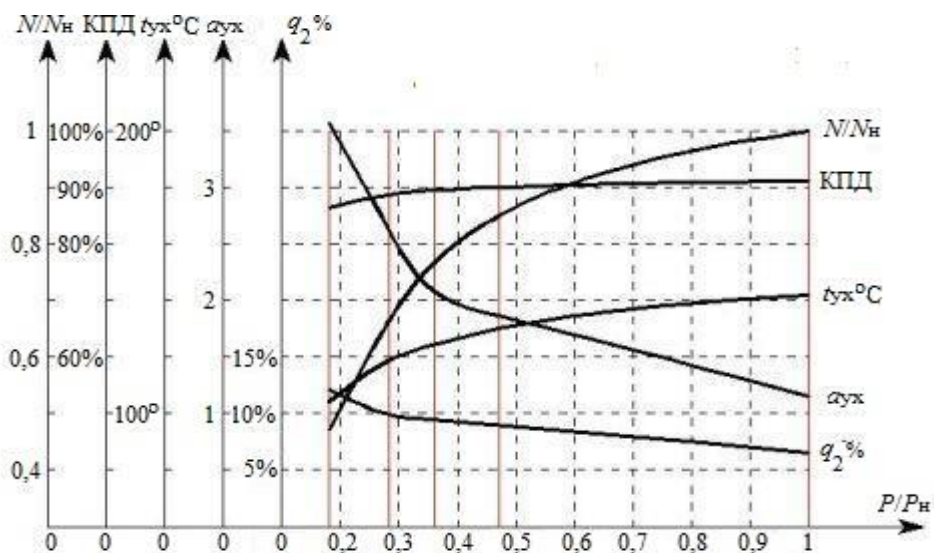


Рис. 2.14. Изменение теплотехнических характеристик работы теплогенератора в зависимости от относительного давления газа P/P_n перед соплами атмосферной горелки: N/N_n – относительная мощность; КПД – коэффициент полезного действия; $T_{ух}^{\circ C}$ – температура уходящих газов; $\alpha_{ух}$ – коэффициент избытка воздуха в уходящих газах; $q_2\%$ – потери теплоты с уходящими газами.

Полученные результаты позволяют констатировать, что при снижении мощности теплогенератора, происходит увеличение потерь теплоты с уходящими газами, вызванное существенным ростом коэффициента избытка воздуха. Так снижение мощности теплогенератора до $N/N_n = 0,475$ приводит, несмотря на уменьшение температуры уходящих газов, к росту потерь q_2 в 1,64 раза, что снижает КПД теплогенератора в стационарном режиме работы с 91,13% до 86,4%. Отмечая, что нерасчетные (неноминальные) режимы работы теплогенератора в течение отопительного периода являются по времени основными и эти режимы наиболее продолжительные, не учет снижения эффективности применения теплогенераторов приводит к искажению реальной картины их работы.

Важно отметить также тот факт, что работа теплогенератора в режимах “включено-выключено” на минимальных нагрузках, превышающих расчетную отопительную, на что указывалось ранее, приводит к значительным расходам теплоты q_7 на нестационарность: разогрев-охлаждение теплогенератора. Учет последнего, а также расход теплоты на защиту от “размораживания”, что необходимо в периоды выключения горелки при отрицательных температурах

наружного воздуха, может увеличить потери на нестационарность в тепловом балансе теплогенератора до значений $q_7=4-7\%$.

Таким образом, при определении технико-экономических показателей работы поквартирных систем теплоснабжения, учитывая реальные эксплуатационные условия их работы, для неконденсационных двухконтурных котлов с закрытой топкой, их энергетическую эффективность следует оценивать не по номинальным характеристикам теплогенераторов, например, 0,92-0,95, а по фактическим эксплуатационным, на 5-7% ниже, т.е. не выше 0,85-0,9.

Экологические показатели ГГУ

Режимы работы атмосферных ГГУ в диапазоне допустимых значений теплового напряжения объема топки Q/V [кВт/м³] и тепловые напряжения поперечного сечения топки (форсировка) Q/F [кВт/м²] в значительной степени определяются условиями интенсификации всех этапов процесса горения и возможностями стабилизации фронта воспламенения. Высота и конфигурация топки автономного теплогенератора должны исключать появление продуктов химической неполноты горения вследствие контакта (наброса) пламени с «холодной» поверхностью теплообмена и срыва реакции горения из-за переохладения реагирующих масс. В ГГУ с неполным предварительным смешением факел должен располагаться в топке так, чтобы обеспечивался равномерный подвод вторичного воздуха с требуемым избытком воздуха по всей высоте пламени.

Таким образом, атмосферное ГГУ разрабатывается для конкретной топки автономного теплогенератора и его использование в других теплогенераторах без соответствующей адаптации конструкции топки, как правило, невозможно.

В силу геометрических факторов в топках малого объема автономных теплогенераторов имеет место большее значение отношения поверхности топки к ее объему, чем в топках большого объема мощных котлов. Поэтому тепловые напряжения топочного объема в автономных теплогенераторах малой

мощности достигают значений $q_v=1-2,1$ МВт/м³, которые характерны для высокофорсированных мощных котельных агрегатов и, как правило, сопровождаются повышенным содержанием в продуктах сгорания загрязняющих окружающую среду выбросов монооксида углерода (CO) и оксидов азота (NO_x). Концентрация вредных выбросов в продуктах сгорания для современных теплогенераторов с атмосферными горелками регламентируется требованиями ряда ГОСТов.

Концентрация оксидов углерода (CO) в продуктах сгорания исправных и отрегулированных ГГУ в основном зависит от совершенства процесса смесеобразования и завершенности реакции окисления. Образование оксида углерода является промежуточной стадией горения газообразного топлива, поэтому недостаток кислорода и переохладения зоны горения обуславливают рост концентрации CO в продуктах сгорания. Оксиды азота в продуктах сгорания газообразного топлива имеют преимущественно термическое происхождение. При достаточно высоких температурах (более 1 800 °C) происходит окисление азота воздуха до монооксида азота (~97–98 % объемных NO), который затем в атмосфере окисляется до диоксида азота (NO₂), а их суммарная концентрация пересчитывается на диоксид азота часто представляемая символом NO_x. Источником термических оксидов азота являются высокотемпературные зоны газового факела, поэтому подавление их эмиссии связано с интенсивностью охлаждения зоны горения или снижением температуры в ней за счет рециркуляции в нее балластирующих масс продуктов сгорания.

Другой составляющей в объеме выбросов оксидов азота являются так называемые «быстрые» оксиды, источником которых является зона активного реагирования углеводородного топлива и окислителя (характеризующаяся высокой концентрацией активных радикалов) при недостатке последнего. Температурный уровень процесса образования «быстрых» оксидов азота (~1 200 °C) значительно ниже, чем термических, поэтому избежать их

образования практически невозможно. Однако снизить эмиссию «быстрых» оксидов можно исключив дефицит окислителя в факеле путем увеличения первичного коэффициента избытка воздуха в атмосферных ГГУ или осуществив переход на горелки полного предварительного смешения.

Таблица 2.8

Предельные нормы концентрации вредных выбросов для сухих неразбавленных продуктов сгорания

№ п/п	Тип котла, горелки	ГОСТ	Выбросы	
			СО	NO _x (в пересчете на NO ₂)
1	Теплогенераторы отопительные с атмосферными ГГУ мощностью до 70 кВт	Р 51733-2001	0,05 % (625 мг/м ³)	302, 6-8 1,5 мг/м ³ *
2	Теплогенераторы отопительные с атмосферными ГГУ мощностью до 1 00 кВт	20548-87	119 мг/м ³	240 мг/м ³
3	Теплогенераторы отопительные мощностью 0,1 -3,15 МВт (без разделения по типу ГГУ)	Р 50591-93	130 мг/м ³	164- 100 мг/м ³ **

* В зависимости от класса теплогенератора (1-5 класс), по классификации ГОСТ Р 51733-2001.

** Для котлов с эжекционными ГГУ среднего давления в зависимости от даты запуска котла (до 01.01.97 или позднее).

Следует отметить, что технические возможности подавления процессов образования вредных выбросов в атмосферных ГГУ весьма ограничены, поэтому, как правило, по экологическим показателям они уступают наддувным газовым горелкам.

ГЛАВА 3. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС, ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА.

§ 3.1. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС

Для оценки экономичности работы котельного агрегата составляют тепловой баланс, из которого видно, какова располагаемая теплота и как эта теплота израсходована на полезные нужды и неизбежные потери.

Располагаемая теплота Q_p^r на 1 кг или 1 м³ рабочего топлива составляется в основном из теплоты Q_i^r , выделившейся при полном горении, и теплоты, вводимой в топку с воздухом и топливом (физическая теплота). Так, если воздух или топливо, например мазут, нагревают перед поступлением в топку от каких-либо внешних по отношению к котлоагрегату источников, эта теплота в расчетах также должна быть учтена.

Количество теплоты, поступившее в котельный агрегат и отнесенное к 1 кг твердого или жидкого топлива (кДж/кг) или 1 м³ газообразного топлива (кДж/м³), называют располагаемой теплотой. Она состоит из следующих составляющих:

низшей теплоты сгорания рабочего топлива Q_i^r для твердых и жидких топлив или низшей теплоты сгорания сухого газообразного топлива;

теплоты $Q_{в.внш}$, внесенной в котельный агрегат воздухом, подогретым от постороннего источника;

физической теплоты топлива $Q_{физ.т}$;

теплоты, внесенной в агрегат с распыляющим агентом (паром) для распыления топлива Q_{ϕ} ;

Таким образом, поступившее в агрегат количество теплоты (располагаемая теплота) равно

$$Q_p^r = Q_i^r + Q_{в.внш} + Q_{физ.т} + Q_{\phi}; \quad (3.1)$$

для газообразного топлива

$$Q_p^r = Q_i^r + Q_{в.внш} + Q_{физ.т}; \quad (3.2)$$

В случае сжигания сланцев располагаемая теплота должна быть уменьшена на количество теплоты, расходуемой на разложение карбонатов Q_{κ} , и тогда уравнение (3.1) принимает вид

$$Q_p^r = Q_i^r + Q_{в.внш} + Q_{физ.т} - Q_{\kappa}. \quad (3.3)$$

Располагаемая теплота Q_p^r расходуется на производство пара или горячей воды Q_1 , кДж/кг или кДж/м³, и тепловые потери:

с уходящими газами Q_2 ;

от химической неполноты сгорания Q_3 ;

от механической неполноты сгорания Q_4 ;

от наружного охлаждения Q_5 ;

с физической теплотой шлаков Q_6 .

Приравнявая приход и расход теплоты, получим общее уравнение теплового баланса котла

$$Q_p^r = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6. \quad (3.4)$$

Основной составляющей уравнений (3.1) — (3.3) является Q_i^r — низшая теплота сгорания топлива. Внешняя теплота, внесенная с поступающим в котельный агрегат воздухом, с учетом его подогрева паром котлоагрегата или паром от другого источника равна

$$Q_{в.внш} = (\beta_{з.в} + \Delta\alpha_{вн})(J_{вн}^o - J_{хв}^o), \quad (3.5)$$

где $\beta_{з.в}$ — отношение количества горячего воздуха к теоретически необходимому

$$\beta_{з.в} = \alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл}; \quad (3.6)$$

$\alpha_T, \Delta\alpha_T, \Delta\alpha_{вн}, \Delta\alpha_{пл}$, — выбирают по нормам теплового расчета;

$J_{вн}^o$ — энтальпия теоретического объема воздуха на входе в воздухоподогреватель, определяемая по температуре $t_{вп}$; $J_{хв}^o$ — энтальпия теоретического объема холодного воздуха (после дутьевого вентилятора) .

Физическая теплота $Q_{физ.т}$ определяется по формуле

$$Q_{\text{физ.т}} = c_T t_T, \quad (3.7)$$

где c_T — удельная теплоемкость топлива, кДж/(кг·°C) или кДж/ (м³·°C); t_T — температура топлива, °C.

Для твердого топлива в расчетах принимается $t = 20^\circ\text{C}$, а теплоемкость подсчитывается по формуле

$$c_T = 0,042W^r + c_T^d (1 - 0,01W^r). \quad (3.8)$$

Теплоемкость сухой массы топлива c_T^d бурых углей 1,13, каменных углей 1,09, углей типа А, ПА, Т — 0,92 кДж/(кг·°C)

Температура мазута $t_T^m = 90\text{—}130^\circ\text{C}$. Теплоемкость мазута

$$c_T^m = 1,74 + 0,0025t_T^m. \quad (3.9)$$

Теплоемкость газообразного топлива

$$c_T^g = c_{H_2} H_2 + c_{CO} CO + c_{CH_4} CH_4 + c_{CO_2} CO_2 + \dots \\ \dots + 0,00124 c_{H_2O} H_2 O \alpha_T, \quad (3.10)$$

где α_T — коэффициент избытка воздуха в топке; $c_{H_2}, \dots, c_{CO_2}$ — теплоемкость составляющих топлива; $H_2, \dots, CO_2$ — доля этих компонентов в топливе, %.

Теплота, вносимая в котельный агрегат с паром для дутья или распыления топлива, определяется по формуле

$$Q_\phi = G_\phi (h_\phi - 2510), \quad (3.11)$$

где Q_ϕ — теплота, вносимая с паром, кДж/кг; G_ϕ , h_ϕ — расход и энтальпия пара на дутье или распыление топлива, кг/кг или кДж/кг.

Теплота, затраченная при сжигании сланцев на разложение карбонатов, кДж/кг, рассчитывается по формуле

$$Q_{\kappa} = 44,5k(CO_2^{\kappa})_k^r, \quad (3.12)$$

где 44,5 — количество теплоты, кДж, поглощаемое при разложении карбонатов и приходящееся на 1% содержания карбонатной углекислоты в 1 кг сланцев; k — коэффициент разложения карбонатов, принимаемый при слоевом сжигании равным 0,7, а при камерном — 1.

При отсутствии подогрева воздуха и топлива от постороннего источника, а также при отсутствии расхода пара на дутье и распыление располагаемая теплота для всех топлив, кроме сланцев, становится равной низшей теплоте сгорания рабочего топлива, т.е.

$$Q_{\rho}^r = Q_i^r,$$

и тогда уравнение теплового баланса котла принимает вид

$$Q_i^r = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6. \quad (3.13)$$

Если обе части уравнения (3.13) разделить на Q_{ρ}^r и умножить на 100, то получим новое выражение теплового баланса котла, по которому использованная теплота и потери выражены в процентном отношении к располагаемой теплоте:

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6. \quad (3.14)$$

Если в единицу времени количество пара, отдаваемое котлом, равно D , его энтальпия h_{Π} , энтальпия питательной воды, поступающей в котлоагрегат, $h_{\Pi.в}$, а количество сожженного в единицу времени топлива B , то

$$BQ_1 = D(h_n - h_{n.в}), \quad (3.15)$$

где B и D — кг/с; $h_{п}$ и $h_{п.в}$ — Дж/кг.

Расход теплоты на продувку котла и промежуточный перегрев пара, если таковой имеется, также должен быть учтен в расчетах

$$Q_{np} = D_{np} (h_{к.в} - h_{п.в}),$$

где $h_{к.в}$ — энтальпия котловой воды.

Продукты сгорания покидают котел при достаточно еще высокой температуре, обычно около 120—140°C. Дополнительно снижать эту температуру увеличением площади поверхностей нагрева котла, расположенных в последнем газоходе (их называют хвостовыми поверхностями), невыгодно, так как при небольших разностях температур между греющим и нагревательными телами это чрезмерно повысит расход металла на котел. Кроме того, значительное понижение температуры уходящих газов может вызвать конденсацию водяного пара, находящегося в продуктах сгорания, а при наличии сернистого газа это вызовет коррозию хвостовых поверхностей нагрева. Поэтому теплота, которую можно было бы получить, если охладить газы от температуры их на выходе из котла до температуры окружающего воздуха, оказывается потерянной. Она и называется потерей с уходящими газами. С достаточной точностью эту потерю можно подсчитать по формуле

$$Q_2 = J_2 - J_1 = (V_{сг} C_{сг} + V_{вн} C_{вн}) \times \\ \times v_{yx} - (V_{сг} C_{сг} + V_{вн} C_{вн}) t_{возд}, \quad (3.16)$$

где первое выражение в скобках — энтальпия продуктов сгорания при температуре уходящих газов v_{yx} , второе — при температуре окружающего воздуха $t_{возд}$.

Потеря с уходящими газами обычно наибольшая из всех перечисленных — 4—8% Q_i^r .

Потеря теплоты от химической неполноты сгорания обусловлена наличием в продуктах сгорания горючих элементов (чаще всего CO) при сжигании твердого и жидкого топлива, что происходит вследствие недостаточного количества воздуха или плохого его перемешивания с топливом. Для работающего котла эта потеря определяется по данным анализа продуктов сгорания на CO. С достаточной точностью Q_3 подсчитывается по формуле

$$Q_3 = A(C^r + 0,375S_{\text{л}}^r) \frac{CO}{RO_2 + CO_2}, \quad (3.17)$$

где $A = 237$ кДж/кг.

Увеличение избытка воздуха в топке ведет к уменьшению потери от химической неполноты сгорания, но повышает потерю с уходящими газами. Наиболее экономичная работа котла получается в том случае, если сумма обеих потерь минимальна.

При сжигании газового топлива в продуктах сгорания могут быть горючие газы H_2 и CH_4 , что также должно быть учтено.

Потеря от механической неполноты сгорания происходит потому, что мелкие частицы топлива проваливаются через отверстия в колосниковой решетке (при слоевом сжигании) и обволакиваются расплавленной золой, вследствие чего не успевают догореть, или, наконец, уносятся с газами в дымовую трубу

$$1 = a_{\text{шл}} + a_{\text{пр}} + a_{\text{ун}}. \quad (3.18)$$

где $a_{\text{шл}}, a_{\text{пр}}, a_{\text{ун}}$ — доли различных составляющих.

В зависимости от вида топлива, методов сжигания и способов удаления шлаков перечисленные слагаемые имеют разную величину. Для работающего котла потерю от механической неполноты сгорания определяют по данным его испытания, для чего берут пробы провала, шлака и уноса. При проектировании потери от механической неполноты сгорания задаются на основании существующих норм, которые приводятся в специальной литературе.

Приближенно можно считать, что для различных топок и методов сжигания q_4 изменяется от 2 до 14%. Эти значения относятся к промышленным котлам небольшой мощности.

При подсчете потери с уходящими газами надо учитывать потерю от механической неполноты сгорания q_4 , %, так как не весь килограмм топлива участвует в образовании продуктов сгорания. В правую часть уравнения надо ввести коэффициент

$$\frac{100 - q_4}{100}.$$

Потеря от наружного охлаждения (в окружающую среду) обусловлена тем, что температура всех наружных поверхностей котлоагрегата выше, чем температура окружающей среды, и эта поверхность отдает теплоту как конвекцией, так и излучением. Количество теплоты Q_5 можно подсчитать, хотя этот расчет и достаточно сложен. Часто при испытаниях котельного агрегата Q_5 определяют как остаточную величину после вычисления всех слагаемых в уравнении (3.14). При проектировании значение q_5 берут по опытным данным. Для крупных котлоагрегатов $q_5 = 0,3 \div 0,5$, для малых значительно больше.

Потеря с физической теплотой шлаков Q_6 возникает вследствие того, что температура шлаков выше температуры окружающей среды. Величина Q_6 представляет собой ту теплоту, которую можно было бы использовать в котлоагрегате, если охладить шлаки до температуры окружающей среды. Сюда относится и теплота плавления шлака, если он удаляется в жидком состоянии. В этих случаях потеря q_6 составляет 1—2%. Если шлак удаляется в твердом состоянии, эту потерю учитывают лишь при большом содержании золы. В остальных случаях ею пренебрегают.

Если известны все составляющие теплового баланса котла, можно определить его КПД из зависимости

$$BQ_i^r \eta_{\kappa,y} = D(h_n - h_{n.в}), \quad (3.19)$$

где $\eta_{\kappa,y}$ - КПД котельной установки, который представляет собой отношение использованной теплоты к теплоте, выделившейся при горении в идеальной (без потерь) топке:

$$\eta_{\kappa,y} = \frac{D(h_n - h_{n.в}) - D_{np}(h_{\kappa.в} - h_{n.в})}{BQ_i^r}, \quad (3.20)$$

где $D_{np}, h_{\kappa.в}$ — величина продувки и энтальпия котловой воды.

$\eta_{\kappa,y}$ — это так называемый КПД брутто. Различают еще КПД нетто, который подсчитывают с учетом расхода теплоты на вспомогательные нужды котла.

Как показывает опыт эксплуатации, КПД котельной установки зависит от нагрузки котла. Обычно $\eta_{\kappa,y}$ относят к номинальной нагрузке, под которой понимают максимальную нагрузку, с которой котел может длительно работать. Если определены все потери котла, то его КПД можно подсчитать и по обратному балансу по формуле

$$\eta_{\kappa,y} = 1 - \frac{q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6}{100} = \frac{q_1}{100}. \quad (3.21)$$

§ 3.2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

Пример 3.1. В топке котельного агрегата паропроизводительностью $D = 50$ т/ч сжигается подмосковный уголь состава, %:

$$C^r = 29,1; H^r = 2,2; S_{\text{л}}^r = 2,9; N^r = 0,6; O^r = 8,7; A^r = 23,5; W^r = 33.$$

Составить тепловой баланс котельного агрегата, если температура топлива при входе в топку $t_m = 20^\circ\text{C}$; натуральный расход топлива $B = 4$ кг/с; давление перегретого пара $p_{n,n} = 4\text{МПа}$; температура перегретого пара $t_{n,n} = 20^\circ\text{C}$; температура

питательной воды $t_{n.г} = 150^\circ \text{C}$; величина непрерывной продувки $p_{np} = 4\%$ теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, $V_g^o = 2,98 \text{ м}^3/\text{кг}$; объем уходящих газов на выходе из последнего газохода $V_{г.у.х} = 4,86 \text{ м}^3/\text{кг}$; температура уходящих газов на выходе из последнего газохода $t_{г.у.х} = 160^\circ \text{C}$; средняя объемная теплоемкость газов $c_{г.у.х} = 1,415 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$; коэффициент избытка воздуха за последним газоходом $\alpha_{г.х} = 1,48$, температура воздуха в котельной $t_a = 30^\circ \text{C}$; объемная теплоемкость воздуха $c_u = 1,297 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$; содержание в уходящих газах окиси углерода $\text{CO} = 0,2\%$, трехатомных газов $\text{RO}_2 = 16,6\%$; потери теплоты от механической неполноты сгорания $q_4 = 4\%$. Потерями теплоты с физическим теплом шлаков пренебречь.

Решение. Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле

$$\begin{aligned} Q_i^r &= 338C^r + 1025H^r - 108,5(O^r - S_l^r) - 25W^r = \\ &= 338 \cdot 29,1 + 1025 \cdot 2,2 - 108,5(8,7 - 2,9) - 25 \cdot 33 = \\ &= 10636 \text{ кДж} / \text{кг}. \end{aligned}$$

Удельная теплоемкость рабочей массы топлива

$$\begin{aligned} c_T^r &= c_T^r (100 - W^r) / 100 + c_{H_2O} W^r / 100 = \\ &= 1,088(100 - 33) / 100 + 4,19 \cdot 33 / 100 = 2,112 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{K}). \end{aligned}$$

Физическая теплота топлива

$$Q_{m.л} = c_T^r t_T = 2,112 \cdot 20 = 42 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Располагаемая теплота

$$Q_p^r = Q_i^r + Q_{m.л} = 10636 + 42 = 10678 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Теплота, полезно использованная в котлоагрегате,

$$\begin{aligned} Q_1 &= (D / B)[(h_{n.н} - h_{n.г}) + (P / 100)(h_{к.г} - h_{n.г})] = \\ &= (13,5 / 4)[(3330 - 632) + (4 / 100)(1087,5 - 632)] = \\ &= 9181 \text{ кДж} / \text{кг}. \end{aligned}$$

Энтальпию пара $h_{n,n}$ находим по h - S -диаграмме: $h_{n,n} = 3330$ кДж/кг, энтальпии питательной и котловой воды находим: $h_{n,6} = 632$ кДж/кг, $h_{к,6} = 1087,5$ кДж/кг.

Потери теплоты с уходящими газами

$$\begin{aligned} Q_2 &= (V_{\text{г.г.}} c_{\text{г.г.}} t_{\text{г.г.}} - \alpha_{\text{г.г.}} V_{\text{г.г.}}^0 c_{\text{г.г.}}^0 t_{\text{г.г.}}^0)(100 - q_4) / 100 = \\ &= (4,86 \cdot 1,415 \cdot 160 - 1,48 \cdot 2,98 \cdot 1,297 \cdot 30)(100 - 4) / 100 = \\ &= 892 \text{ кДж} / \text{кг}. \end{aligned}$$

Потери теплоты от химической неполноты сгорания

$$\begin{aligned} Q_3 &= 237(O^r + 0,375S_n^r)CO / (RO_2 + CO) = \\ &= 237(29,1 + 0,375 \cdot 2,9)0,2 / (16,6 + 0,2) = 85 \text{ кДж} / \text{кг}. \end{aligned}$$

Потери от механической неполноты сгорания

$$Q_4 = q_4 / Q_p^r / 100 = 4 \cdot 10678 / 100 = 427 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Потери теплоты в окружающую среду

$$\begin{aligned} Q_5 &= Q_p^r - (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4) = 10678 - \\ &- (9181 + 892 + 85 + 427) = 93 \text{ кДж} / \text{кг}. \end{aligned}$$

Составляющие теплового баланса, %;

$$\begin{aligned} q_1 &= (Q_1 / Q_p^r)100 = (9181 / 10678)100 = 86; \\ q_2 &= (Q_2 / Q_p^r)100 = (892 / 10678)100 = 8,3; \\ q_3 &= (Q_3 / Q_p^r)100 = (85 / 10678)100 = 0,8; \\ q_4 &= (Q_4 / Q_p^r)100 = (427 / 10678)100 = 0,9; \end{aligned}$$

Тепловой баланс котельного агрегата

$$Q_p^r = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 = 9181 + 892 + 85 + 427 + 93 = 10678 \text{ кДж} / \text{кг}$$

или

$$100\% = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 = 86 + 8,3 + 0,8 + 0,9 = 100\%.$$

Пример 3.2. В топке котельного агрегата сжигается малосернистый мазут состава, %: $C^r = 85,3$; $H^r = 10,2$; $S_n^r = 0,5$; $N^r = 0,3$; $O^r = 0,4$;

$A^r = 0,3; W^r = 3$. Определить потери теплоты, кДж/кг и %, с уходящими газами из котлоагрегата, если коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом $\alpha_{yx} = 1,35$, температура уходящих газов на выходе из последнего газохода $\nu_{yx} = 160^\circ\text{C}$, температура воздуха в котельной $t_6 = 30^\circ\text{C}$, объемная теплоемкость воздуха $c_6 = 1,297 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$ и температура подогрева мазута $t_T = 90^\circ\text{C}$.

Решение. Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле

$$\begin{aligned} Q_i^r &= 338C^r + 1025H^r - 108,5(O^r - S_{\text{л}}^r) - 25W^r = \\ &= 338 \cdot 85,3 + 1025 \cdot 10,2 - 108,5(0,4 - 0,5) - 25 \cdot 3 = \\ &= 39222,2 \text{ кДж} / \text{кг}. \end{aligned}$$

Удельная теплоемкость мазута

$$c_T^r = 1,74 + 0,0025t_T = 1,74 + 0,0025 \cdot 90 = 1,97 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Физическая теплота

$$Q_{m.l} = c_T^r t_T = 1,97 \cdot 90 = 177,3 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Располагаемая теплота

$$Q_p^r = Q_i^r + Q_{m.l} = 39222,2 + 177,3 = 39399,5 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива,

$$\begin{aligned} V^o &= 0,098C^r + 0,266H^r - 0,033(S_{\text{л}}^r - O^r) = \\ &= 0,098 \cdot 85,3 + 0,266 \cdot 10,2 - 0,033(0,5 - 0,4) = \\ &= 10,28 \text{ м}^3 / \text{кг}. \end{aligned}$$

Объем трехатомных газов

$$\begin{aligned} V_{RO_2} &= 0,0187(C^r + 0,375S_{\text{л}}^r) = 0,0187(85,3 + 0,375 \cdot 0,5) = \\ &= 1,6 \text{ м}^3 / \text{кг}. \end{aligned}$$

Теоретический объем азота

$$\begin{aligned} V_{H_2O}^o &= 0,79V^o + 0,8N^r / 100 = 0,79 \cdot 10,28 + 0,8 \cdot 0,3 / 100 = \\ &= 8,12 \text{ м}^3 / \text{кг}. \end{aligned}$$

Теоретический объем водяных паров

$$\begin{aligned} V_{H_2O}^o &= 0,0124(9H^r + W^r) + 0,0161V^o = \\ &= 0,0124(9 \cdot 10,2 + 3) + 0,0161 \cdot 10,28 = 1,34 \text{ м}^3 / \text{кг}. \end{aligned}$$

Энтальпия продуктов сгорания при $\alpha_{yx} = 1$ и $\nu_{yx} = 160^\circ\text{C}$.

$$\begin{aligned} J_z^o &= V_{RO_2}(cv)_{CO_2} + V_{N_2}^o(cv)_{N_2} + V_{H_2O}^o(cv)_{H_2O} = \\ &= 1,6 \cdot 280 + 8,12 \cdot 208 + 1,34 \cdot 242 = 2461 \text{ кДж} / \text{кг}. \end{aligned}$$

Значения берут $(cv)_{CO_2}, (cv)_{N_2}, (cv)_{H_2O}$ из нормативного метода.

Энтальпия воздуха при $\alpha_{yx} = 1$ и $\nu_{yx} = 160^\circ\text{C}$

$$J_\epsilon^o = V^o(cv)_\epsilon = 10,28 \cdot 212 = 2179 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Энтальпия продуктов сгорания при $\nu_{yx} = 160^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned} I_{yx} &= I_z^o + (\alpha_{yx} - 1)I_\epsilon^o = 2461 + (1,35 - 1)2179 = \\ &= 3224 \text{ кДж} / \text{кг}. \end{aligned}$$

Энтальпия холодного воздуха

$$J_{x,\epsilon}^o = V^o c_\epsilon t_\epsilon = 10,28 \cdot 1,297 \cdot 30 = 400 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Потери теплоты с уходящими газами

$$\begin{aligned} Q_2 &= (J_{yx} - \alpha_{yx} J_{x,\epsilon}^o)(100 - q_4) / 100 = \\ &= (3224 - 1,35 \cdot 400)(100 - 0) / 100 = 2684 \text{ кДж} / \text{кг}. \end{aligned}$$

Потери теплоты с уходящими газами, %

$$q_2 = (Q_2 / Q_p^r)100 = (2684 / 39399,5)100 = 6,8\%.$$

Пример 3.3. Определить теплоту, полезно использованную в котельном агрегате паропроизводительностью $D = 20$ т/ч, если натуральный расход топлива $B = 0,64$ кг/с, давление перегретого пара $p_{n,n} = 1,3$ МПа, температура перегретого пара $t_{n,n} = 275^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{n,\epsilon} = 100^\circ\text{C}$ и величина непрерывной продувки $P = 3\%$.

Ответ: $Q_1 = 21\,996$ кДж/кг.

Пример 3.4. В топке котельного агрегата паропроизводительностью $D = 20$ т/ч сжигается красноярский бурый уголь состава, %:

$$C^r = 41,6; H^r = 2,9; S_{\text{д}}^r = 0,5; N^r = 0,8; O^r = 12; A^r = 10,2; W^r = 32.$$

Определить количество теплоты, %, полезно использованной в котлоагрегате, если натуральный расход топлива $B = 1,12$ кг/с, давление перегретого пара $p_{\text{н.п}} = 4$ МПа, температура перегретого пара $t_{\text{н.п}} = 400^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{\text{н.в}} = 130^\circ\text{C}$, величина непрерывной продувки $P = 3\%$ и температура топлива при входе в топку $t_r = 20^\circ\text{C}$.

Ответ: $q_1 = 90\%$.

Пример 3.5. В топке котельного агрегата сжигается карагандинский каменный уголь состава, %:

$$C^r = 57; H^r = 3,4; S_{\text{д}}^r = 0,8; N^r = 0,9; O^r = 5,4; A^r = 25; W^r = 7,5.$$

Определить потери теплоты с уходящими газами из котлоагрегата, если коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом $\alpha_{\text{yx}} = 1,43$, объем уходящих газов на выходе из последнего газохода $\alpha_{\text{с.yx}} = 8,62$ м³/кг, температура уходящих газов на выходе из последнего газохода $\nu_{\text{yx}} = 150^\circ\text{C}$, средняя объемная теплоемкость газов $c_{\text{с.yx}} = 1,4$ кДж/(м·К), температура воздуха в котельной $t_{\text{в}} = 30^\circ\text{C}$; объемная теплоемкость воздуха $c_{\text{в}} = 1,297$ кДж/(м·К), потери теплоты от механической неполноты сгорания $q_4 = 3\%$.

Ответ: $Q_2 = 1442$ кДж/кг.

Пример 3.6. В топке котельного агрегата сжигается каменный уголь с низшей теплотой сгорания $Q_i^r = 27\,600$ кДж/кг.

Определить потери теплоты, %, с уходящими газами из котлоагрегата, если коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом $\alpha_{\text{yx}} = 1,4$, объем уходящих газов на выходе из последнего газохода $\nu_{\text{с.yx}} = 10,5$ м³/кг, температура уходящих газов на выходе из последнего газохода $\nu_{\text{yx}} = 160^\circ\text{C}$, средняя объемная теплоемкость газов $c_{\text{с.yx}} = 1,415$ кДж/(м·К) теоретическое

количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, $V^o = 7,2$ м³/кг, температура воздуха в котельной $t_e = 30^\circ\text{C}$, температура поступающего в топку воздуха $t_{e,6} = 180^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,2$, объемная теплоемкость воздуха $c_e = 1,297$ кДж/(м·К), потери теплоты от механической неполноты сгорания $q_4 = 4\%$.

Ответ: $q_2 = 6,5\%$.

Пример 3.7. Определить, на сколько процентов возрастут потери теплоты с уходящими газами из котельного агрегата при повышении температуры уходящих газов с $t_{yx} = 160$ до $t_{yx} = 180^\circ\text{C}$, если коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом $\alpha_{yx} = 1,48$, объем уходящих газов на выходе из последнего газохода $V_{e,yx} = 4,6$ м³/кг, средняя объемная теплоемкость газов $c_{e,yx} = 1,415$ кДж/ (м·К), теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, $V^o = 2,5$ м³/кг, температура воздуха в котельной $t_e = 30^\circ\text{C}$, объемная теплоемкость воздуха $c_e = 1,297$ кДж/ (м·К) и потери теплоты от механической неполноты сгорания $Q_4 = 340$ кДж/кг. Котельный агрегат работает на фрезерном торфе с низшей теплотой сгорания $Q_i^r = 8500$ кДж/кг.

Ответ: $\Delta q_2 = 1,5\%$.

Пример 3.8. Определить потери теплоты от механического недожога, если по данным испытаний известны потери, кДж/кг: со шлаком $Q_4^{шл} = 125$; с провалом $Q_4^{np} = 200$; с уносом $Q_4^{yn} = 150$. Теплота сгорания топлива $Q_i^r = 25\,000$ кДж/кг.

Ответ: $q_4 = 1,9\%$.

Пример 3.9. Определить потери теплоты в окружающую среду, если $q_2 = 6\%$; $q_3 = 0,5\%$; $q_4 = 2,0\%$; $\eta_{к.а} = 90,5\%$.

Ответ: $q_5 = 1\%$.

Пример 3.10. Потери теплоты в окружающую среду $q_5 = 1\%$, теплота сгорания топлива $Q_i^r = 22\,000$ кДж/кг. Определить потери теплоты в окружающую среду за 1 ч работы, если расход топлива составляет $B_p = 10$ т/ч.
Ответ: $Q_5 = 2,2$ ГДж/ч.

§ 3.3. КОНСТРУКЦИИ КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

К конвективным поверхностям нагрева в промышленно-отопительных котлах относятся пароперегреватели, расположенные в конвективном газоходе, испарительные поверхности, экономайзеры и воздухоподогреватели.

Испарительные поверхности нагрева котлов типов ДЕ, КЕ и ДКВР расположены за топкой (рис. 3.1). Они представляют собой развитый пучок обогреваемых кипятильных труб, ввальцованных в верхний и нижний барабаны, в которых происходит подъемное движение пароводяной смеси. Питательные необогреваемые (опускные) трубы подают воду из верхнего барабана в нижний. Обычно в этих поверхностях нагрева происходит поперечное омывание поверхностей нагрева продуктами сгорания.

Пароперегреватель является наиболее ответственным элементом котла, металл которого работает обычно при наиболее высоких температурах. Кроме того, это один из основных теплоиспользующих элементов, значение которого возрастает с повышением параметров пара. В котельных агрегатах, работающих при давлении 1,3—1,5 МПа с перегревом пара до 350°C, отношение количества теплоты, затрачиваемой на перегрев пара Δh_m к теплоте испарения r составляет 0,20, а отношение площади пароперегревательной поверхности к испарительной — 0,3. При использовании пара давлением 9—14 МПа с температурой 500—550°C отношение $\Delta h_m / r$ возрастает до 0,5—0,75, а отношение площадей поверхностей пароперегревателя к испарительным — до 0,7—1,3. Трубные змеевики пароперегревателей работают в наиболее тяжелых температурных условиях, что в основном определяется расположением их в

зоне высоких температур продуктов сгорания и низким коэффициентом теплоотдачи пару. Пароперегреватели изготавливают из легированной высококачественной стали, которая вследствие высоких температур работает на пределе своих прочностных возможностей.

Пароперегреватель представляет собой систему параллельно включенных (по пару) змеевиков из труб малого диаметра (30—40 мм), омываемых с наружной стороны продуктами сгорания топлива. По условиям внешнего тепловосприятия различают: конвективные, радиационные и конвективно-радиационные пароперегреватели.

В настоящее время в основном применяются конвективно-радиационные пароперегреватели, причем в связи с повышением параметров пара наблюдается систематическое повышение температурной зоны их размещения. Так, если ранее начальная температура газов перед пароперегревателем допускалась не выше 750—800°C, то сейчас она составляет 950—1000°C и пароперегреватель вплотную приближен к топке. В этих условиях радиационная составляющая общего коэффициента внешней теплоотдачи повышается до 35—40%, а удельная тепловая нагрузка пароперегревательных змеевиков доходит до 100—200 МДж/(м²·ч).

При рассмотрении температурных условий работы пароперегревательных труб для расчета температуры труб можно использовать известное выражение

$$t_{cm} = t_{p.m} + \beta \mu q (1 / \alpha_n + \delta_g / \lambda_g + \delta_m / \lambda_m), \quad (3.22)$$

которым будут определяться многие расчетно-конструктивные параметры рационально выполненного пароперегревателя.

Скорость движения пара в змеевиках является важным параметром, обуславливающим их охлаждение и доведение до минимума разности температур стенки трубы и рабочего вещества. Скорость движения пара в

змеевиках связана с коэффициентом внутренней теплоотдачи, согласно известному критериальному уравнению,

$$Nu = c Re^{0,8} Pr^{0,43},$$

откуда можно получить

$$\alpha_{nn} = A(w_n \gamma_n)^{0,8} / d_{вн}^{0,2}. \quad (3.23)$$

где α_{nn} — коэффициент теплоотдачи от пара, кДж/(м²·ч·°С); А —числовой коэффициент, учитывающий все прочие параметры работы пароперегревателя; $w_n \gamma_n$ — массовая скорость пара, кг/ (м²·с); $d_{вн}$ — внутренний диаметр труб змеевика, м.

Как видно из зависимости (3.23), коэффициент теплоотдачи α_{nn} зависит от массовой скорости $w_n \gamma_n$. С повышением скорости движения пара в змеевиках увеличивается их сопротивление. Однако это легко компенсируется некоторым повышением давления в барабане и испарительных трубах котла. Для обеспечения при указанных выше тепловых нагрузках разности температур $\Delta t = t_{cm} - t_n$ до желательного значения (15—20°С) необходимо принимать следующие значения массовой скорости перегреваемого пара: для радиационных пароперегревателей $w \gamma = 1200$; для ширмовых $w \gamma = 700—800$ и для конвективных $w \gamma = 400—600$ кг/(м²·с).

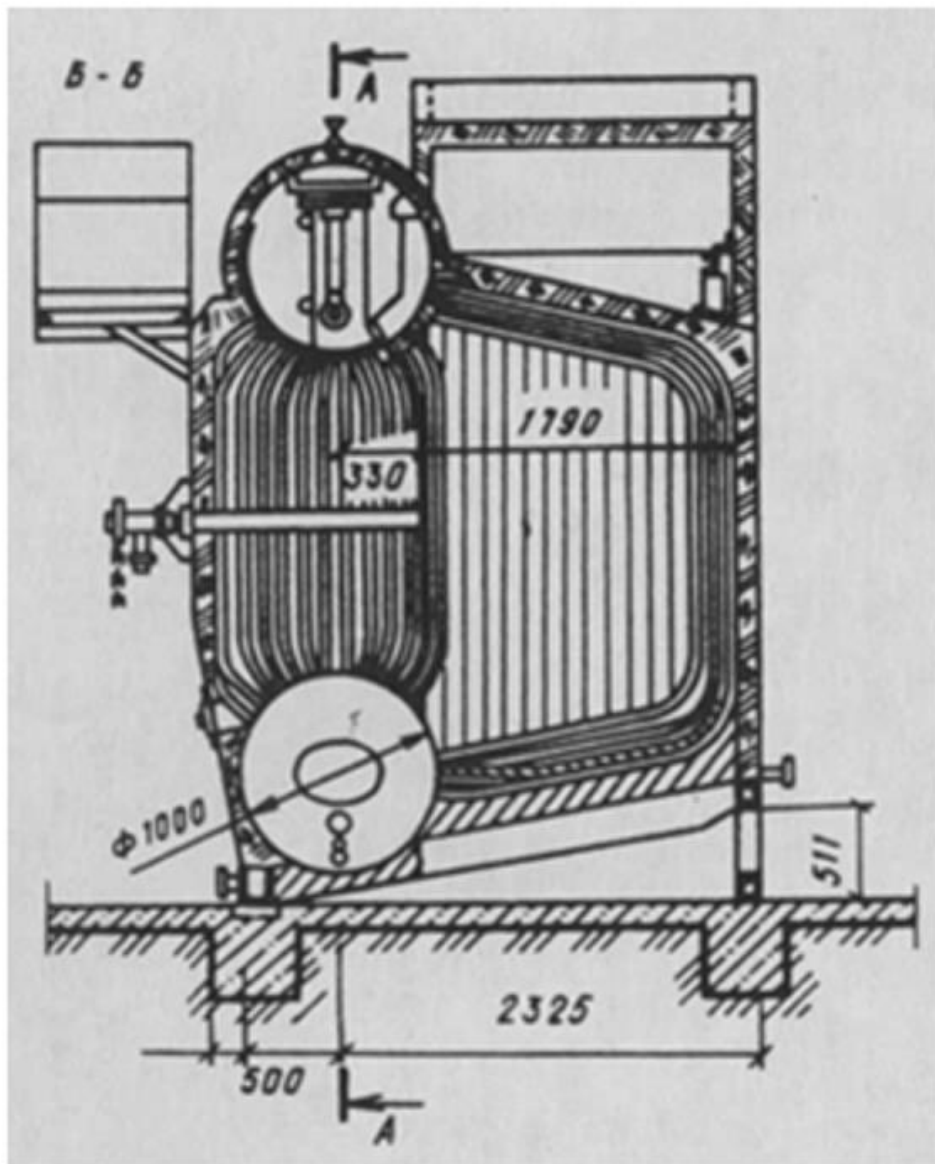
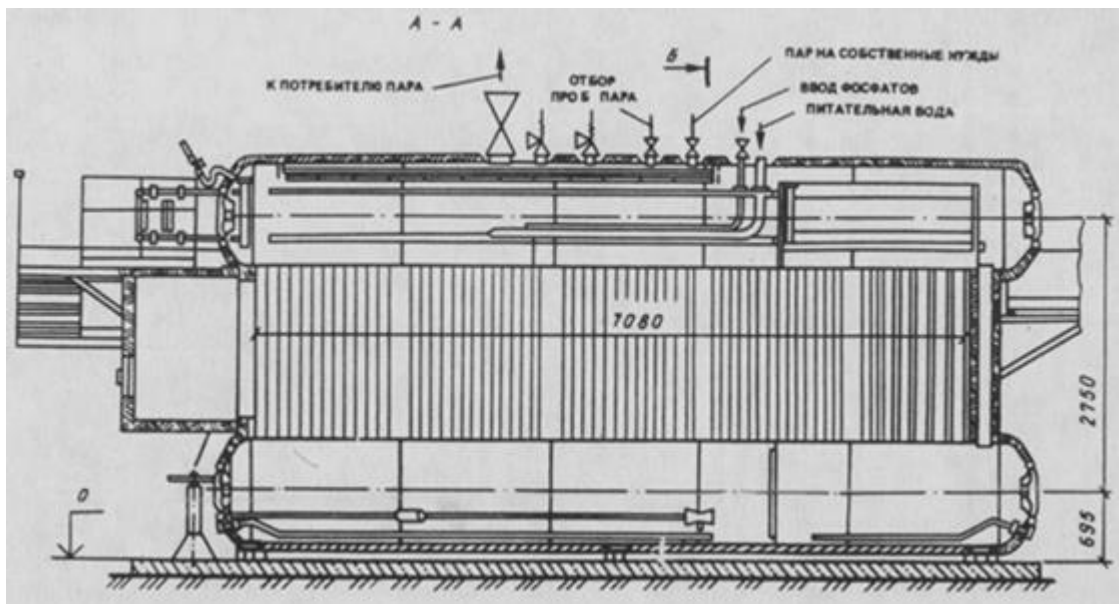


Рис. 3.1. Общий вид газомазутного котла ДЕ-25-М-ГМ

Однако надежная работа пароперегревателя не обеспечивается только правильным выбором массовой скорости. Необходимо при разработке конструкции избегать конструктивной нетождественности элементов пароперегревателя, а также неравномерности распределения пара по отдельным змеевикам (гидравлическая неравномерность) и неравномерности обогрева отдельных змеевиков (тепловая неравномерность).

Сложные и часто противоречивые требования к пароперегревателю привели к созданию разнообразных конструкций. По взаимному направлению потоков газа и пара пароперегреватели подразделяют на противоточные, со смешанным током и с параллельным током (рис. 3.2). Наибольшая площадь поверхности нагрева при прочих равных условиях получается при параллельном токе, наименьшая — при противотоке. Однако в противоточном пароперегревателе выходная часть змеевиков имеет наиболее высокие тепловые нагрузки. В результате этого температура стенки может быть очень высокой и потребуются использование более дорогостоящих высоколегированных сталей, чем при применении схемы с параллельным током. Поэтому, когда при использовании противоточной схемы отмечается значительное удорожание поверхности нагрева, применяют схемы с двойным противотоком (рис. 3.2, в) или смешанным током (рис. 3.2, г).

При смешанной схеме большая по размерам и первая по ходу пара часть перегревателя выполняется противоточной, а завершение перегрева пара происходит во второй его части с параллельным током газа и пара. Соотношение указанных частей перегревателя выбирают из условия выравнивания температуры металла в точках 1 и 2 (см. рис. 3.2, г) или выполнения противоточной части из простой углеродистой стали; при этом промежуточная температура пара должна быть не выше 400-425°C.

Конвективный пароперегреватель (рис. 3.3) для котлов ДКВР, КЕ и ДЕ, рассчитанный на давление 1,4 и 2,3 МПа, выполняют одноходовым, а на

давление 4,0 МПа — двухходовым. Входные концы труб пароперегревателя развальцовывают в верхнем барабане 1 котла, выходные приваривают к камере перегретого пара 4. Температура перегретого пара в процессе эксплуатации котла при его переменных нагрузках, а также вследствие колебаний качества топлива и условий его сжигания требует постоянного регулирования. Задача регулирования — обеспечение нормальной температуры пара, подаваемого потребителю. Температуру пара регулируют изменением тепловосприятия отдельных поверхностей (газовое регулирование) или понижением энтальпии (теплосодержания) пара на участке пароперегревателя (паровое регулирование).

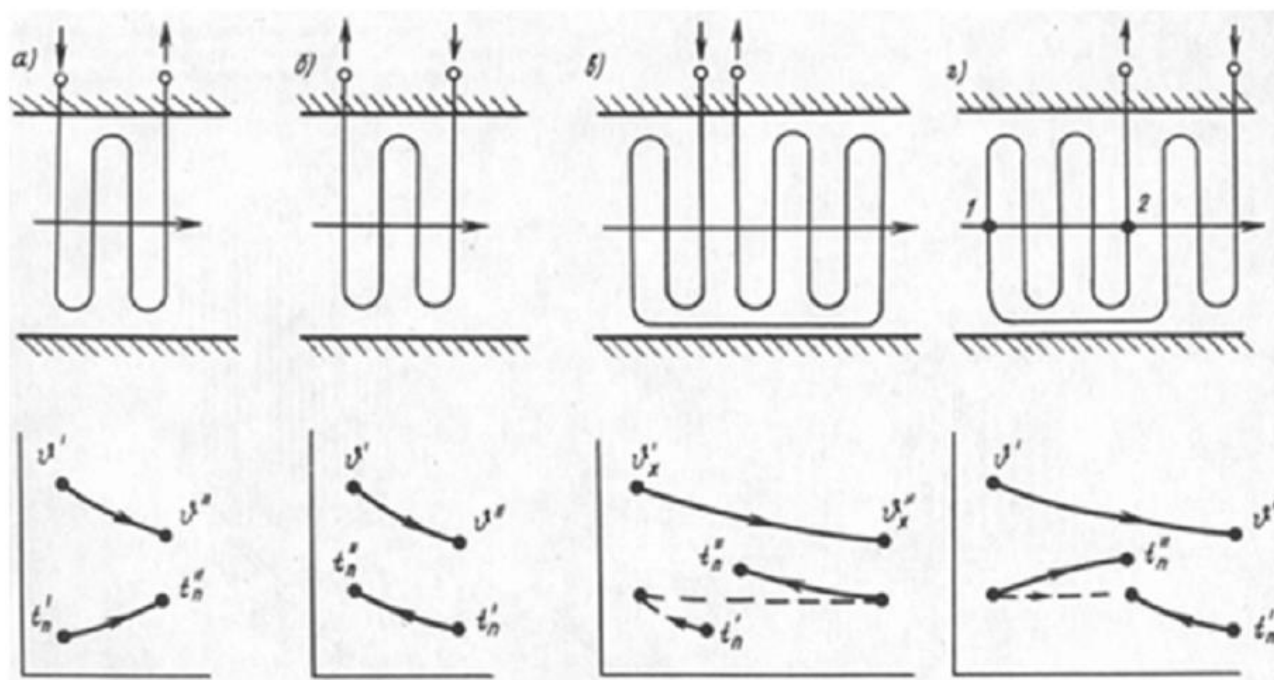


Рис. 3.2. Схемы взаимного движения пара и газа в пароперегревателе
 а — параллельный ток; б — противоток; в и г — смешанный ток.

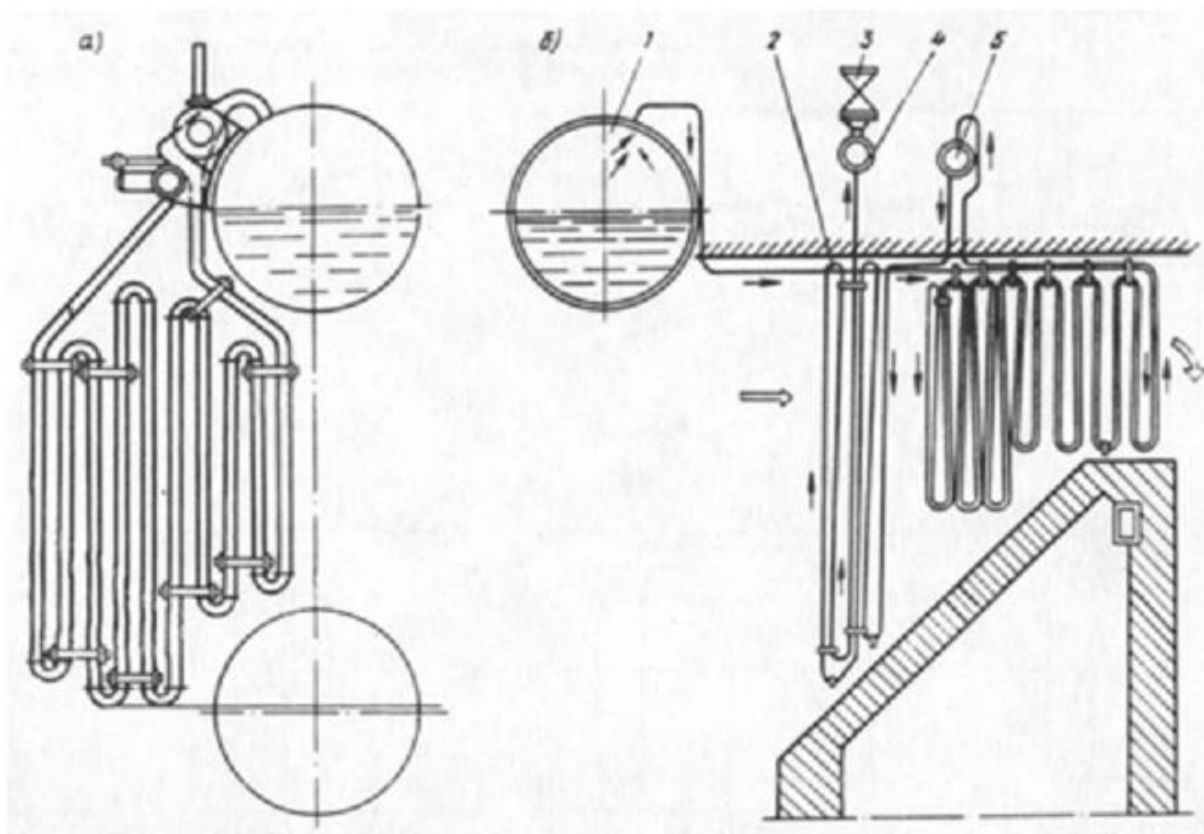


Рис. 3.3. Конвективные пароперегреватели типа ДЕ (а), экранного типа (б)
 1 – барабан котла; 2 – змеевик; 3 – парозапорный орган; 4 – выходной коллектор перегретого пара; 5 – регулятор перегрева (поверхностный охладитель).

При паровом регулировании применяют пароохладители поверхностного (теплообменники) и впрыскивающего типов. Пароохладители устанавливают на входе, выходе или в промежуточном сечении пароперегревателя. При установке пароохладителя в выходном сечении пароперегревателя температура пара поддерживается на заданном уровне только за пароохладителем, а перед ним она может сильно повыситься, что может неблагоприятно сказаться на надежности работы пароперегревателя. При установке пароохладителя на входе и в рассечку температура пара регулируется на всем тракте пароохладителем. Кроме того, действие пароохладителя в этом случае быстрее сказывается на изменении температуры пара, что снижает инерционность регулирования.

Пароохладители поверхностного типа обычно могут снижать температуру пара на 40—50°C. При этом через пароохладитель проходит до 40—60% расхода питательной воды. Нагретая вода в пароохладителе повышает температуру воды (питательной) на 20—25°C, что повышает температуру про-

дуктов сгорания, покидающих экономайзер, и в меньшей степени — температуру уходящих газов.

Во впрыскивающем пароохладителе охлаждающая вода вводится в трубопровод пароперегревателя через сопла. Мелкораздробленные капли воды, смешиваясь с перегретым паром, нагреваются и испаряются, что приводит к охлаждению пара. При работе впрыскивающего пароохладителя расход пара из котла складывается из количества пара, полученного в испарительных трубах (90—95%) и в пароперегревателе (10-15%).

При рециркуляции часть газов из конвективного газохода специальным вентилятором подается в нижнюю часть топки, в результате чего снижается температура горения и уменьшается тепловосприятие радиационной поверхности. Вместе с тем тепловосприятие конвективной поверхности увеличивается за счет некоторого увеличения как температуры газа, так и его скорости.

Регулирование температуры пара изменением расхода продуктов сгорания через конвективную часть пароперегревателя может быть выполнено по двум схемам: в первой — пароперегревательную поверхность нагрева шунтирует свободный газоход, во второй — газоход котла разделен на две части: в одной размещается пароперегреватель, в другой — какая-либо иная конвективная поверхность нагрева.

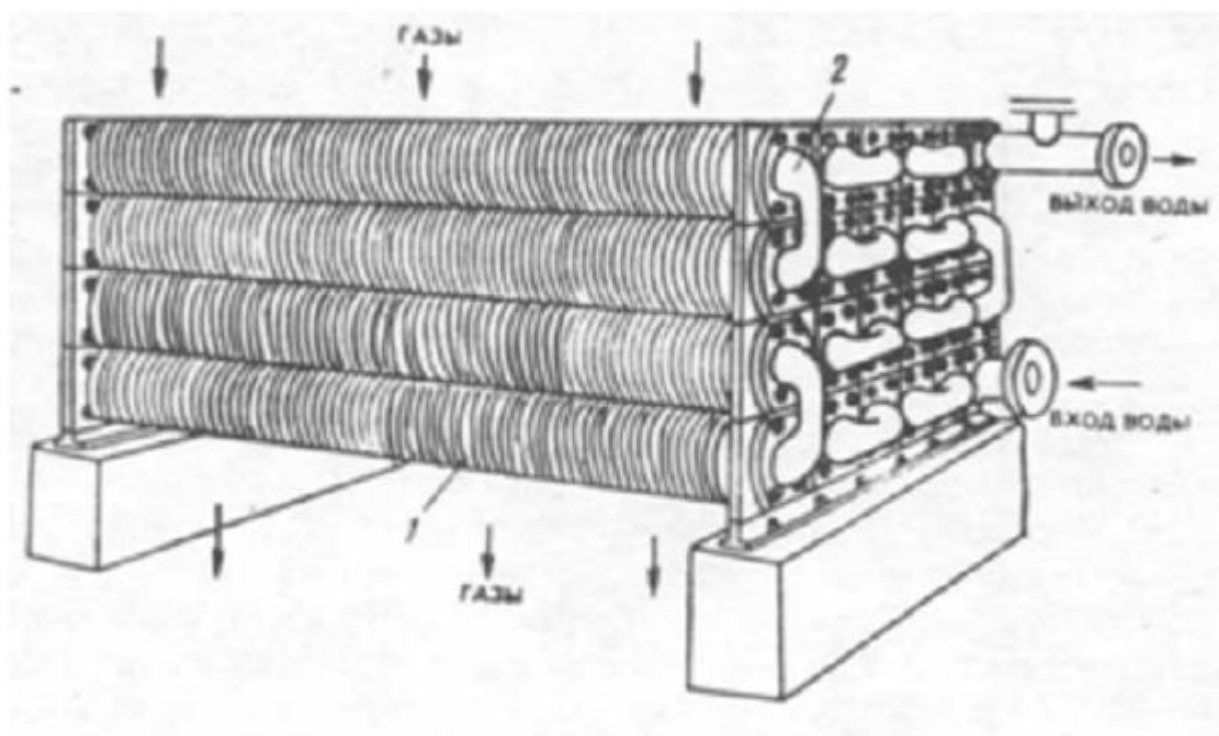


Рис. 7.4. Чугунный ребристый экономайзер

1 — ребристая батарея; 2 — калач для перепуска воды

Экономайзеры для нагрева питательной воды и воздухоподогреватели для нагрева дутьевого воздуха находятся в конце конвективного газохода и омываются газами со сравнительно низкой температурой, поэтому их часто называют низкотемпературными (хвостовыми) поверхностями. Из всех поверхностей нагрева котла, находящихся под давлением, в экономайзере температура металла труб имеет наименьшее значение. При установке воздухоподогревателя повышается экономичность котла главным образом за счет снижения потерь с уходящими газами, а также значительно улучшается процесс горения топлива, особенно при сжигании низкокачественных и малореакционных топлив, снижаются потери теплоты в топке q_2 и q_3 и увеличивается передача теплоты радиацией по сравнению с менее эффективной теплоотдачей — конвекцией.

Предварительный нагрев воздуха, подаваемого в топку для горения, позволяет повысить теоретическую температуру сгорания топлива. Обычно увеличение температуры нагрева воздуха на 100°C повышает температуру

горения примерно на 35—40°C. При снижении температуры уходящих газов на каждые 12—15°C за счет установки хвостовых поверхностей нагрева повышается КПД парогенератора примерно на 0,5%. При низких общих температурах металла стенок труб хвостовых поверхностей нагрева имеется вероятность их коррозионного разрушения вследствие конденсации влаги из дымовых газов и соединения ее с SO₃. Точка росы, °C, определяется по формуле

$$t_p^{H_2SO_4} = 125 \sqrt[3]{S_{np}^r} 1,05^{a_{yn} A_{np}^r} + t_k, \quad (3.24)$$

где S_{np}^r — приведенное содержание серы в рабочей массе топлива, кг · %/(1000 кДж); a_{yn} — доля золы топлива, выносимая газами из топки, равная для слоевых топок 0,2—0,3, для камерных — 0,85; A_{np}^r — приведенное содержание золы в рабочей массе топлива, кг · %/(1000 кДж); t_k — температура конденсации водяных паров.

Кроме того, экономайзер и воздухоподогреватель больше, чем другие поверхности котла, подвержены золовому износу и загрязнению труб летучей золой. Характерным для хвостовых поверхностей нагрева является также низкий температурный напор, особенно на входе в экономайзер и на выходе из холодной части воздухоподогревателя. Поэтому основными задачами при разработке конструкции хвостовых поверхностей нагрева являются: интенсификация теплообмена и создание компактных малогабаритных элементов с умеренной затратой металла, которые бы подвергались минимальным золовому износу, загрязнению и коррозии.

Экономайзеры бывают чугунные, стальные гладкотрубные и стальные из оребренных труб. В чугунных экономайзерах (рис. 3.4) поверхность нагрева образована чаще всего из оребренных чугунных труб, соединенных в змеевике путем гладкотрубных U-образных калачей для перепуска воды. Обычно калачи выносятся из зоны непосредственного обогрева продуктами сгорания за обмуровку. Это облегчает ремонт экономайзера и повышает надежность его

работы, позволяя устранять в случае необходимости протечки в уплотнениях без разборки тепловой изоляции котла. Для улучшения теплопередачи в экономайзерах применяют противоток воды и газов.

Стремление увеличить площадь поверхности нагрева чугунного экономайзера при той же массе или сократить массу при той же площади поверхности по сравнению с гладкотрубным привело к разработке ребристых экономайзеров, состоящих из чугунных труб с круглыми или прямоугольными ребрами. Такие экономайзеры более компактные и прочные (они могут работать при давлении до 2,3 МПа). Однако вследствие ребристой поверхности они более чувствительны к внешнему загрязнению. Ребристые экономайзеры очищают обдувкой паром или воздухом. Обдувку следует производить регулярно, так как загрязнение между ребрами затвердевшей золой часто не может быть устранено без повреждения самого экономайзера (поломки ребра).

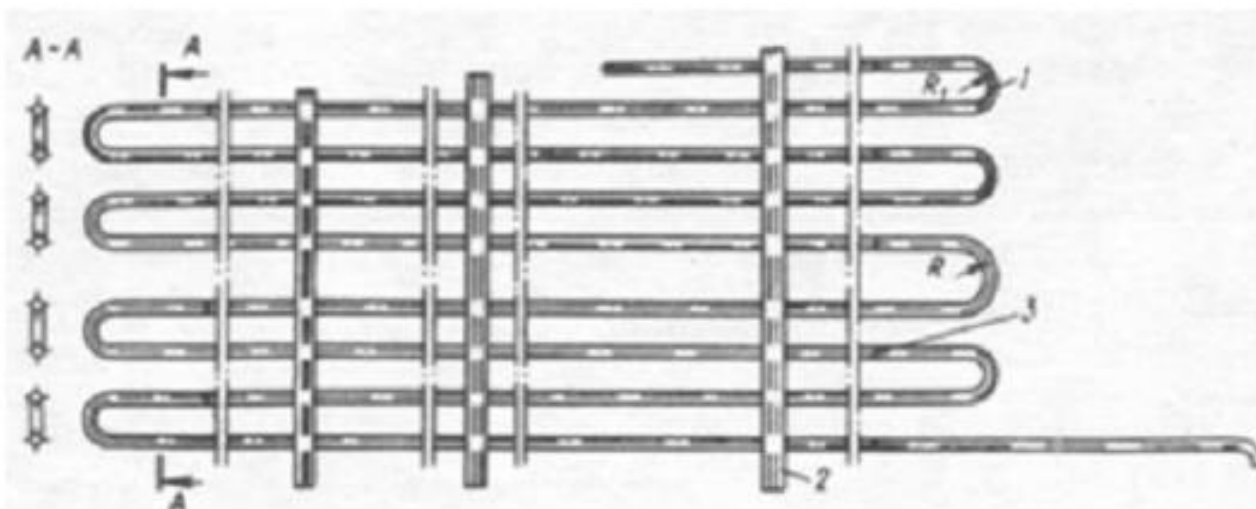


Рис. 3.5. Змеевик экономайзера

1 — змеевик; 2 — стойка крепления; 3 — место сварки

В стальных гладкотрубных экономайзерах поверхность нагрева выполнена из гладких стальных труб, согнутых в виде змеевика (рис. 3.5). В большинстве случаев применяют плоские змеевики с простым гибом, у которых гнутые и прямые участки труб находятся в одной плоскости. При этом места сварки стремятся приблизить к обмуровке газохода, чтобы облегчить ремонт сварных

соединений. Поверхность нагрева экономайзера выполняют из параллельно включенных трубчатых змеевиков с небольшим внутренним диаметром, которые, как правило, располагаются в шахматном порядке. Входные и выходные концы змеевиков объединяются соответственно входными (распределяющими) и выходными (собирающими) коллекторами, расположенными на стенках конвективного газохода. Нагретая вода из коллекторов обычно отводится трубами большого диаметра, равномерно распределенными по длине коллектора.

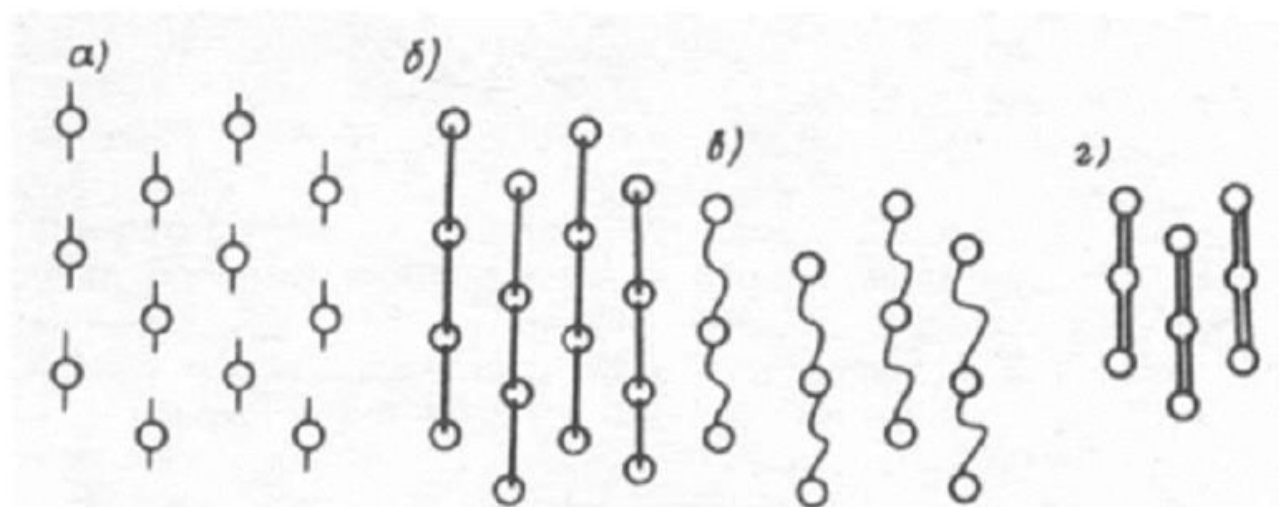


Рис. 7.6. Оребренные конвективные поверхности

а — плавниковые; б — мембранные; в — волнообразные мембранные; г — с фальштрубами;

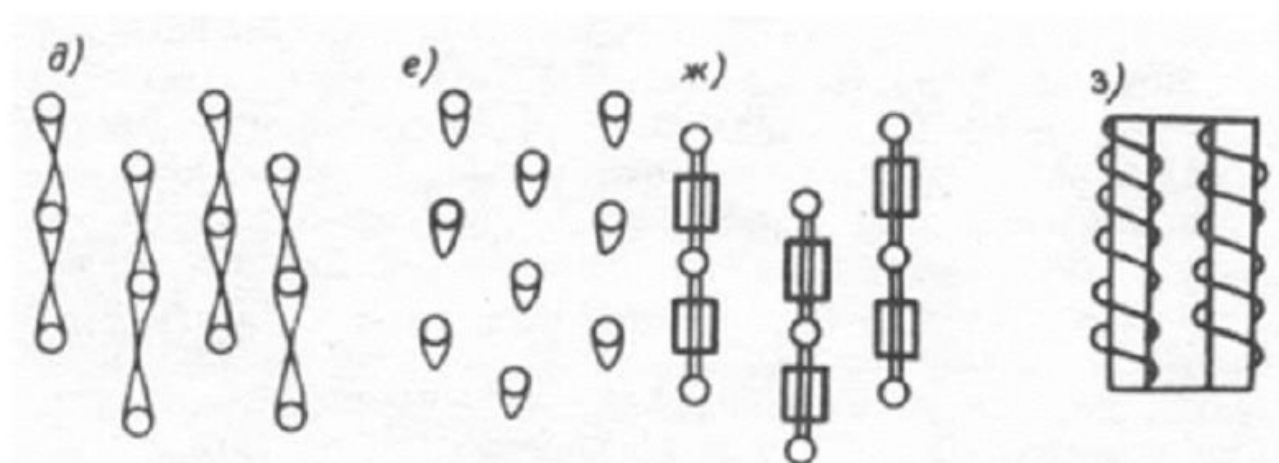


Рис. 7.6. Оребренные конвективные поверхности

д — линзовые; е — с обтекателями; ж — лепестковые; з — винтовые

Трубы экономайзера укреплены на стойках, установленных на опорных балках. Трубы к коллектору присоединяют сваркой непосредственно или через промежуточные штуцера, которые также приварены к коллектору. Схему расположения змеевиков выбирают из условия обеспечения требуемой скорости движения воды.

В связи с необходимостью повышения эффективности экономайзерных поверхностей нагрева (снижение габаритов, массы металла на единицу воспринятой теплоты, затрат энергии на собственные нужды) вместо гладкотрубных в последние годы стали применять стальные экономайзеры из оребренных труб (рис. 3.6).

По уровню нагрева воды экономайзеры бывают кипящего и некипящего типа. В экономайзерах некипящего типа воды не догревается до кипения; если же наряду с подогревом воды образуется пар, экономайзер называется кипящим. Обычно в экономайзере испаряется не более 20—25% всей воды. Во избежание образования паровых пробок в экономайзерах некипящего типа нельзя допускать закипания воды, а в экономайзерах кипящего типа не должно быть участков с движением воды вниз. По высоте экономайзер делится на отдельные пакеты, между которыми имеются проемы. Такое разделение экономайзера на несколько частей облегчает его очистку от золы и проведение ремонтных работ. Кроме того, в проемах между пакетами происходит выравнивание газового потока, и разделенный на пакеты экономайзер более полно омывается дымовыми газами.

Скорость входа воды в змеевики экономайзера должна быть не менее 0,5 м/с при полной нагрузке котла. Если скорость воды очень мала, то вода распределяется по змеевикам неравномерно, вследствие чего в отдельных трубах могут возникнуть паровые пробки.

Чаще всего в экономайзере подогревается питательная вода, которая затем направляется в барабан котла. В этом случае экономайзер называется питательным. В отдельных случаях в экономайзерах нагревается вода,

используемая затем на теплофикацию: в этом случае экономайзеры называются теплофикационными. Обычно в современных котельных применяют индивидуальные экономайзеры, т.е. каждый котел оборудован собственным питательным экономайзером. В старых котельных с низким КПД вследствие высоких температур уходящих газов устанавливают иногда групповые (на несколько котлов один) теплофикационные экономайзеры, что способствует повышению КПД котельной, но имеет и целый ряд недостатков: это прежде всего постоянное изменение уровня нагрева воды при остановке отдельных котлов или при резком колебании нагрузок, низкая температура стенок металла поверхностей нагрева, что вызывает усиленное загрязнение и низкотемпературную коррозию.

Все экономайзеры независимо от их назначения должны быть оборудованы контрольно-измерительными приборами, арматурой и предохранительными устройствами (рис. 3.7). На входе воды в экономайзер и на выходе из него устанавливают задвижки, предохранительные клапаны, срабатывающие при повышении давления выше допустимого, манометры для контроля за давлением в экономайзере, термометры для контроля за температурой. В самой верхней точке экономайзера установлены вантуз для удаления воздуха в период заполнения экономайзера водой перед пуском котла и дренажная труба для удаления воды из экономайзера после остановки котла. Температура нагрева воды в экономайзере определяется величиной рабочего давления (чем выше давление, тем выше нагрев) и видом экономайзера (кипящий или некипящий). В котлах типа ДЕ, КЕ температура воды перед экономайзером обычно $t = 100^{\circ}\text{C}$; в котлах высокого давления она может превышать 200°C .

Воздухоподогреватели по принципу работы делятся на рекуперативные и регенеративные. В рекуперативных передача теплоты от потока продуктов сгорания к нагреваемому воздуху происходит непрерывно через разделяющие эти потоки металлические стенки поверхностей нагрева (труб или пластин). В

регенеративных воздухоподогревателей имеющаяся металлическая набивка (пластины, шары и т.п.) попеременно то нагревается в потоке дымовых газов, то охлаждается в воздушном потоке, отдавая ему полученную аккумулированную теплоту. Рекуперативные воздухоподогреватели (рис. 7.8) подразделяются на обычные, обращенные, змеевиковые, экранные, спиральные; по виду применяемого материала — на чугунные, стальные и неметаллические, по конструктивному оформлению — на пластинчатые и трубчатые. В последние годы стальные пластинчатые и чугунные воздухоподогреватели в котлостроении практически не применяются.

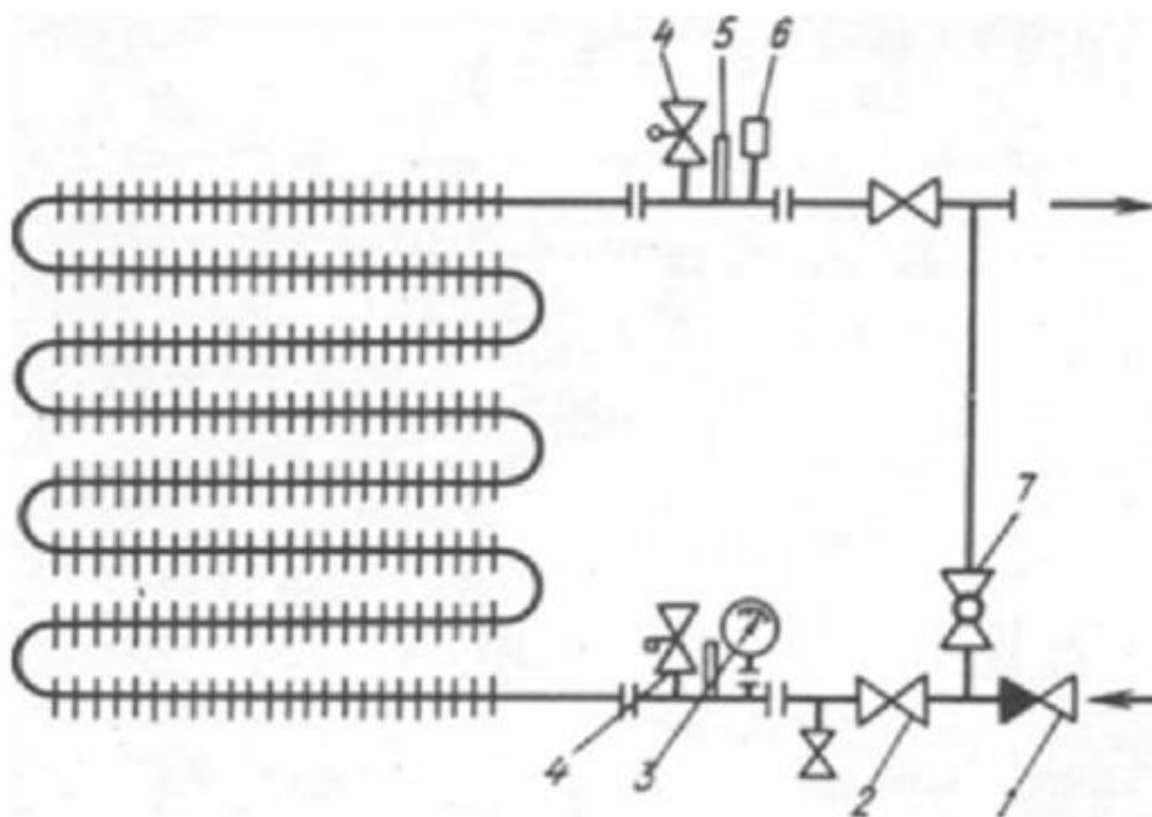


Рис. 3.7. Схема расположения КИП на экономайзере

1 — обратный клапан; 2, 7 — вентили; 3 — манометр; 4 — предохранительные клапаны; 5 — термометр; 6 — вентиль

По уровню нагрева воздуха все воздухоподогреватели делят на низкотемпературные (150—200 °С); среднетемпературные (200—350°С), высокотемпературные (350-450°С) и радиационные (450—700°С).

Трубчатые воздухоподогреватели наиболее широко применяются в котлах малой и средней мощности. Для их изготовления обычно применяют стальные трубы из Ст20 диаметром 51х1,5; 40х1,5 или 25х1,5 мм. При меньшем диаметре труб воздухоподогреватель имеет меньшие наружные размеры. Тонкостенные трубы вальцевать нельзя, поэтому их приваривают к трубным доскам. Трубчатый воздухоподогреватель состоит из пучка параллельных труб, расположенных в шахматном или коридорном порядке и присоединенных к трубным доскам. Трубы вместе с верхней и нижней трубными досками составляют секцию, или "куб". Площадь поверхности нагрева зависит от числа труб в кубе и их длины. Воздухоподогреватель может состоять из одного или нескольких кубов. Снаружи воздухоподогреватель имеет плотные стенки и воздухоперепускные короба. В вертикальном воздухоподогревателе газ движется внутри труб, а воздух — в межтрубном пространстве; в горизонтальном воздухоподогревателе — наоборот. Для создания поперечного обтекания труб воздухом в вертикальном воздухоподогревателе устанавливают промежуточные трубные доски.

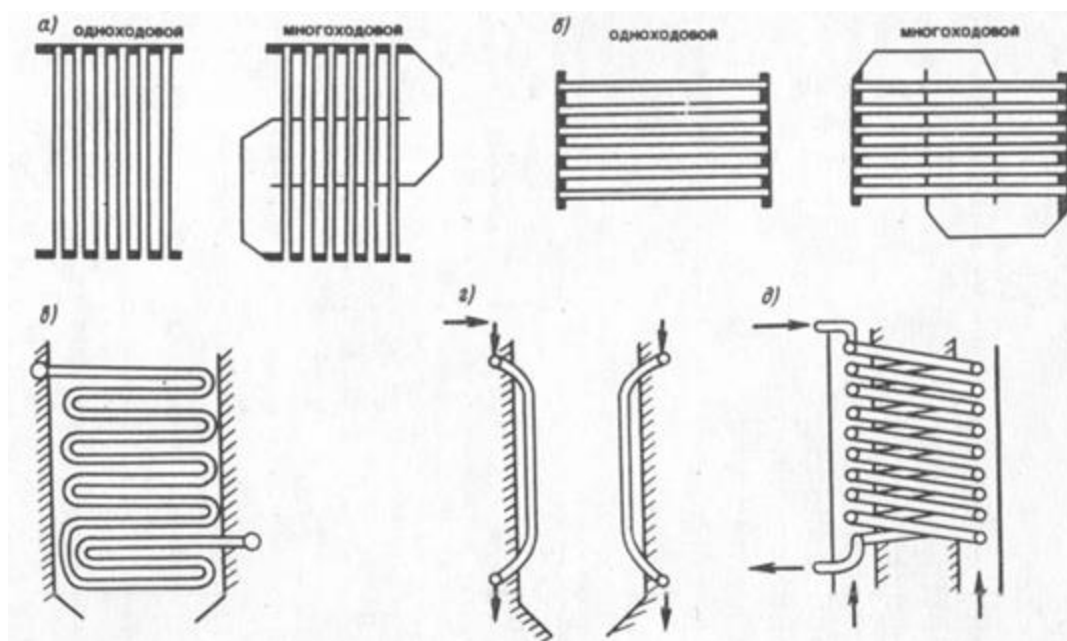


Рис. 3.8. Классификация конструкций воздухоподогревателя

а – обыкновенные трубчатые; б – обращенные трубчатые; в – змеевиковый; г – экранный; д – спиральный.

Трубы вставляют в отверстия трубных досок, а концы их приваривают. Промежуточные доски прикрепляют к отдельным трубам на хомутах. Такое крепление промежуточных досок не обеспечивает достаточной плотности, поэтому наблюдается частичный переток воздуха из одного хода в другой, в связи с чем снижается коэффициент использования, который составляет: в воздухоподогревателе без промежуточных досок 0,75—0,8, при одной промежуточной доске 0,7—0,75, при двух — 0,65—0,7. Толщину трубных досок рассчитывают из условия прочности. Доска тем толще, чем меньше промежуток между трубами; обычно его величина около 9 мм. В среднем толщина верхней и нижней досок 15—25 мм, а промежуточных — 5—10 мм. В собранном виде воздухонагреватель представляет собой жесткую конструкцию.

В зависимости от количества нагреваемого воздуха, требуемой температуры и площади поверхности трубчатые воздухоподогреватели имеют различную компоновку. Нагрев воздуха до 200—250°С можно достичь в одноходовом воздухоподогревателе, до 350—400°С — в двухходовом или в двухъярусном (двухступенчатом) многоходовом, выполняемом обычно в рассечку с водяным экономайзером. При нагревании трубы воздухоподогревателя удлиняются в большей мере, чем коробка, а тем более колонны каркаса, поэтому крепления трубных досок к каркасу котла и коробам должны быть подвижными, чтобы компенсировать разницу в удлинении.

Трубчатый воздухоподогреватель состоит из отдельных секций, которые иногда называют кубами, которые представляют собой законченную конструкцию со своими трубными досками, размеры которых являются кратными ширине газохода. Деление воздухоподогревателя на секции обеспечивает возможность их транспортировки и упрощает монтаж. При сборке секции воздухоподогревателя устанавливают рядом, чтобы заполнить сечение газохода. Во избежание перетока воздуха в газы через зазоры между

трубными досками соседних секций ставят уплотнительные полосы (компенсаторы).

В зависимости от скорости движения воздуха и площади поверхности нагрева воздухоподогреватели выполняют одно- и многоходовыми. При увеличении числа ходов скорость воздуха увеличивается. Применение труб малого диаметра привело к созданию конструкции так называемого малогабаритного воздухоподогревателя. Для сохранения прежней скорости газов с уменьшением диаметра труб необходимо увеличить их число n , которое определяется отношением площади живого сечения для прохода газа к площади сечения трубы: $n = 4f / (\pi d_{вн}^2)$, где f — площадь живого сечения всех труб воздухоподогревателя, определяемая из условия обеспечения заданной скорости газов, м^2 ; $d_{вн}$ — внутренний диаметр трубы, м .

При уменьшении диаметра труб коэффициент теплопередачи увеличивается пропорционально изменению диаметра в степени 0,2, поэтому при снижении диаметра площадь поверхности нагрева несколько уменьшается. В последние годы иногда применяют так называемые обращенные воздухоподогреватели, в которых в отличие от обычных продукты сгорания проходят в межтрубном пространстве, а нагреваемый воздух — внутри труб (рис. 3.8, б). Преимущество обращенных трубчатых воздухоподогревателей состоит в том, что трубные доски вынесены из зоны обогрева и работают при более низких температурах. Недостатком их является более высокая по сравнению с традиционными воздухоподогревателями загрязненность золой.

В ряде случаев при необходимости нагрева воздуха до более высоких температур (400°C и выше) применяют различные нетрадиционные конструкции воздухоподогревателей: змеевиковые воздухоподогреватели из плоских и спиральных змеевиков (рис. 3.8, вид), отличающиеся высокой компактностью при относительно большой длине труб и обеспечивающие компенсацию температурных удлинений, и радиационные панельные

воздухоподогреватели, располагаемые в топке или другой зоне высоких температур.

В последние годы в котлах большой производительности широко применяются регенеративные воздухоподогреватели. Регенеративный вращающийся воздухоподогреватель (РВП) состоит из цилиндрического ротора, медленно вращающегося вокруг вертикальной оси, и из патрубков, через которые к ротору подводятся и отводятся от него дымовые газы и воздух. Находящиеся в роторе вертикальные стальные пластины попеременно то нагреваются проходящим потоком продуктов сгорания, то, попадая в воздушный поток, отдают воздуху полученную от газов теплоту и охлаждаются.

Ротор регенеративного вращающегося воздухоподогревателя состоит из большого числа клиновидных секций.

Каждая секция представляет собой ряд вертикальных пластин, скрепленных рамкой. Пластины имеют различную форму, обеспечивающую наличие между ними щелей для прохождения продуктов сгорания и воздуха. Ротор регенеративного воздухоподогревателя имеет частоту вращения 2 — 5 мин⁻¹, поэтому набивка находится попеременно то в газовом, то в воздушном потоке; движение газа и воздуха противоточное. Вращающийся ротор закрыт плотным неподвижным кожухом, к верхней и нижней частям которого присоединены воздушный и газовый короба. Сечение для прохода воздуха обычно меньше, чем для прохода газов, и составляет 30—40% общего сечения ротора. Газовая и воздушная стороны разделены элементом уплотнения, препятствующим перетоку воздуха в газовый тракт.

Поверхность нагрева состоит из специальных пакетов, расположенных по высоте в два-три ряда. Каждый пакет установлен в соответствующие ячейки ротора. Такое устройство воздухоподогревателя позволяет легко заменять изношенные элементы. В качестве набивки применяют волнистые листы толщиной 0,5—1,25 мм. Более толстые листы обычно используют только для

наиболее холодной части подогревателя, где наблюдается большая опасность газовой коррозии. Конфигурация листов должна обеспечить определенный зазор между ними для прохода газа и воздуха и хороший коэффициент теплопередачи. В этих подогревателях допускается большой износ листов, так как возникающие сквозные отверстия в набивке не являются очагом перетока воздуха.

Широкое применение РВП обусловлено рядом их преимуществ по сравнению с трубчатыми: меньшими затратами металла; возможностью использования неметаллической антикоррозийной поверхности нагрева без ухудшения теплообмена; меньшими габаритами по высоте; простотой организации обдувки и промывки поверхности нагрева от золовых отложений. Недостатки РВП: наличие вращающихся элементов; наличие системы водяного охлаждения ротора и подшипников; сложность обеспечения уплотнений и повышенные перетоки воздуха в газовый поток (10—20%). В качестве поверхности нагрева (набивки) используют керамические блоки, эмалированные листы стали, стеклянные и керамические шарики и т.п. Однако вследствие ряда эксплуатационных недостатков эти набивки пока еще не получили широкого распространения.

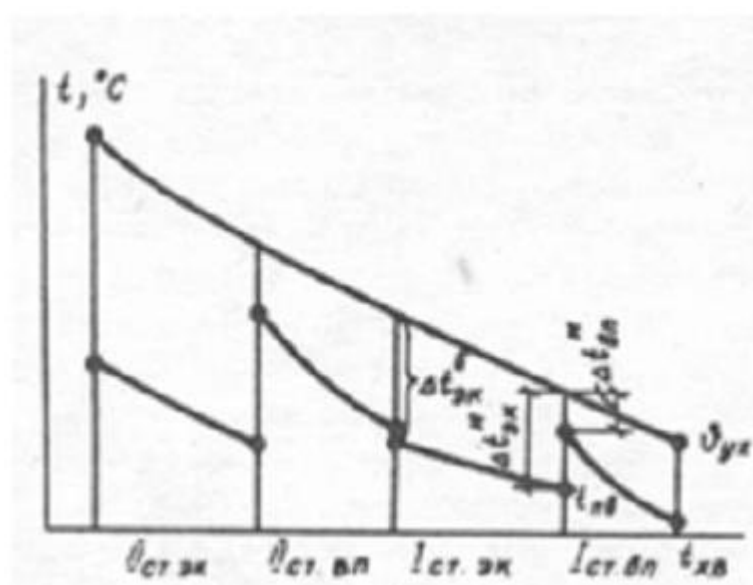


Рис. 3.9. Изменение температуры продуктов сгорания и рабочего тела (вода, воздух) вдоль низкотемпературных поверхностей

Обычно применяют две основные схемы взаимного расположения экономайзера и воздухоподогревателя: 1) последовательное размещение, когда первым по ходу продуктов сгорания находится экономайзер, а за ним — воздухоподогреватель; 2) двухступенчатое размещение, при котором продукты сгорания сначала проходят через верхнюю часть воздухоподогревателя и экономайзера, а затем через нижние части воздухоподогревателя. Двухступенчатое размещение хвостовых поверхностей нагрева несколько усложняет конструкцию котла, появляются длинные пере-пускные короба для воздуха. При двухступенчатой схеме воздухоподогреватель и экономайзер разбиваются на две ступени. Последней по ходу газов поверхностью нагрева по-прежнему остается воздухоподогреватель.

По мере нагревания воздуха его температура приближается к температуре газов; для воды наблюдается обратная картина. Как видно из рис. 3.6, минимальная разность температуры между греющим и нагреваемым телом наблюдается на "горячем" конце воздухоподогревателя Δt_m^{gn} и "холодном" конце экономайзера Δt_m^{ek} . Такой ход температурных кривых непосредственно следует из уравнений теплового баланса. В частности, для первой ступени воздухоподогревателя уравнение теплового баланса имеет вид

$$(t_{z.g} - t_{x.g})\omega_g = (v_z - v_{yx})\omega_z. \quad (3.25)$$

где $t_{z.g}, t_{x.g}$ — температура воздуха на входе и выходе из воздухоподогревателя, °С; v_z, v_{yx} — температура продуктов сгорания на входе и выходе из первой ступени воздухоподогревателя, °С; ω_g, ω_z — водяные эквиваленты объемов воздуха и газов, отнесенные к 1 кг топлива, кДж/ (кг·°С).

Значения водяных эквивалентов воздуха и газов:

для воздуха

$$\omega_g = (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{nл.у})V_g^o c_g; \quad (3.26)$$

для газа

$$\omega_z = V_{RO_2} c_{RO_2} + V_{N_2} c_{N_2} + (\alpha_{yx} - 1)V_g^o c_g + V_{H_2O} c_{H_2O}. \quad (3.27)$$

Объем газов больше объема воздуха за счет присутствия в нем водяных паров, полученных из влаги топлива и при сгорании водорода, и присоса воздуха в топку и газоходы котла. Наряду с этим теплоемкость газов больше, чем воздуха. Поэтому, как видно из уравнений (3.26) и (3.27), водяной эквивалент у газов всегда больше, чем у воздуха. Из уравнения (3.25) следует, что при $\omega_g < \omega_z$ приращение температуры воздуха больше, чем соответствующее снижение температуры газов. Водяной эквивалент у воды, отнесенный к 1 кг топлива, $\omega_{вод} = (D/B)c_p$, больше водяного эквивалента у газов, поэтому температурные кривые в области экономайзера расходятся (см. рис. 3.9).

Если в уравнении (3.25) температуру газов перед первой ступенью воздухоподогревателя и температуру горячего воздуха выразить через Δt_m^{6n} и $\Delta t_m^{ЭК}$, то получим

$$v_z = t_{ng} + \Delta t_m^{ЭК}; \quad (3.28)$$

$$t_{z,6} = v_z - \Delta t_m^{6n}.$$

Далее на основании уравнений (3.25) и (3.28) имеем

$$v_{yx} = (t_{ng} + \Delta t_m^{ЭК})[1 - (\omega_g / \omega_z)] + (t_{x6} + \Delta t_m^{6n})\omega_g / \omega_z. \quad (3.29)$$

Как видно из уравнения (3.29), температуру уходящих газов можно снизить путем уменьшения величин $t_{ng}, t_{x6}, \Delta t_m^{ЭК}$ и Δt_m^{6n} и сближения водяных эквивалентов воздуха и газов. Ниже дана оценка влияния отдельных факторов на температуру уходящих газов.

Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель всегда бывает заданной; обычно она равна температуре воздуха в котельной, откуда он поступает в вентилятор. Для предотвращения коррозионных процессов воздух предварительно подогревается паром. Температуру подогрева выбирают исходя из условий надежности. Сблизить значения водяных эквивалентов газа и воздуха при постоянной влажности топлива можно лишь за счет снижения присосов воздуха в котле, для чего принимают необходимые меры при их конструировании и эксплуатации. Однако в котлах с разрежением в топке и газоходах не удастся полностью устранить присосы. Только в котлах с наддувом присосы можно практически свести к нулю. Таким образом, температура холодного воздуха и величина присосов (при достаточной плотности газоходов) всегда находятся на минимальном уровне, и дальнейшее их снижение с целью уменьшения температуры уходящих газов практически невозможно.

Другие величины, входящие в уравнение (3.29) — температура уходящих газов и питательной воды, перепады температур на выходе из воздухоподогревателя и входе в экономайзер — выбирают на основании технико-экономических расчетов.

Двухступенчатая компоновка хвостовых поверхностей нагрева появилась в связи с невозможностью получить высокий подогрев воздуха в одной ступени воздухоподогревателя. Это объясняется сближением температурных кривых газа и воздуха по мере его нагревания. Максимальный подогрев воздуха в одноступенчатом воздухоподогревателе может быть получен из уравнений (3.25) и (3.28):

$$t_{2.6} = (v_{yx} - \Delta t_m^{6n})(1 - \omega_g / \omega_2)^{-1} = t_{x.6} \times [(\omega_g / \omega_2) / (1 - \frac{\omega_g}{\omega_2})]. \quad (3.30)$$

Как видно из уравнения (3.30), максимально возможный подогрев воздуха является линейной функцией температур уходящих газов, холодного воздуха и температурного напора на горячем конце воздухоподогревателя. При проек-

тировании низкотемпературных поверхностей нагрева решается задача распределения тепловосприятия по ступеням экономайзера и воздухоподогревателя. Эти расчеты выполняются по специально разработанной программе на ЭВМ.

Температура воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя определяет соотношение температурных перепадов на горячем конце воздухоподогревателя и в начальной части экономайзера, а следовательно, и стоимость указанных поверхностей нагрева. Например, чем больше подогрет воздух в первой ступени, тем выше будет температура газа перед ней, а следовательно, тем меньше будет температурный напор в воздухоподогревателе и больше — в экономайзере. В этом случае стоимость воздухоподогревателя увеличивается, а экономайзера — снижается. Необходимо найти такое отношение температурных перепадов, которое отвечает минимальной стоимости этих поверхностей нагрева.

Экономайзеры в отличие от воздухоподогревателей изготавливают из труб с большей толщиной стенки и высококачественного металла. Стоимость материала, изготовления и монтажа, отнесенная к единице площади поверхности нагрева ($P_{эк}$, руб/м²), у экономайзера выше, чем у воздухоподогревателя ($P_{вп}$, руб/м²). Наивыгоднейшее соотношение температурных напоров экономайзеров и воздухоподогревателя отвечает одинаковой стоимости приращения площади поверхности нагрева, отнесенной к одной и той же величине тепловосприятия (C , руб/(кДж·ч). Следовательно, это условие отвечает равенству $C_{эк} = C_{вп}$, или

$$\frac{P_{эк} H_{эк}}{\Delta Q} = \frac{P_{эк}}{K_{эк} \Delta t_{м}^{эк}} = \frac{P_{вп}}{K_{вп} \Delta t_{м}^{вп}}, \quad (3.31)$$

где $H_{\text{эк}}$ — площадь поверхности нагрева экономайзера, м^2 ; ΔQ — приращение тепловосприятия экономайзера, кДж/ч ; $K_{\text{эк}}$, $K_{\text{вп}}$ — коэффициенты теплопередачи экономайзера и воздухоподогревателя.

После преобразования получим

$$\frac{\Delta t_{\text{м}}^{\text{эк}}}{\Delta t_{\text{м}}^{\text{вп}}} = \frac{P_{\text{эк}} K_{\text{вп}}}{P_{\text{вп}} K_{\text{эк}}}. \quad (3.32)$$

Оптимальная температура горячего воздуха за первой ступенью воздухоподогревателя может быть получена из уравнений (3.25) и (3.28)

$$\Delta t_{\text{з.в}} = t_{\text{нв}} + \Delta t_{\text{м}}^{\text{эк}} - \Delta t_{\text{м}}^{\text{вп}}.$$

Подставив в это уравнение значения минимальных температурных перепадов, получим

$$t_{\text{з.в}} = t_{\text{нв}} + (10 \div 15).$$

Этой рекомендацией часто пользуются при разбивке теплоперепада между ступенями воздухоподогревателя.

§ 3.4. РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Конвективными поверхностями нагрева являются фестон, конвективный пучок, пароперегреватель, экономайзер и воздухоподогреватель. Хотя каждая из этих поверхностей имеет свои особенности, все они получают теплоту в основном конвекцией, поэтому метод их теплового расчета практически одинаков.

Для расчета конвективных поверхностей нагрева используются два уравнения: уравнение теплообмена

$$Q = \frac{kH \Delta t_{\text{ног}}}{B_p}, \quad (3.33)$$

где Q — теплота, воспринятая рассчитываемой поверхностью конвекцией и излучением, кДж/кг; B_p — расчетный расход топлива, кг/ч; k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); H — расчетная площадь поверхности, м²; Δt_{noz} — температурный напор, °С;

уравнение теплового баланса, в котором приравниваются теплота, отданная продуктами сгорания, и теплота, воспринятая паром (в пароперегревателе), водой (в экономайзере), воздухом (в воздухоподогревателе).

Теплота, отданная продуктами сгорания,

$$Q = \varphi(J' - J'' + \Delta\alpha J_{nrc}^o), \quad (3.34)$$

где φ — коэффициент сохранения теплоты; J', J'' — энтальпия газов на входе в поверхность нагрева и выходе из нее, кДж/кг; $\Delta\alpha J_{nrc}^o$ — теплота, вносимая присасываемым воздухом, кДж/кг, определяется по J - v -таблице (диаграмме).

Для всех поверхностей, кроме воздухоподогревателя, J_{nrc} находят по температуре холодного воздуха; для воздухоподогревателя — по средней температуре воздуха.

Теплота, воспринятая обогреваемой средой вследствие охлаждения газов, определяется по формулам:

для воздухоподогревателя

$$Q = (\beta_{en}'' + \frac{\Delta\alpha_{en}}{2} + \beta_{rc})(J_{en}^{o'} - J_{en}^{o''}). \quad (3.35)$$

где β_{en}'' — отношение количества воздуха за воздухоподогревателем к теоретически необходимому; β_{rc} — доля рециркулирующего воздуха в воздухоподогревателе; $\Delta\alpha_{en}$ — присос воздуха в воздухоподогревателе; $J_{en}^{o'}, J_{en}^{o''}$ — энтальпия теоретически необходимого количества воздуха при температуре на выходе из воздухоподогревателя и на входе в него, кДж/кг; определяется по J - v -таблице (диаграмме);

для экономайзера

$$Q = \frac{D}{B_p} (h'' - h); \quad (3.356)$$

для пароперегревателя с учетом теплоты, полученной излучением из топки $Q_{л.п}$

$$Q = \frac{D}{B_p} (h'' - h') - Q_{л.п}. \quad (3.35в)$$

где D — расход воды (пара) через рассчитываемую поверхность, кг/с; h'' и h' — энтальпия воды (пара) на выходе из поверхности нагрева и на входе в нее, кДж/кг; перепад энтальпии в перегревателе следует принимать с учетом тепловосприятия пароохладителя; B_p — расчетный расход топлива, кг/с.

Отдельные составляющие в формуле (3.33) определяют следующим образом.

Коэффициент теплопередачи. Общее выражение для коэффициента теплопередачи в поверхностях нагрева котла

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.36)$$

где α_1 и α_2 — коэффициент теплоотдачи от греющей среды (газов) к стенке и от стенки к обогреваемой среде (воде, пароводяной смеси, пару, воздуху), Вт/(м²·К); δ_3, λ_3 — толщина, м, теплопроводность, Вт/(м·К), загрязняющего слоя (зола, сажи) на наружной поверхности трубы; $\delta_3 / \lambda_3 = \varepsilon$ — тепловое сопротивление загрязняющего слоя, называемое коэффициентом загрязнения, (м²·°С)/Вт.

Тепловое сопротивление металлической стенки трубы и слоя накипи на внутренней поверхности труб при расчете поверхностей нагрева котла по формуле не учитывается.

В экономайзерах, испарительных и перегревательных поверхностях величина $1/\alpha_2$ незначительна и в расчете может не учитываться. В этом случае формула (3.25) будет иметь вид

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \alpha_1}. \quad (3.36a)$$

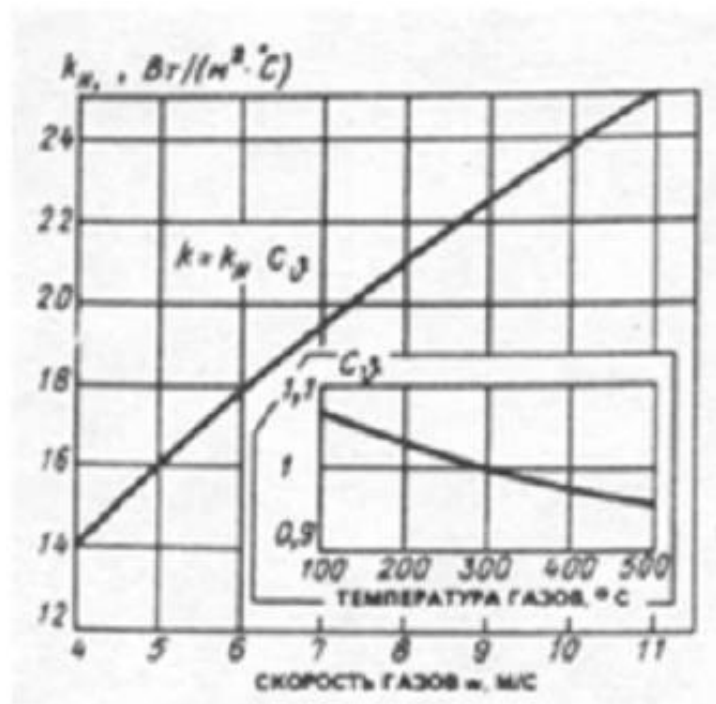


Рис. 3.10. График для определения коэффициента теплопередачи чугунного ребристого экономайзера ВТИ

Для воздухоподогревателей в формулу (3.25) вводится коэффициент использования поверхности нагрева ξ , учитывающий совместное влияние загрязнения труб, неполноты омывания поверхности нагрева продуктами сгорания и воздухом и притоков воздуха в трубных решетках

$$k = \xi \frac{a_1 a_2}{a_1 + a_2}. \quad (3.36б)$$

Для одноходовых воздухоподогревателей котлов, работающих на твердом и жидком топливе, $\xi = 0,80$, а на природном газе — $\xi = 0,85$; для двухходовых — коэффициент снижается на 0,1, а для трехходовых и более — на 0,15.

При расчете теплообмена в чугунных ребристых экономайзерах ВТИ по скорости и температуре газов коэффициент теплопередачи определяется непосредственно по номограмме. Кривая построена с учетом эффекта систематической обдувки. Без обдувки k уменьшается на 20%. При сжигании

мазута коэффициент теплопередачи чугунных ребристых экономайзеров снижается на 25%.

Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К), от газов к стенке для конвективных поверхностей

$$\alpha_1 = \xi(\alpha_k + \alpha_l), \quad (3.37)$$

где α_k и α_l — коэффициенты теплоотдачи конвекцией и излучением; Вт/(м²·К) (рис. 3.11); ξ — коэффициент использования поверхности нагрева воздухоподогревателя, учитывающий уменьшение тепловосприятия поверхности нагрева вследствие неравномерного омывания ее газами, частичного перетекания газов мимо нее и образования застойных зон. Для поперечно омываемых пучков труб современных котлов $\xi = 1$, для смешанно омываемых пучков (например, пароперегреватель и газоходы котлов ДЕ и КЕ) $\xi = 0,95$.

Коэффициент теплоотдачи излучением для гладкотрубных пучков при сжигании жидкого и газообразного топлива рассчитывается по формуле

$$\alpha_l = \alpha_n \alpha_{c_2},$$

а при сжигании твердого топлива

$$\alpha_l = \alpha_n a,$$

где α_n — коэффициент теплоотдачи излучением (рис. 3.12); c_2 — коэффициент, зависящий от средней температуры продуктов сгорания и температуры стенки; a — степень черноты; $a = 1 - e^{kps}$.

Чтобы определить степень черноты, нужно вычислить суммарную оптическую толщину излучающего слоя

$$kps = (k_z r_n + k_{эл} \mu_{эл}) ps, \quad (3.38)$$

где k_z и $k_{эл}$ — коэффициенты ослабления излучения трехатомными газами и золовыми частицами:

$$k_z r_n = \left(\frac{7,8 + 16 r_{H_2O}}{3,16 \sqrt{p_n s}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T_T''}{1000} \right) r_n;$$

$$k_{эл} = \frac{55900 \rho_z}{\sqrt[3]{T_T^{n^2} d_{эл}^2}},$$

P_n — суммарное парциальное давление трехатомных газов, МПа:

$$P_n = p r_n = p (r_{H_2O} + r_{RO_2});$$

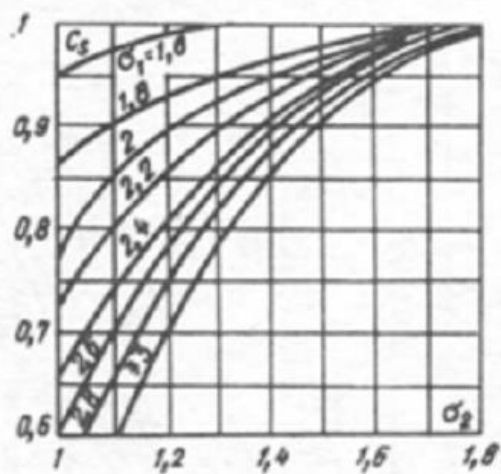
z_n — суммарная объемная доля $RO_2 + H_2O$; $\mu_{эл}$ — безразмерная (относительная) концентрация золы в продуктах сгорания

$$\mu_{эл} = \frac{A^r a_{yn}}{100 \left(1 - \frac{A^r}{100} + 1,306 \alpha V^o \right)}, \quad (3.39)$$

P — давление в газоходе, равное 0,1 МПа; s — эффективная толщина излучающего слоя, м; для гладкотрубных пучков

$$S = 0,9 d \left(\frac{4}{\pi} \frac{S_1 S_2}{d^2} - 1 \right),$$

d — диаметр трубы, м; S_1, S_2 — поперечный и продольный шаг труб, м; $d_{эл}$ — средний диаметр золовых частиц, равный при слоевом сжигании всех топлив — 20 мкм; в камерных топках с шаровыми барабанными мельницами - 13 мкм; со среднеходными и молотковыми мельницами — 16 мкм; при сжигании торфа — 24 мкм.



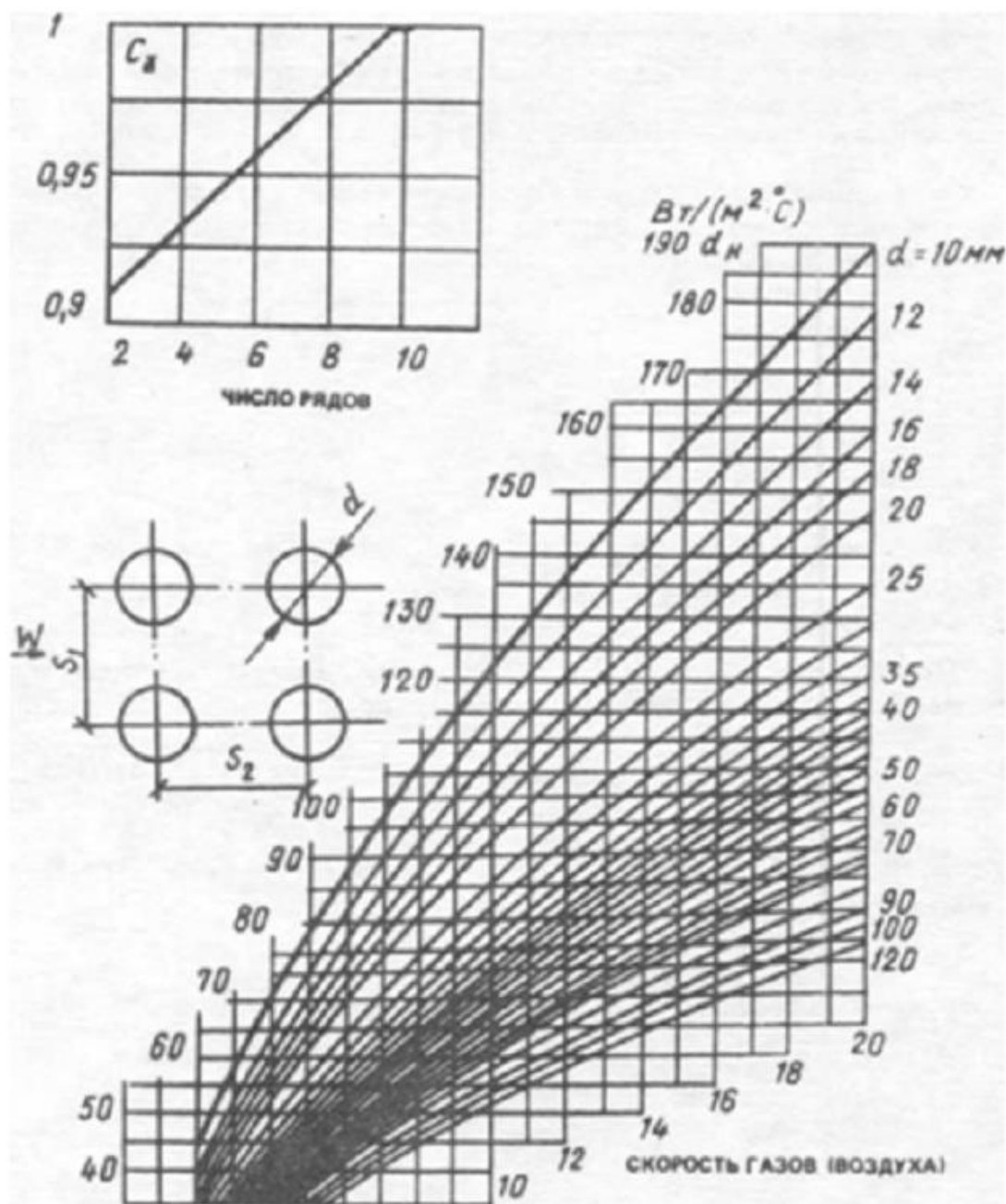


Рис. 3.11. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи для коридорных пучков труб

Температура загрязненной стенки трубы $T_{з.ст}$ для паровых котельных агрегатов принимается равной $T_{НАС} + 60^\circ\text{C}$ (при сжигании твердых и жидких топлив) и $T_{НАС} + 25^\circ\text{C}$ при сжигании газа. Для водогрейных котлов вместо $T_{НАС}$ необходимо принять среднюю температуру воды $T_{СР} = (T_1 + T_2) / 2$ (T_1 и T_2 — температура воды на входе в котел и на выходе из него).

Температурный напор определяется как среднелогарифмическая разность температур

$$\Delta t_{\text{лог}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}} \quad (3.40)$$

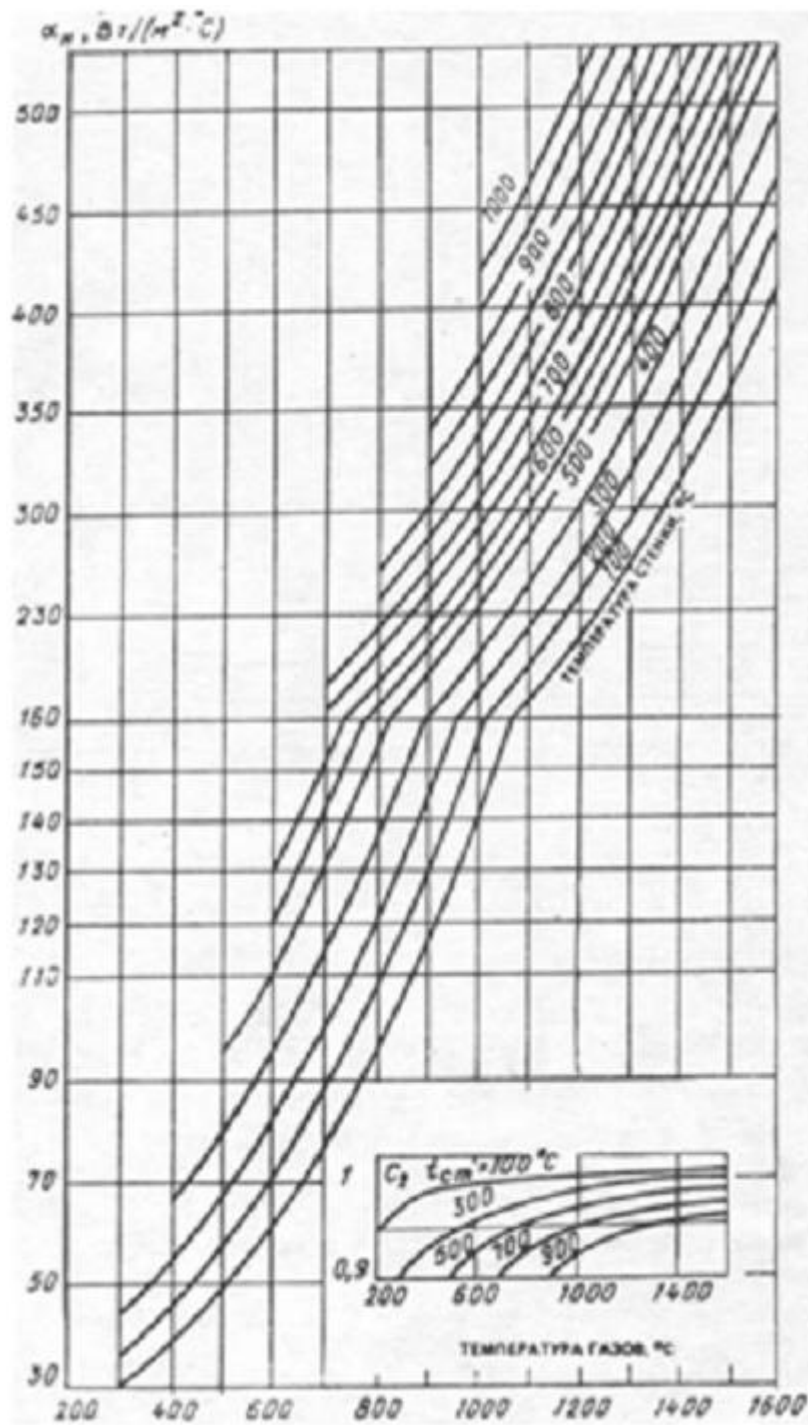


Рис. 3.12. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи излучением

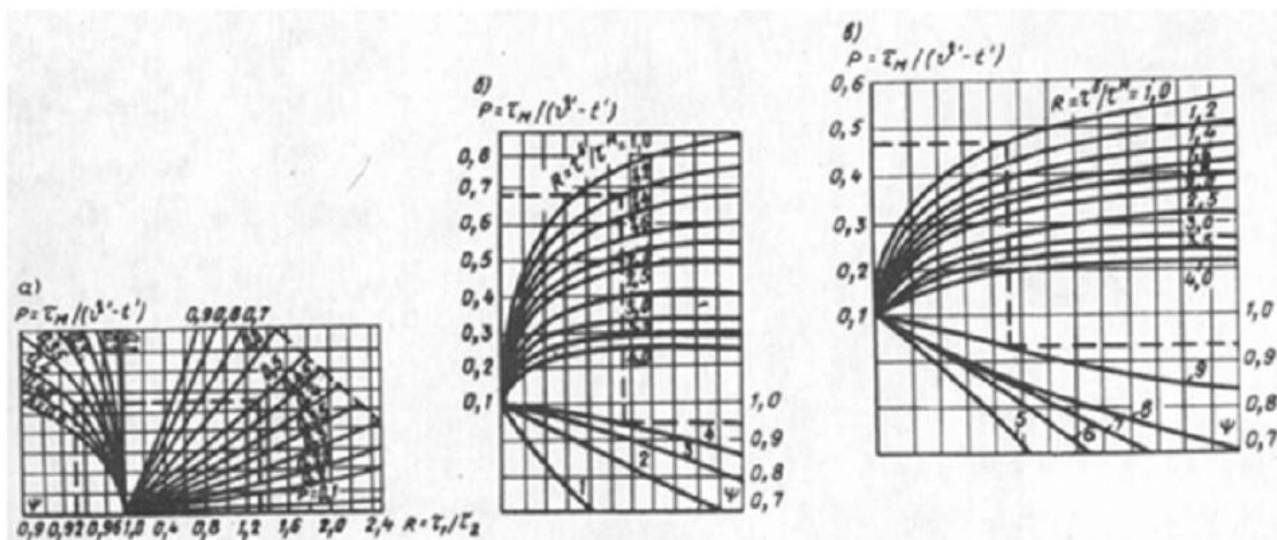


Рис. 3.13. Номограммы для определения действительных температурных напоров

а – при последовательно-смешанном токе; б – при перекрестном токе; в – при параллельном токе многоходовой среды; 1, 2, 3, 4 – соответственно при одно-, двух-, трех- и четырехкратном перекрестке; 5 – оба хода прямоточные; 6 – три хода; 7 – два хода: один против- и один прямоточный; 8 – три хода: два против- и один прямоточный; 9 – оба хода противоточные

Если схемы теплообменных поверхностей отличаются от чистого прямотока или противотока, то температурный напор определяется по формуле

$$\Delta t = \psi \Delta t_{\log}, \quad (3.41)$$

где ψ — коэффициент пересчета, определяемый по рис. 3.13.

§ 3.5. ПОВЕРОЧНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНОЙ ЧАСТИ КОТЛА

Пример 3.11. Исходные данные: паропроизводительность — 10 000 кг/ч; давление пара в верхнем барабане $p = 1,4$ МПа; пар — насыщенный.

Температура питательной воды $t_{п.в} = 80^\circ\text{C}$; температура уходящих газов $t_{ух} = 170^\circ\text{C}$. Топливо — донецкий каменный уголь марки Г; топка — ПМЗ-ЛЦР (обратного хода). Хвостовые поверхности нагрева — экономайзер системы ВТИ (табл. 3.1 и 3.2).

Таблица 3.1.

Геометрические характеристики поверхностей нагрева

Рассчитываемая величина	Формула или обоснование	Расчет или данные чертежей
Число труб в газоходе, шт.	n_1 (по чертежу)	352
Число труб по оси барабана, шт.	z_1 (по чертежу)	16
Общее число труб, шт.	n (по чертежу)	594
Поперечный шаг, мм	S_1 (по чертежу)	100
Продольный шаг, мм	S_2 (по чертежу)	110
Общая площадь конвективной поверхности котла, м ²	H_k	229,1
Площадь поверхности нагрева 1 газохода, м ²	$H_1 = \frac{H_k n_1}{n}$	$\frac{229,1 \cdot 352}{594} = 136$
Ширина газохода, м	b_l (по чертежу)	
Эффективная высота 1 газохода, м	$a'_3 = \frac{2a_{\max} a_{\min}}{a_{\max} + a_{\min}}$	$\frac{2 \cdot 2,75 \cdot 1,75}{1,75 + 2,75} = 2,14$
Площадь живого сечения, м ²	$F_l = a'_3 b_l - a'_3 dz_1$	$2,14 \cdot 1,6 - 2,14 \times 0,051 \cdot 16 = 1,68$
Эффективная толщина излучающего слоя, м	$s = 0,9d \left(\frac{4s_1 s_2}{\pi d_2} - 1 \right)$	$0,9 \cdot 0,051 \times \left(\frac{4 \cdot 0,1 \cdot 0,11}{3,14 \cdot 0,0051} - 1 \right) = 0,2$
II газоход котла		
Площадь поверхности нагрева II газохода, м ²	$H_{II} = H_k - H_I$	$229,1 - 136 = 93,1$
Ширина газохода, м	b_{II} (по чертежу)	1,6
Число труб по оси, шт.	n_1 (по чертежу)	11

Поперечный шаг, мм	S_1 (по чертежу)	100
Продольный шаг, мм	S_2 (по чертежу)	110
Эффективная высота, м	$a_s'' = a_s'' = a_s'$	2,14
Площадь живого сечения II газохода, 1*2	$F_{II} = a_s'' b_{II} - a_s'' dz_1$	$2,14 \cdot 1,6 - 2,14 \times 0,051 \cdot 11 = 1,12$
Эффективная толщина излучающего слоя, м	$s = s_{II} - s_I$	0,2
Чугунный ребристый экономайзер ВТИ		
Длина труб, м	l_{mp} (задается)	2,0
Площадь поверхности нагрева одной трубы, м ²	H_{mp} (нормативная)	2,95
Площадь живого сечения для прохода газа одной трубы, м	f_{mp} (нормативная)	0,12

Коэффициент избытка воздуха: в топке $\alpha_T = 1,4$; в котле $\alpha_K = \alpha_T + 0,1 = 1,5$; перед экономайзером $\alpha_s' = \alpha_K + 0,1 = 1,6$; за экономайзером $\alpha_s'' = \alpha_s' + 0,1 = 1,7$; перед дымососом $\alpha_D = \alpha_s'' + 0,2 = 1,9$.

Пример 3.12. Определить площадь поверхности нагрева, высоту труб и их количество в воздухоподогревателе. Нагревается воздух в количестве 21,5 кг/с от 20 до 250°C. Продукты сгорания в количестве 19,6 кг/с движутся внутри труб диаметром $d_H/d_{вн} = 53/50$. Теплопроводность стали $\lambda = 46,5$ Вт/(м·°C). Температура газов на входе $v_{en}' = 370^\circ\text{C}$. Скорость движения воздуха $w_s = 8$ м/с. Расположение труб шахматное $s_1/d = s_2/d = 1,3$.

Таблица 3.2

Тепловой расчет конвективных поверхностей

Рассчитываемая величина	Формула или обоснование	Расчет	
1 газоход (котельный пучок)			
Температура газов на входе в газоход. °С	$v_I' = v_I' = v_T''$	840	
Энтальпия, кДж/кг	$J_I' = J_I' = J_T''$	10900	
Температура газов на выходе из газохода, °С	v_I'' (задаемся двумя значениями)	500	300
Энтальпия, кДж/кг	J_I'' (по J - v -таблице при $\alpha = 1,4$)	6210	3620
Тепловосприятие газохода по балансу, кДж/кг	$Q_I^{\delta} = \varphi(J_I' - J_I'')$	4690	7280
Средняя температура потока газов, °С	$v_I = \frac{v_I' + v_I''}{2}$	670	570
Температура насы- щения, °С	t_n (по h - s -диаграмме)	194,13	
Температурный напор	$\Delta t_{\log}$	454	296
Объем продуктов сгорания, м³/кг	V_{ε}	8,64	
Скорость газов в газоходе, м/с	$w = \frac{B_p V_{\varepsilon} (v_I + 273)}{273 \cdot 3600 \cdot F_I}$	6,18	5,52
Коэффициент	a_n (по номограмме)	180	165

теплоотдачи, Вт/(м ² ·°C)			
Поправки:			
на число рядов труб	C_z	1	
на геометрическую компоновку	C_s	1	
на изменение физических характеристик среды	C_ϕ	0,95	0,97
Коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м ² ·°C)	$a_\kappa = a_n C_z C_s C_\phi$	171	160
Температура загрязненной стенки, °C	$t_3 = t_u + \Delta t$ ($\Delta t = 60^\circ\text{C}$)	254,13	
Произведение, МПа·м/см	$p_n s = pr_n s$	0,00396	
Коэффициент ослабления излучения трехатомными газами, 1/(м·кгс/см ²)	k_z	2,9	3,1
Суммарная оптическая толщина потока	$kps = k_z pr_n s$	0,014	0,0123
Степень черноты потока газов	a (по номограмме)	0,105	0,116
Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м ² ·°C)	α_n (по номограмме)	373	302
Коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м ² ·°C)	$\alpha_n = \alpha_n a$	39,2	35,0

Коэффициент использования поверхности нагрева	ξ	0,95	
Коэффициент тепловой эффективности	ψ	0,65	
Коэффициент теплопередачи 1 газохода, Вт/ (м ² ·°С)	$K_I = \psi \xi (\alpha_{\kappa} + \alpha_{\lambda})$	130	118
Количество теплоты, переданной в газоходе, кДж/кг	$Q_I^T = \frac{K_I H \Delta t}{B_p}$	6320	3720
Температура на выходе из 1 газохода, °С	v_I''	431	
Энтальпия, кДж/кг	J_I'' (по J-v-таблице)	5300	
Количество теплоты переданное в 1 газоходе, кДж/кг	$Q_I = \varphi(J_I' - J_{II}'')$	5450	
II газоход (котельный пучок)			
Температура на входе, °С	$v_{II}' = v_{II}'' = v_I''$	431	
Энтальпия на входе, кДж/кг	J_{II}' (по J-v-таблице при а = 1,5)	5640	
Температура на выходе, °С	v_{II}' Задаемся двумя значениями	400	200
Энтальпия на выходе, кДж/кг	J_{II}' (по J-v-таблице при а = 1,5)	5210	2538

Энтальпия присасываемого воздуха, кДж/кг	$J_{nrc}^o = V^o c_{nrc} t_{nrc}$	189	
Тепловосприятие газохода по балансу, кДж/кг	$Q_{II}^{\delta} = \varphi(J_{II}' - J_{II}'') + \Delta\alpha J_{nrc}^o$	4050	3010
Средняя температура газов, °С	$v_{II} = \frac{v_{II}' + v_{II}''}{2}$	415,5	315,5
Температурный напор, °С	$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_z}{\Delta t_m}}$	224	63
Объем продуктов сгорания, м³/кг	V_z (из предыдущего расчета)	9,22	
Скорость газов, м/с	$w_{II} = \frac{B_p V_z (v_{II} + 273)}{273 \cdot 3600 F_{II}}$	7,33	6,28
Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°С)	a_n (по номограмме)	207	180
Поправки:			
на число рядов труб	c_z	1	
на компоновку пучка	c_s	1	
на изменение физических характеристик среды	c_{ϕ}	1,02	1,00
Коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м²·°С)	$a_k = a_n c_z c_s c_{\phi}$	207	183
Температура загрязненной стенки, °С	$t_z = t_u + \Delta t$ ($\Delta t = 60^{\circ}\text{C}$)	254,13	

Произведение, МПа·м/см	$p_n s = pr_n s$	0,0037	
Коэффициент ослабления излучения трехатомными газами, 1/ (м·кгс/см ²)	k_z	3,38	3,58
Суммарная оптическая толщина потока	$kps = k_z pr_n s$	0,0125	0,0132
Степень черноты	a (по номограмме)	0,117	0,125
Коэффициент тепло- отдачи, Вт/ (м ² ·°С)	α_n (по номограмме)	214	176
Коэффициент тепло- отдачи излучением, Вт/(м ² ·°С)	$\alpha_n = \alpha_n a$	25	22
Коэффициент ис- пользования поверх- ности нагрева	ξ	0,95	
Коэффициент тепловой эффективности	ψ	0,65	
Коэффициент тепло- передачи 2 газохода, Вт/ (м ² ·°С)	$K_2 = \psi \xi (\alpha_n + \alpha_n)$	138,2	125,6
Количество теплоты, переданной во 2 газо- ходе, кДж/кг	$Q_2^T = \frac{K_2 H \Delta t}{B_p}$	2380	583
Температура на выходе из 2 газохода, °С	v_2''	314	

Энтальпия, кДж/кг	J_2'' (по J - v -таблице)	4050
Количество теплоты переданное в 2 газоходе, кДж/кг	$Q_2 = \varphi(J_2' - J_2'')$	1530
Чугунный экономайзер		
Температура газов перед экономайзером, °С	$v_3' = \frac{v_{II}'' a_k + \Delta \alpha \Delta t_{npc}}{\alpha_3'}$	$\frac{314 \cdot 1,5 + 0,1 \cdot 25}{1,6} = 297$
Энтальпия, кДж/кг	J_3' (по J - V -таблице)	4060
Температура газов на выходе из экономайзера, °С	v_3''	170
Энтальпия, кДж/кг	J_3''	2420
Количество переданной теплоты, кДж/кг	$Q_3 = \varphi(J_3' - J_3'')$	$0,98(4060 - 2420) = 1610$
Температуры воды на входе в экономайзер, °С	$t_3' = t_3'' = t_{не}$	80
Температура воды на выходе из экономайзера, °С	$t_3'' = t_3' + \frac{Q_3 B_p}{D_3 \Delta i}$	$80 + \frac{1610 \cdot 1272}{10000} = 128,6$
Неравенство	$t_3'' \leq t_3' - 20$	$128,6 < 194,1 - 20$
Температурный напор, °С	$\Delta t_{лог}$	125
Средняя температура газов в экономайзере, °С	$\bar{v}_3 = \frac{v_3' + v_3''}{2}$	$\frac{297 + 170}{2} = 233,5$
Средняя скорость газов	W	8,5

в экономайзере, м/с	(из предыдущего расчета)	
Объем газов в экономайзера, м³/кг	$V_T^o = \frac{V_z^{o'} + V_z^{o''}}{2}$	$\frac{9,82 + 10,42}{2} = 10,12$
Площадь живого сечения для прохода газов, м²	$F_o = \frac{B_p V_z^o (v_o + 273)}{273 \cdot 3600 \cdot w_o}$	$\frac{1272 \cdot 10,12 (233,5 + 273)}{273 \cdot 3600 \cdot 8,5} = 0,78$
Коэффициент теплопередачи, Вт/ (м²·°С)	$K_o = K_n c_V$	$78,5 \cdot 1,02 = 80$
Площадь поверхности нагрева экономайзера, м²	$H_o = \frac{Q_o B_p}{K_o \Delta t}$	$\frac{1610 \cdot 1272}{80 \cdot 125} = 202$
Общее количество труб, шт.	$n = H_o / H_{mp}$	$202 / 2,95 \approx 70$
Число труб в горизонтальном ряду, шт.	$z_1 = F_o / F_{mp}$	$0,78 / 0,12 \approx 7$
Число горизонтальных рядов, шт.	$z_2 = n / z_1$	$70 / 7 = 10$

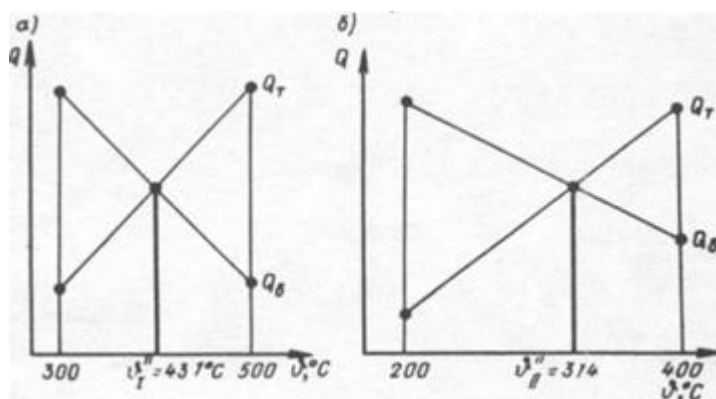


Рис. 3.14. Определение температуры газа (к примеру теплового расчета) на выходе из первого (а) и второго (б) газоходов котла

Решение. Средняя температура воздуха $t_{cp} = 0,5 (20 + 250) = 135^\circ\text{C}$. При данной температуре физические параметры воздуха равны: $\rho_v = 0,85 \text{ кг/м}^3$; $c_v = 1,0 \text{ кДж/ (кг} \cdot ^\circ\text{C)}$; $\lambda_v = 3,52 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/ (м} \cdot ^\circ\text{C)}$; $\nu_v = 28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr_v = 0,684$.
Количество передаваемой теплоты

$$Q_g = G_g c_g (t_g'' - t_g') = 4950 \text{ кВт}.$$

Определим температуру газов на выходе из воздухоподогревателя.
Принимаем среднюю температуру продуктов сгорания

$$\vec{v}_g = 255^\circ\text{C};$$

$$c_g = 1,1 \text{ кДж/ (кг} \cdot ^\circ\text{C)}$$

$$v_g'' = v_g - \frac{Q}{G_g c_g} = 370 - \frac{4950}{19,6 \cdot 1,1} = 140^\circ\text{C};$$

$$\vec{v}_g = (370 + 140)0,5 = 255^\circ\text{C}.$$

При данной температуре $t_g = 255^\circ\text{C}$ физические параметры продуктов сгорания равны: $\rho_g = 0,66 \text{ кг/м}^3$; $c_g = 1,1 \text{ кДж/кг}$; $\lambda_g = 0,0454 \text{ Вт/ (м} \cdot ^\circ\text{C)}$; $\nu_g = 41 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $Pr = 0,66$.

Число Рейнольдса для потока продуктов сгорания

$$Re_g = \frac{w_g d_{вн}}{\nu_g} = \frac{14 \cdot 0,05}{41 \cdot 10^{-6}} = 17100.$$

Коэффициент теплоотдачи, определенный по номограмме, $\alpha_g = 39,3 \text{ Вт/ (м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$.

Число Рейнольдса для потока воздуха

$$Re_v = \frac{w_v d_n}{\nu_v} = \frac{8 \cdot 0,053}{28 \cdot 10^{-6}} = 15100.$$

Коэффициент теплоотдачи по номограмме $\alpha_v = 76,3 \text{ Вт/ (м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$.

Коэффициент теплопередачи

$$K = \xi \frac{1}{\frac{1}{a_g} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{a_z}} = 0,85 \frac{1}{\frac{1}{76,3} + \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{46,5} + \frac{1}{39,3}} = 22,1 Bm / (m^2 \cdot ^\circ C).$$

Средний температурный напор

$$\frac{v_z' - t_g''}{v_z'' - t_g'} = \frac{370 - 140}{250 - 20} = \frac{230}{230} = 1$$

Определяем параметры

$$P = \frac{t_g'' - t_g'}{v_z' - t_g'} = \frac{250 - 20}{370 - 20} = 0,656; R = \frac{v_z' - v_z''}{t_g'' - t_g'} = 1$$

и

$$\varepsilon = 0,88.$$

Следовательно, $\Delta t_{ном} = 255 - 135 = 120^\circ C$ и $\Delta t = \varepsilon \Delta t_{ном} = 105,5^\circ C$.

Площадь поверхности нагрева

$$F = \frac{Q}{K \Delta t} = \frac{5 \cdot 106}{22,1 \cdot 105,5} = 2140 m^2.$$

Общее число труб

$$n = \frac{4G_1}{\rho_z \pi d_{вн}^2 w_z} = \frac{4 \cdot 19,6}{0,66 \cdot 3,14 (5 \cdot 10^{-2})^2 14} = 1080 шт.$$

Высота трубы

$$l_1 = \frac{F}{2\pi d_1 n} = \frac{2140}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,05 \cdot 1080} = 6,3 м;$$

Площадь живого сечения для прохода воздуха

$$f = \frac{G_g}{\rho_g w_g} = \frac{21,5}{0,85 \cdot 8} = 3,2 m^2.$$

Число труб поперек потока

$$z_1 = \frac{f}{l_1 (s_1 - d_n)} = \frac{3,2}{5,4 (1,3 \cdot 0,053 - 0,053)} = 38.$$

Число труб вдоль потока

$$z_2 = \frac{n}{z_1} = \frac{1080}{38} \approx 30.$$

ГЛАВА 4. ВНУТРИКОТЛОВЫЕ И НЕГАТИВНЫЕ ПРОЦЕССЫ В КОТЛАХ.

§ 4.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Внутри поверхностей нагрева происходят подогрев и испарение воды, перегрев пара, которым сопутствуют следующие процессы:

- а) выделение из воды растворенных газов (воздуха, кислорода, азота и двуокиси углерода);
- б) выпадение из воды солей кальция и магния (накипеобразователей), коррозионное разрушение кислородом и двуокисью углерода внутренних поверхностей, изготовленных из стали, с образованием окислов железа;
- в) выделение из воды выкристаллизовавшихся солей жесткости и образование вместе с продуктами коррозии на внутренних поверхностях нагрева отложений — накипи и шлама.

Перечисленные процессы принято называть внутрикотловыми.

Надежная работа поверхностей нагрева котла может быть обеспечена только при условии необходимого охлаждения стенок труб, расположенных в зоне высоких температур продуктов сгорания. Средой, охлаждающей испарительные поверхности нагрева, является вода или смесь ее с образовавшимся паром. Надежность охлаждения стенок труб поверхности нагрева может быть обеспечена только при непрерывном движении, называемом циркуляцией.

Движение воды по трубам испарительной поверхности нагрева может происходить принудительно (например, с помощью насоса) или за счет естественной циркуляции. В зависимости от организации движения потока

воды и пароводяной смеси в испарительной системе котлы разделяются на две группы: с естественной циркуляцией; 2) с принудительной циркуляцией (прямоточные и с многократной принудительной циркуляцией).

Принципиальные схемы организации движения воды, пароводяной смеси и пара в котлах приведены на рис. 4.1.

В котлах с естественной циркуляцией (рис. 4.1, а) движение воды и пароводяной смеси в испарительной системе осуществляется за счет напора, создаваемого разностью масс столба воды в опускных трубах и столба пароводяной смеси в обогреваемых подъемных трубах системы. При этом кратность циркуляции, т.е. отношение массы воды, поступающей в систему за единицу времени, к массе вырабатываемого пара на выходе из системы, составляет обычно 15—100.

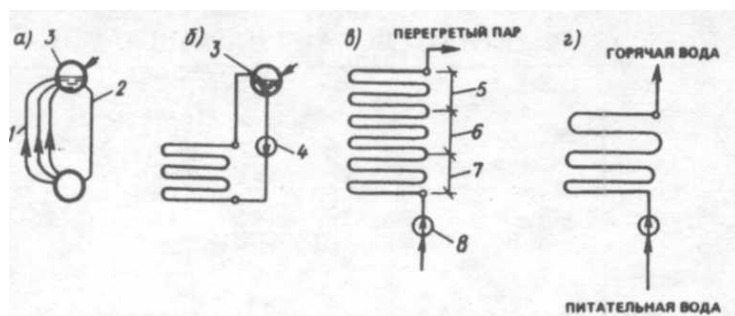


Рис. 4.1. Схемы организации движения потока воды и пароводяной смеси в паровых котлах при естественной циркуляции (а), при многократной принудительной циркуляции (б) и при прямоточном движении (в), в водогрейных котлах при прямоточном движении (г)

1 — обогреваемые подъемные трубы; 2 — необогреваемые опускные трубы; 3 — питательная вода; 4 — циркуляционный насос; 5, 6, 7 — перегревательная, испарительная и экономайзерная поверхности нагрева; 8 — питательный насос

Движение воды в экономайзере осуществляется с помощью питательного насоса, а пара в пароперегревателях — за счет разности давления в парогенераторе и паропроводе.

В парогенераторах с многократной принудительной циркуляцией (рис. 4.1, б) движение воды и пароводяной смеси в испарительной системе создается с помощью специального насоса. Кратность циркуляции обычно

составляет 6—10. Движение воды в экономайзере и пароперегревателе осуществляется так же, как в котлах с естественной циркуляцией.

В прямоточных котлах питательный насос создает принудительное движение воды, пароводяной смеси и пара по ряду параллельно включенных труб поверхностей нагрева, отдельные участки которых выполняют роль водяного экономайзера, испарительной поверхности нагрева и пароперегревателя. Кратность циркуляции в таком парогенераторе равна единице.

§ 4.2. ГИДРОДИНАМИКА ПАРОВЫХ КОТЛОВ

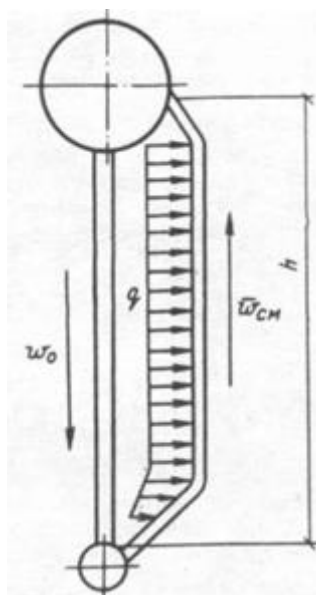


Рис. 4.2. Схема контура естественной циркуляции

Простейший контур испарительной системы состоит из обогреваемой подъемной трубы, необогреваемой опускной трубы, соединительного коллектора и барабана, в котором происходит разделение пароводяной смеси на пар и воду (рис. 4.2). При подводе теплоты в какой-то точке по высоте подъемной трубы происходит закипание воды, и выше этой точки образуется пароводяная смесь.

За счет разности плотностей воды и пароводяной смеси в опускной и подъемной трубах вода движется вниз, а пароводяная смесь — вверх. При

разности плотностей среды в обогреваемых и не-обогреваемых трубах создается движущий напор, Па:

$$\Delta P_{\text{ов}} = g(\rho' - \bar{\rho}_{\text{см}})h, \quad (4.1)$$

где ρ' и $\bar{\rho}_{\text{см}}$ — плотность воды и средняя плотность пароводяной смеси в рассматриваемом контуре, кг/м³;

$$\bar{\rho}_{\text{см}} = \rho'' \bar{\phi} - \rho' (1 - \bar{\phi}); \quad (4.2)$$

$\bar{\phi}$ — среднее напорное паросодержание, называемое также истинным объемным паросодержанием в парогенерирующих и пароводящих трубах;

$$\bar{\phi} = (F'' / F); \quad (4.3)$$

F'' — часть площади сечения канала, занятая паром, м²; F — площадь сечения канала, м²; h — высота контура.

Характер циркуляции во многом определяет теплообмен и надежность работы котельного агрегата, поэтому определение истинных скоростей движения жидкости и пара, а также скорости циркуляции в различных элементах контура — одна из основных задач гидравлического расчета теплогенератора.

Под скоростью циркуляции w_0 понимается скорость движения воды при температуре насыщения, которая соответствует расходу среды в трубах. Наряду со скоростью циркуляции одной из основных характеристик гидравлического контура котельного агрегата является кратность циркуляции

$$K_o = G_g / D_n = 1 / X_{\text{вых}}, \quad (4.4)$$

где G_B — масса воды, поступающей в контур по опускным трубам; — количество пара, генерируемого в рассматриваемом элементе контура; $X_{\text{вых}}$ — массовое паросодержание в выходном сечении парогенерирующих труб котельного агрегата.

Для котлов среднего давления ($p = 1,6 \div 3,5$ МПа) кратность циркуляции $K_o = 60—50$; для котлов низкого давления ($p = 1,7$ МПа) $K_o = 100 \div 50$.

Движущий напор расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений в подъемных и опускных частях контура. Разность между движущим напором и гидравлическими потерями в подъемной части контура составляет полезный напор контура, МПа

$$\Delta\rho_{\text{пол}} = \Delta\rho_{\text{дв}} - \Delta\rho_{\text{сопр}}^{\text{под}}. \quad (4.5)$$

Следовательно, полезный напор расходуется на преодоление гидравлических потерь в опускных линиях.

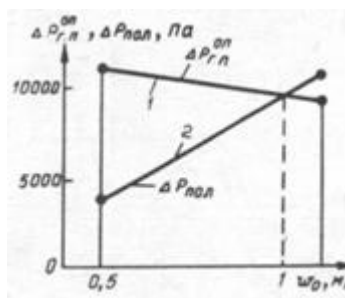


Рис. 4.3. График для определения скорости циркуляции в конвективных (1) и экранных (2) поверхностях

Для данного циркуляционного контура при заданных тепловых потоках движущий и полезные напоры определяются скоростью циркуляции w_0 . При увеличении w_0 снижаются значения $\Delta\rho_{\text{дв}}$ и $\Delta\rho_{\text{пол}}$ так как уменьшается среднее паросодержание в подъемных трубах и одновременно увеличиваются гидравлические потери в контуре. При установившемся режиме будет выполняться равенство

$$\Delta\rho_{\text{дв}} = \Sigma\Delta\rho_{\text{г.п}}^{\text{конт}}$$

или

$$\Delta\rho_{\text{пол}} = \Sigma\Delta\rho_{\text{г.п}}^{\text{оп}} \quad (4.6)$$

где $\Sigma\Delta\rho_{\text{г.п}}^{\text{конт}}$ и $\Sigma\Delta\rho_{\text{г.п}}^{\text{оп}}$ — сумма гидравлических потерь во всем контуре и в опускной части.

Уравнения (4.6) решают методом последовательных приближений или графически, т.е., задаваясь рядом значений, строят зависимости $\Delta\rho_{\text{пол}} = f(w_0)$ и

$\Sigma \Delta p_{e,n}^{on} = f(w_0)$. Точка пересечения этих кривых будет определять искомое значение скорости циркуляции данного контура $w_{o\text{ конт}}$ (рис. 4.3).

§ 4.3. ГИДРОДИНАМИКА ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ

Водогрейные котлы (см. рис. 4.1, г), обеспечивающие покрытие нагрузок в базовом или пиковом режиме, работают в режиме качественного регулирования параметров теплоносителя при постоянном расходе его через циркуляционную схему. Для обеспечения надежной циркуляции воды в гидравлических контурах котлов необходимо исключить как общее, так и поверхностное вскипание воды, которое приводит к гидравлическим ударам, отложению накипи, пережогу отдельных труб и может вывести из строя котлоагрегат.

Предотвращение общего вскипания воды достигается за счет недогрева ее на 20—30°C до температуры насыщения при давлении на выходе из котла. С этой целью циркуляционные схемы водогрейных котлов выполняются многоходовыми с подъемными и опускными участками движения воды. В каждом ходе вода движется по нескольким параллельно включенным трубам, причем скорость движения выбирается такой, чтобы не допустить поверхностного вскипания в отдельных трубах.

Поверхностное вскипание может возникнуть в случае достижения стенкой отдельной трубы или отдельного пучка труб температуры, превышающей температуру насыщения. Поверхностное вскипание можно исключить путем поддержания определенных скоростей движения теплоносителя в трубах. Минимальные скорости, допустимые с точки зрения стабильности работы труб, различны для подъемных и опускных участков движения воды и зависят от удельного тепловосприятия трубы.

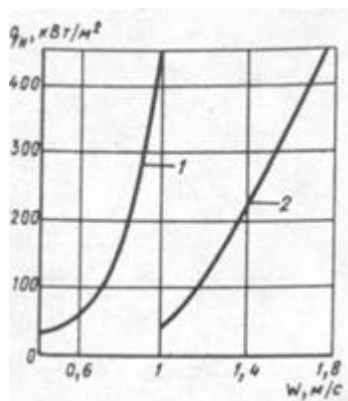


Рис. 4.4. Зависимость минимально допустимых скоростей подъемного (1) и опускного (2) движения воды в обогреваемых трубах водогрейных котлов от их удельного тепловосприятия

При выборе минимально допустимых скоростей можно пользоваться графиком (рис. 4.4), по которому в зависимости от удельного тепловосприятия трубы определяются скорости движения воды в подъемных и опускных участках труб экранных и конвективных поверхностей нагрева водогрейных котлов.

§ 4.4. ЗАГРЯЗНЕНИЯ ВНУТРЕННИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Нагревание и испарение воды, циркулирующей в котельных агрегатах, сопровождаются общим и локальным повышением концентрации солей, растворенных в ней. Общее повышение концентрации солей обусловлено процессом испарения, локальное наблюдается в случаях нарушения циркуляции воды в отдельных элементах котлоагрегата (при ухудшении температурного режима металла парообразующих поверхностей), в результате чего происходит глубокое упаривание пристенного слоя котловой воды.

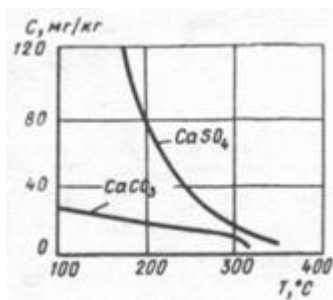
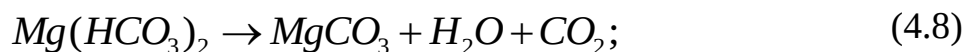


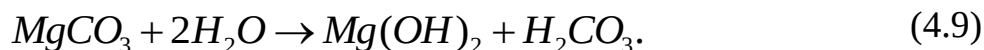
Рис. 4.5. Растворимость солей CaCO_3 и CaSO_4 в зависимости от температуры воды на линии насыщения

При достижении концентрации солей, соответствующей пределу растворимости, происходят выделение их из пересыщенного раствора в твердую фазу и отложение на внутренних поверхностях в виде накипи либо в объеме водяной массы в виде шлама. Основные накипеобразующие соли имеют отрицательный температурный коэффициент растворимости, т.е. растворимость их с повышением температуры снижается (рис. 4.5).

Кроме физических процессов в образовании накипей и шлама играют роль и химические. При достижении определенных температурных условий происходит термический распад бикарбонатов кальция и магния:



в результате чего образуются менее растворимые карбонаты кальция и магния. Карбонаты магния в результате гидролиза переводятся в еще менее растворимую гидроокись магния



Таким образом, с учетом совокупности действия физических и химических процессов особенно подвержены загрязнению накипями внутренние поверхности наиболее теплонапряженных экранных труб.

Скорость образования накипи пропорциональна концентрации ионов кальция и магния S в растворе и резко возрастает с увеличением теплового напряжения поверхности.

$$w = kSq^2, \quad (4.10)$$

где w - скорость образования накипи, мг/(см²·ч); k — коэффициент пропорциональности; q - плотность теплового потока, кВт/м².

При отложении накипи на внутренней поверхности труб увеличивается термическое сопротивление теплопередаче, в результате чего температура металла стенки повышается. Следствием этого являются повреждения металла с образованием отдушин, свищей, разрывов труб.

§ 4.5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

Пример 4.1. Выполнить расчет циркуляционного контура парового котла, изображенного на рис. 4.2.

Подъемная часть контура состоит из 30 труб диаметром $d_{вн}^{под} = 50$ мм, длиной 6 м, опускная — из трех труб внутренним диаметром $d_{вн}^{оп} = 90$ мм, длиной 5 м. Высота контура 5 м. Давление пара $p = 1,6$ МПа. Плотность теплового потока $q = 70$ кВт/м². Температура в опускных линиях равна температуре насыщения.

Решение. Задаемся скоростью циркуляции $w_o = 0,5$ м/с.

1. Площадь проходного сечения труб

$$F_{под} = 0,78d_{под}^2 n = 0,78(50^2 / 10^6)30 = 0,059 \text{ м}^2.$$

2. Расход воды в контуре

$$G_o = w_o F_{под} \rho' = 0,5 \cdot 0,059 \cdot 860 = 25 \text{ кг} / \text{с}.$$

3. Потери давления в опускных линиях

$$\begin{aligned} \Delta p_{\Sigma,2}^{ог} &= (\zeta_{вх} + \lambda l / d + \Sigma \zeta_{пов} + \zeta_{вых.оп})(\rho' w_{он}^2 / 2) = \\ &= (0,5 + 0,2 + 0,7 + 1,3)(860 \cdot 1,52^2 / 2) = 3477 \text{ Па}, \end{aligned}$$

где $\zeta_{вх}, \zeta_{пов}, \zeta_{вых.оп}$ - коэффициенты гидравлического сопротивления на входе, поворота, на выходе; λ — коэффициент гидравлического трения.

4. Количество пара, образующегося в подъемных частях контура:

$$D = \frac{\pi d_{nod} \ln q}{r} = \frac{3,14 \cdot 0,5 \cdot 30 \cdot 70 \cdot 6}{1940} = 1,02 \text{ кг / с.}$$

где r — скрытая теплота парообразования, кДж/кг.

5. Средняя приведенная скорость движения пара
 d 1,02

$$\vec{w}'' = \frac{D}{2\rho'' F_{nod}} = \frac{1,02}{2 \cdot 7,8 \cdot 0,059} = 1,11 \text{ м / с.}$$

6. Средняя скорость движения смеси

$$\vec{w}_{см} = w_o + w''(1 - \rho'' / \rho') = 0,5 + 1,11(1 - \frac{7,8}{870}) = 1,6 \text{ м / с.}$$

7. Среднее расходное паросодержание

$$\vec{\beta} = \vec{w}'' / \vec{w}_{см} = 0,92 / 1,5 = 0,693.$$

8. По номограмме находим:

$$c = 0,44, \vec{\phi} = 0,693 \cdot 0,44 = 0,3.$$

9. Движущий напор

$$\Delta P_{\partial в} = g(\rho' - \rho'')\vec{\phi}h = 9,81(870 - 7,8)0,475 = 12895 \text{ Па.}$$

10. Потери на трение в подъемных трубах согласно:

$$\begin{aligned} \Delta p_{m.n}^{nod} &= \lambda_o l^{nod} / d(\rho w_o^2 / 2)[1 + \psi \vec{x}(\rho' / \rho'' - 1)] = \\ &= 0,42 \cdot 6(870 \cdot 0,5^2 / 2)[1 + 1,4 \cdot 0,02(\frac{870}{7,8} - 1)] = 1122 \text{ Па.} \end{aligned}$$

где ψ - 1,4 — коэффициент, определяемый по номограмме, $\vec{x}$ по среднему значению массового паросодержания $\vec{x}$:

$$\vec{x} = \frac{0,5 w'' \rho''}{w_o \rho'} = \frac{1,11 \cdot 7,8}{0,5 \cdot 870} = 0,02 \text{ кг / кг.}$$

Потерями на ускорение потока пренебрегаем.

11. Полезный напор, развиваемый в контуре:

$$\Delta p_{пол} = \Delta p_{\partial в} - \Delta p_{с.н}^{nod} = 12895 - 1122 = 11773 \text{ Па.}$$

12. Проведя аналогичные расчеты при скорости циркуляции $w_o = 1,1$ м/с, получим $\Delta p_{пот} = 9205 \text{ Па}$, $\Delta p_{с.п}^{он} = 11325 \text{ Па}$.

13. Построив кривые изменения полезного напора и потерь в опускных трубах (рис. 4.3), получим искомую скорость циркуляции $w_{од} = 1$ м/с.

14. Кратность циркуляции будет равна

$$K_o = \frac{\rho' w_{од}}{\rho'' w_o} = \frac{860 \cdot 1}{7,8 \cdot 2,22} = 50.$$

Пример 4.2. Определить движущий напор в контуре, если плотность воды в опускных трубах $\rho_{он} = 850 \text{ кг/м}^3$, а плотность пароводяной смеси в подъемных трубах $\rho_{нод} = 150 \text{ кг/м}^3$. Высота экранной трубы котла 10 м, а давление в котле $p_1 = 1 \text{ МПа}$ (см. рис. 4.2).

Движущий напор составит

$$\Delta p_{дв} = H(\rho_{он} - \rho_{нод})g = 10(850 - 150)9,81 = 68500 \text{ Па} = 68,5 \text{ кПа}.$$

Пример 4.3. Рассчитать температуру металла чистой и загрязненной парогенерирующей трубы. Коэффициент теплоотдачи со стороны пароводяной смеси $\alpha = 200\,000 \text{ кДж/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C)}$, теплопроводность металла и накипи $\lambda_{мет} = 160$ и $\lambda_{загр} = 0,8 \text{ кДж/(м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град})$, толщина стенки трубы и слоя отложений $\delta_{мет} = 0,004$ и $\delta_{загр} = 0,001 \text{ м}$. Удельное тепловое напряжение на экранную трубу $q = 200\,000 \text{ кДж/(м}^2 \cdot \text{ч)}$. Температура газов $V = 750^\circ\text{C}$, а температура рабочего тела $t_{p.m} = 150^\circ\text{C}$.

Исходная формула для расчета температуры металла трубы

$$t_{ст} = t_{p.m} + \beta \mu q \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta_{мет}}{\lambda_{мет}} + \frac{\delta_{загр}}{\lambda_{загр}} \right).$$

В этой формуле ($\beta = d_n / d_{вн} = 32/24 = 1,34$, а $\mu = 0,7$ (коэффициент растечки тепла для стали).

1. Температура чистой трубы будет равна

$$t_{cm}^u = 150 + 1,34 \cdot 0,7 \cdot 200000 \left(\frac{1}{200000} + \frac{0,004}{160} \right) = 150 + 1,5 = 151,5^\circ \text{C}.$$

2. Температура загрязненной трубы

$$t_{cm}^3 = 150 + 1,34 \cdot 0,7 \cdot 200000 \left(\frac{1}{200000} + \frac{0,001}{160} + \frac{0,001}{0,8} \right) = 150 + 26 = 176^\circ \text{C}.$$

§ 4.6. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ КОТЛА

Современные паровые и водогрейные котлы состоят из множества узлов, деталей и элементов, работающих в различных условиях и выполненных соответственно из разнообразных материалов.

Наиболее ответственные элементы — пароперегреватели — работают при высоких температурах и подвергаются постоянному воздействию напряжений от внутреннего давления, механических нагрузок от массы элементов и коррозии от агрессивных газов, находящихся в продуктах сгорания. В наиболее тяжелых температурных условиях работают неохлаждаемые детали: подвески, опоры, крепления. Каркасы котлов — источников теплоты — чаще всего работают в зоне температур, близких к комнатным, но при этом испытывают значительные нагрузки от элементов металлоконструкций, обмуровки и тепловой изоляции.

Влияние механических нагрузок и коррозии на надежность элемента котла зависит от места его расположения в газовом тракте. Элементы котла, расположенные в топке, подвергаются высокотемпературной коррозии, для предотвращения или уменьшения которой применяется алитирование наружных поверхностей нагрева. Высокотемпературной коррозии подвержены также трубы пароперегревателей, в связи с чем их необходимо изготавливать из специальных легированных сталей.

Низкотемпературной коррозии в основном подвержены воздухоподогреватели. Коррозии могут подвергаться и внутренние поверхности труб, коллекторов и барабанов.

С повышением рабочей температуры металла не только снижается его механическая прочность, но и происходят также изменения, которые при более низких температурах вообще не проявляются или обнаруживаются не сразу. К таким явлениям относятся: ползучесть металла, понижение с течением времени его пластичности и вязкости, изменение его первоначальной структуры, химическая нестойкость и др. Если эти явления при высоких рабочих температурах металла нельзя полностью устранить, то, во всяком случае, необходимо найти средства для доведения до минимума их отрицательного воздействия. Для этого нужно знать основные механические свойства применяемых в котлостроении материалов.

Для изготовления элементов источников теплоты в основном используют чугуны и стали различных марок. В отдельных случаях для низкотемпературных поверхностей нагрева применяют неметаллические материалы (например, стеклянные трубы для воздухоподогревателей).

Наибольшее распространение получил серый (СЧ), ковкий (КЧ) и окалиностойкий чугун.

Серый чугун обладает высокими литейными свойствами и используется для изготовления гарнитур топочных устройств (лазов, гляделок, лючков, клапанов, арматуры для крепления и др., работающих при температурах не выше 350°C).

Ковкий чугун используется для изготовления деталей насосов, вентиляторов и вспомогательного оборудования.

Окалиностойкий и жароупорный чугун (типа "Силал", "Чугаль" и т.п.) могут выдерживать без интенсивного окисления более высокие температуры, хорошо работают на изгиб и сжатие и используются для изготовления колосниковых решеток, опорных устройств, подвесок для крепления труб и т.п.

Стали, применяемые в котлостроении, должны обладать высокими механическими свойствами (прочностью, пластичностью, стабильностью структуры), хорошими технологическими свойствами (свариваемостью, пригодностью к термической обработке).

Марки сталей для элементов источников теплоты выбирают из условий обеспечения требуемой степени надежности этого элемента и минимального расхода металла на единицу производимой теплоты (пара).

Все стали, применяемые в котлостроении, можно разделить на следующие основные классы: 1) углеродистые; 2) низколегированные (перлитного класса); 3) высоколегированные (аустенитного класса), 4) высоколегированные (мартенситного и мартенситно-ферритного классов); 5) сталь для литых деталей арматуры.

Условные обозначения марок сталей, характеризуют их примерный состав. Маркировка состоит из букв и цифр, характеризующих наличие в стали какого-либо легирующего элемента и его содержание в целых процентах. Если содержание элемента меньше 1% цифра отсутствует. Цифры, стоящие до первой буквы в обозначении марки стали, указывают, на содержание углерода в сотых долях процента.

Условные обозначения легирующих элементов: Б — ниобий, В — вольфрам, Г — марганец, Д — медь, К — кобальт, М — молибден, Н — никель, П — фосфор, Р — бор, С — кремний, Т — титан, Ф — ванадий, Х — хром, Ц — цирконий, Ю — алюминий.

Например, марка стали X18H10T соответствует содержанию, %: С = 0,1 %, Сг = 17-19, Ni = 9-11, Ti = 0,5.

Из углеродистых сталей для изготовления элементов котлов, работающих при температурах ниже 450°C, широко применяются углеродистые стали Ст 10 и Ст 20. Для Ст 20 цифра показывает, что содержание углерода 0,20%, а легирующие элементы отсутствуют.

В низколегированных сталях перлитного класса содержание легирующих элементов не превышает 4—5%. Обычно они применяются до температур 580 °С.

Высоколегированные стали аустенитного класса надежно работают при температурах 650—700 °С.

Для изготовления и ремонта котлов, пароперегревателей, экономайзеров и их элементов, предназначенных для работы под давлением, должны применяться материалы, только рекомендованные "Правилами устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов". Применение материалов для работы с параметрами, превышающими установленные для них этими правилами, а также материалов, не указанных в "Правилах", допускается министерством, в ведении которого находится проектная организация, на основании положительных заключений соответствующих специализированных организаций по металловедению, сварке и котлостроению.

Для правильного выбора материала необходимо точно определить рабочие температуры металла и допустимые нагрузки, используя нормы расчета на прочности элементов котла. Нормирование прочности элементов котла, работающих под давлением, — одно из мероприятий, которое одновременно обеспечивает надежность работы котельных установок и экономит качественный котельный металл, расход которого составляет 1—2,5 т стали на 1 т паропроизводительности котлов типа ДЕ или 0,2—0,8 т стали на 1 ГДж теплопроизводительности водогрейных котлов.

Надежный температурный режим обогреваемых труб характеризуется достаточным запасом механической прочности, отсутствием окалинообразования и допустимыми колебаниями температуры стенки. Безопасные температурные условия обогреваемых труб обеспечиваются гидравлическим режимом среды в них и компоновкой труб поверхности нагрева.

Максимальная температура наружной поверхности труб не должна достигать температуры окалинообразования или температуры изменения структуры металла.

Под расчетной температурой металла труб t_{cm} понимается наибольшее местное значение температуры стенки, вычисленное с учетом неравномерности тепловосприятости по сечению газохода и окружности трубы, растечки теплоты по стенке, гидравлической неравномерности и конструктивной нетождественности змеевиков.

Температура стенок обогреваемых труб рассчитывается для номинальной нагрузки котельного агрегата на каждом расчетном топливе при номинальной температуре питательной воды. Температура разверенной трубы определяется по формулам:

для внутренней поверхности

$$t_{cm}^{вн} = \vec{t} + \Delta t_m + \frac{\beta \mu q_{\max}}{\alpha_2}; \quad (4.11)$$

для наружной поверхности

$$t_{cm}^{н} = \vec{t} + \Delta t_m + \beta \mu q_{\max} \left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{2}{1 + \beta} + \frac{\delta}{\lambda_m} \right); \quad (4.12)$$

для середины стенки

$$\vec{t} = \frac{t_{cm}^{вн} + t_{cm}^{н}}{2}, \quad (4.13)$$

где $\vec{t}$ — средняя температура среды в рассчитываемом участке элемента, °C; Δt_m — превышение температуры среды в разверенной трубе над средней в участке, °C; δ — толщина стенки трубы, мм; β — отношение наружного диаметра к внутреннему; μ — коэффициент растечки теплоты; $q_{\max}$ максимальное удельное тепло-восприятие наружной поверхности трубы, допускаемое для

данного вида топлива и поверхности нагрева; λ_m — теплопроводность металла, кДж/ (м · ч).

При определении расчетной температуры стенки трубы должны быть рассмотрены различные участки трубного пакета, имеющие как наивысшую температуру пара (воды), так и наивысшую тепловую нагрузку, а также участки, конструктивные особенности которых могут обусловить наиболее высокую температуру стенки.

В ряде случаев допускается расчетную температуру, °С, стенок труб поверхностей нагрева источника теплоты определять по упрощенным формулам;

1) стенок вертикальных и слабонаклоненных (до 40° от вертикали) кипяtilьных труб котлов с естественной циркуляцией при рабочем давлении не более 16 МПа и максимальных удельных тепловосприятиях поверхности нагрева по наружной поверхности труб $q_{\max}$ менее 400 кВт/м²

$$t_{cm} = t_n + 60; \quad (4.14)$$

2) стенок конвективных пароперегревателей котлов с рабочим давлением не более 2,5 МПа и температурой пара не выше 425°С при максимальных удельных тепловосприятиях $q \leq 67$ кВт/м²

$$t_{cm} = t_{nn} + 70; \quad (4.15)$$

3) стенок труб для экономайзеров некипящего типа

$$t_{cm} = t_n + 30; \quad (4.16)$$

температура среды принимается из теплового расчета;

4) деталей котла и трубопроводов в пределах котла — не менее 250°С, кроме отдельных технически обоснованных случаев при определении температуры необогреваемых деталей и трубопроводов;

5) стенок барабанов:

а) вынесенных из газохода или надежно теплоизолированных

$$t_{cm} = t_n; \quad (4.17)$$

б) неизолированных, расположенных в газоходах,

$$t_{cm} = t_n + 1,2S + 10 \quad (4.18)$$

при $t_{газ} \leq 600^\circ C$,

где S — толщина стенки барабана, мм;

в) неизолированных, подверженных лучеиспусканию факела или горящего слоя топлива,

$$t_{cm} = t_n + 4S + 30. \quad (4.19)$$

В задачу расчета на прочность отдельных элементов источника теплоты, работающих под давлением (барабанов, круглых или прямоугольных коллекторов, труб и других элементов), входит определение толщины их стенки (конструктивный расчет) или допускаемого давления в этих деталях (проверочный расчет). Методика конструктивного и проверочного расчетов является в основном одинаковой. Разница состоит в целях расчета искомых величин.

Расчет на прочность может выполняться по максимальным напряжениям или предельным нагрузкам (несущей способности). В основу принятых норм расчета на прочность деталей и элементов источников теплоты положен принцип оценки прочности по несущей способности (предельной нагрузке), а не по наибольшим местным напряжениям. При этой методике расчета исходят из предпосылки, что опасными являются напряжения, которые вызывают пластическую деформацию всей конструкции, а не только какого-либо небольшого объема ее металла. Это наиболее прогрессивный метод расчета, так как при использовании этой методики расчета по предельным нагрузкам конструкции элементов получаются менее металлоемкими. В качестве основной нагрузки для определения толщины стенки элементов источника теплоты принято давление рабочей среды. Дополнительные нагрузки (осевые усилия, изгибающие и крутящие моменты), в частности нагрузки от собственного веса

присоединенных деталей, при определении толщины стенки не учитывают, но в нормах регламентирована предельная величина напряжений, возникающих под действием этих нагрузок. Если напряжение превышает допускаемую величину, то должны быть осуществлены конструктивные мероприятия для их снижения. Формула для определения указанных напряжений выведена по принципу предельных нагрузок с некоторыми упрощениями.

Кроме напряжений от постоянных нагрузок в стенках элементов источников теплоты могут возникать термические напряжения временного характера, возникающие вследствие перепада температуры по толщине стенки. Эти напряжения возникают особенно при остановке, пуске или резком колебании нагрузки источника теплоты. Перепад температур, а следовательно, и величина термических напряжений больше в толстостенных конструкциях и при повышении тепловых нагрузок, поэтому для обогреваемых элементов в нормах введены ограничения по толщине стенки. Для труб регламентированы предельные значения дополнительных напряжений, вызываемых самокомпенсацией температурного расширения, которые имеют в основном характер изгиба.

В целях обеспечения практического использования формул они приведены к наиболее простому виду в двух модификациях: для **определения допустимого давления и необходимой толщины стенки.**

Толщину стенки цилиндрической части барабанов и камер определяют по формуле

$$\delta = \frac{\rho D}{2,0\varphi \pm \rho} + c, \quad (4.20)$$

где δ — толщина стенки, м; D — наружный диаметр, м; p — расчетное избыточное давление, Па; σ — допускаемое напряжение. Па; φ — коэффициент прочности в продольном направлении; c — прибавка к расчетной толщине стенки, учитывающая технологические и другие допуски, м.

При подстановке в эту формулу внутреннего диаметра барабана $D_{вн}$ в знаменателе принимается знак минус, наружного $D_{н}$ — знак плюс.

При $\delta < 0,02$ м прибавка $c = 0,001$ м, а при $\delta \geq 0,02$ м она равна нулю. Полученная при расчетах по формуле толщина стенки округляется до ближайшей по сортаменту.

В формуле (4.20) $\phi = (t - d)/t$ (где d — диаметр отверстия, мм; t — шаг между отверстиями) — минимальный коэффициент прочности барабана — характеризует ослабление отверстиями.

При коридорном расположении отверстий коэффициент прочности определяется в продольном и поперечном направлениях и в расчет вводят наименьшее значение.

При шахматном расположении отверстий определяют, кроме того, коэффициент прочности в диагональном направлении, условно приведенный к продольному направлению, и в расчет вводят наименьшее значение коэффициента прочности в продольном направлении или его двойное значение в поперечном направлении. Для различных видов ослабления условные формулы для определения коэффициента прочности приведены в "Нормах расчета элементов паровых котлов на прочность".

Коэффициент прочности ослабленной отверстиями стенки (для труб с одинаковым диаметром и одинаковым шагом между центрами отверстий) определяется для всех направлений (рис. 4.6):

в продольном направлении

$$\phi = (t - d)/t;$$

в поперечном направлении

$$\phi_1 = (t_1 - d)/t_1;$$

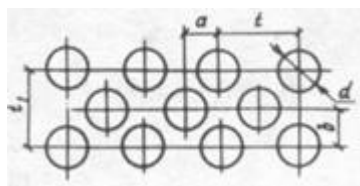


Рис. 4.6. Схема шахматного расположения отверстий в барабане

в диагональном направлении

$$\varphi_2 = [1 - d / (a\sqrt{1 + m^2})] / \sqrt{1 - 0,75[m^2 / (1 + m^2)]^2},$$

где t — шаг между центрами отверстий в продольном направлении, м; t_1 — шаг между центрами отверстий в поперечном направлении, м; d — диаметр отверстия, м; $m = b/a$ (a, b — согласно рис. 4.6).

В расчетах используется наименьшее значение коэффициента прочности стенки.

Коэффициент прочности сварного шва труб и цилиндрической части барабана принимается в зависимости от способа и вида сварки $\varphi = 0,9 — 1,0$.

§ 4.7. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

Пример 4.4. Определить толщину стенки бесшовного барабана, если рабочее давление $p = 2,5$ МПа, наружный диаметр $D_n = 1,3$ м, допускаемое напряжение $\sigma_{доп} = 120$ МПа. Барабан ослаблен отверстиями (см. рис. 9.1), причем $t = 0,25$; $t_1 = 0,25$; $d = 0,075$; $a = t/2$, $b = t_1/2$.

Решение. 1. Определим коэффициент прочности барабана в продольном направлении

$$\varphi = (t - d) / t = (0,25 - 0,075) / 0,25 = 0,7.$$

2. Коэффициент прочности барабана в поперечном направлении

$$\varphi_1 = (t_1 - d) / t_1 = (0,25 - 0,075) / 0,25 = 0,7.$$

3. Коэффициент прочности барабана в диагональном направлении

$$\begin{aligned} \varphi_2 &= [1 - d / (a\sqrt{1 + m^2})] / \sqrt{1 - 0,75[m^2 / (1 + m^2)]^2} = \\ &= [1 - 0,075 / (0,125\sqrt{1 + 1^2})] / \sqrt{1 - 0,75[1^2 / (1 + 1^2)]^2} = \\ &= 0,59. \end{aligned}$$

Наименьший коэффициент прочности барабана составляет $\varphi = 0,59$.

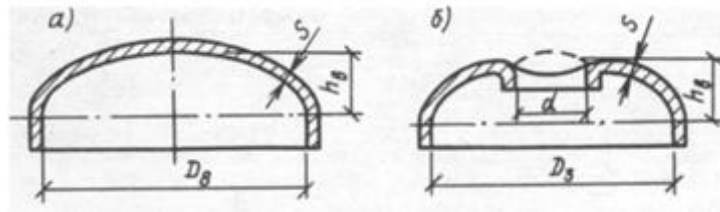


Рис. 4.7. Глухое эллиптическое днище барабана (а) и с лазовым отверстием

4. Толщину стенки барабана находим по формуле

$$s = \frac{pD_{\text{вн}}}{2,0\sigma\varphi + p} + c = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1,3}{2,0 \cdot 120 \cdot 10^6 \cdot 0,59 + 2,5 \cdot 10^6} + 0 = 0,0226 \text{ м.}$$

Пример 4.5. Определить толщину выпуклого днища барабана (рис. 4.7), не имеющего отверстий и имеющего отверстие (лаз) диаметром 0,35 м. Внутренний диаметр барабана 1,0 м, рабочее давление $p = 2,5$ МПа.

Решение. 1. Определим толщину выпуклого днища, не имеющего отверстий

$$\delta = \frac{pD_{\text{вн}}}{4,0z\sigma - p} \frac{D_{\text{вн}}}{2h_{\text{в}}} + c,$$

где z — коэффициент прочности днища, зависящий от наличия и размеров отверстия (рис. 4.7,б).

В случае отсутствия отверстия в днище (см. рис. 4.7, а), $z = 1$

$$\delta = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1,0}{4,0 \cdot 1 \cdot 120 \cdot 10^6 - 2,5 \cdot 10^6} \frac{1,0}{2 \cdot 0,4} + 0,0005 = 0,0007.$$

Для выпуклого днища с отверстием (см. рис. 4.7, б)

$$z = \frac{2}{\frac{d}{\sqrt{D_{\text{вн}}(s-c)}} + 2} = \frac{2}{\frac{0,35}{\sqrt{1,0 \cdot 0,0065}} + 2} = 0,315.$$

2. Расчетная толщина выпуклого днища с отверстием

$$\delta = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot 1,0}{4,0 \cdot 1,0 \cdot 120 \cdot 10^6 \cdot 0,315 - 2,5 \cdot 10^6} = 0,021 \text{ м.}$$

Приведенная формула для расчета днища барабана действительна при соблюдении следующих условий:

$$h_{вн} / D_{вн} \geq 2; d / D_{вн} \leq 0,6; (\delta - c) / D_{вн} \leq 0,1.$$

Пример 4.6. Определить толщину стенки трубы экрана с наружным диаметром 76 мм, при давлении в котле 14 МПа и расположении трубы у нижнего коллектора, над которой высота столба воды составляет 20 м.

Решение 1. Определяем допустимую толщину стенки, м

$$\delta = \frac{p D_n}{2,0 \sigma + p} + c.$$

В этом случае $p_p = 14 + 0,2$. Температура насыщения $t_n \approx 335^\circ\text{C}$.

Температура стенки $t_{ст} = 335 + 60 = 39,5^\circ\text{C}$.

Следовательно, можно выбрать сталь Ст 20 с $\sigma_T = 120 \text{ МПа}$.

2. Расчетная допустимая толщина стенки

$$\delta = \frac{14,2 \cdot 10^6 \cdot 0,076}{2,0 \cdot 120 \cdot 10^6 + 14,2 \cdot 10^6} + 0,0005 = 0,009 \text{ мм.}$$

Добавляем для повышения надежности $c = 0,0005 \text{ м}$ и принимаем $\delta = 0,009$.

3. Определяем допустимое внутреннее давление

$$p = \frac{2,3 \delta \sigma}{D_{вн} + 2 \delta} = \frac{2,3 \cdot 0,009 \cdot 120 \cdot 10^6}{0,076} = 32,68 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Примеры для самостоятельного решения.

Пример 4.7. Определить толщину стенки бесшовного барабана, если рабочее давление $p = 1,5 \text{ МПа}$, внутренний диаметр барабана $D_{вн} = 1,26 \text{ м}$,

допускаемое напряжение $\sigma_{доп} = 92$ МПа; барабан ослаблен отверстиями в соответствии со схемой рис. 9.1.

Ответ: $\delta = 0,025$ м.

Пример 4.8. Определить внутренний диаметр бесшовного барабана, ослабленного отверстиями с диаметром $d = 0,05$ м, если рабочее давление $p = 4$ МПа, допускаемое напряжение $\sigma_{доп} = 85$ МПа, шаг между центрами отверстий в продольном направлении барабана $t = 0,25$ м, шаг между центрами отверстий в поперечном направлении (по средней окружности барабана) $t = 0,2$ м, толщина стенки барабана $s = 0,05$ м. Отверстия на барабане расположены в коридорном порядке.

Ответ: $D_{вн} = 1,54$ м.

Пример 4.9. Определить толщину стенки трубы конвективного пучка парового котла, если рабочее давление $p = 3,4$ МПа, внутренний диаметр трубы $d_{вн} = 0,076$ м и допускаемое напряжение $\sigma_{доп} = 60$ МПа.

Ответ: $\delta = 0,00275$ м.

Пример 4.10. Определить толщину стенки бесшовной трубы кипящего экономайзера котла, предназначенного для рабочего давления $p = 25$ МПа, если наружный диаметр трубы $d_H = 0,038$ м, допускаемое напряжение $\sigma_{доп} = 64$ МПа и гидравлическое сопротивление водяного тракта экономайзера $p = 1$ МПа.

Ответ: $s = 0,001$ м.

ГЛАВА 5. АЭРОДИНАМИКА КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА.

§ 5.1. ГАЗОВОЗДУШНЫЙ ТРАКТ

При работе теплогенерирующей установки необходимо обеспечивать непрерывную подачу в топку воздуха, необходимого для горения топлива и удаления в атмосферу продуктов сгорания (дымовых газов) после их охлаждения и очистки. Газовоздушный тракт включает воздухопроводы холодного и горячего воздуха, калориферы для подогрева воздуха перед воздухоподогревателем, вентиляторы, дымососы, золоуловители, газоходы, дымовые трубы, запорные и регулирующие органы. Различают следующие схемы газовоздушных трактов теплогенерирующих установок:

- а) с естественной тягой, создаваемой дымовой трубой;
- б) с подачей воздуха и удалением продуктов сгорания дымососом и трубой;
- в) с подачей воздуха вентилятором и удалением продуктов сгорания дымососом и трубой;
- г) с подачей воздуха отдельно в пылеприготовительную установку и топку с удалением продуктов сгорания дымососом и трубой;
- д) с подачей воздуха вентилятором и удалением продуктов сгорания за счет давления в газовом тракте.

Сопротивления воздушного и газового трактов складываются из сопротивления трения и местных сопротивлений. Сопротивление трению. $\Delta h_{тр}$, рассчитывается по формуле

$$\Delta h_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2} - p, \quad (5.1)$$

где λ — коэффициент сопротивления трения; для металлических каналов и труб может быть принят равным 0,02, а для кирпичных — 0,04; l — длина участка, м; d — диаметр канала; при прямоугольных сечениях принимается эквивалентный диаметр $d_{эк} = 4f/u$; f — площадь живого сечения, m^2 ; u — периметр сечения, м; w — скорость движения газов, м/с; p — плотность газов при данной температуре, кг/м³.

Величина $\frac{w^2}{2}\rho$ носит название **динамического напора**.

Коэффициент сопротивления трению λ зависит от относительной шероховатости стенок канала и числа Рейнольдса. Местные сопротивления, Па, рассчитывают по формуле

$$\Delta h_m = \sum \zeta \frac{w^2}{2} \rho, \quad (5.2)$$

где $\sum \zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Разрежение S , Па, в трубе (у ее основания) в котельных, работающих на естественной или искусственной тяге, должно быть больше суммы гидравлических сопротивлений отдельных участков газового тракта.

Сопротивление топки, соответствующее необходимому в ней разрежению, в приближенных расчетах можно принимать для всех котлов 30 Па; сопротивление котлов: чугунных — 50—80 Па, типа ДЕ-80—150 Па, в зависимости от типа котла. Сопротивление шиберов котла при скорости уходящих газов 3—4 м/с составляет 5—15 Па.

Расчет газового тракта. При выполнении гидравлических расчетов газовый тракт от самого дальнего котла до дымовой трубы разбивают на отдельные участки с неизменными размерами поперечного сечения и с определенными расходами уходящих газов. По каждому из участков определяют гидравлические потери по формуле

$$h_{yc} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{w^2}{2} \rho. \quad (5.3)$$

Коэффициенты местных сопротивлений ζ зависят от характера сопротивления, конфигурации и конструкции канала в этом месте.

Скорость газов, м/с, на рассматриваемом участке

$$w = \frac{V_{yx}(273 + t_{cp})}{3600F \cdot 273}, \quad (5.4)$$

где V_{yx} — объем уходящих газов, м³/ч; F — площадь поперечного сечения канала, м².

Обычно принимают, что скорость в газоходах должна быть 2—3 м/с, в сборных каналах при естественной тяге 3—4 м/с и, при наличии дымососа 4—6 м/с.

Сопротивление газоходов. Газоходы на участке воздухоподогреватель — золоуловитель рассчитывают по расходу и температуре уходящих газов (за воздухоподогревателем), принятым из теплового расчета. Газоходы на участке золоуловитель — дымосос и за дымососом рассчитывают по расходу и температуре газов у дымососа. При отсутствии золоуловителей газоходы от воздухоподогревателя до дымососа рассчитывают по расходу газа у дымососа. Целесообразнее рассчитывать секундные расходы газов и по ним определять скорости.

Расход газов, м³/ч, рассчитывают по формуле

$$V_d = B_p (V_{z,yx} + \Delta\alpha V^o) \frac{t_d + 273}{273}, \quad (5.5)$$

где B_p — расчетный расход топлива с учетом механического недожога, кг/ч или м³/ч; $V_{z,yx}$ — объем продуктов горения на 1 кг топлива при избытке воздуха за воздухоподогревателем при нормальных условиях, м³/кг; $\Delta\alpha$ — присосы воздуха в газоходах за воздухоподогревателем (ВЗП); V^o — теоретическое количество воздуха, м³/кг; t_d — температура газов у дымососа, °С.

Присосы воздуха за ВЗП принимаются в котлах с уравновешенной тягой в соответствии с нормативным методом теплового расчета: $\Delta\alpha = 0,01$ на каждые 10 м длины стальных газоходов и $\Delta\alpha = 0,05$ на 10 м длины кирпичных боровов; для электрофильтров котлов с $D > 50$ т/ч — $\Delta\alpha = 0,1$; для электрофильтров котлов с $D \leq 50$ т/ч — $\Delta\alpha = 0,15$; для золоуловителей циклонного типа, скрубберов или рукавных фильтров — $\Delta\alpha = 0,05$. Значения $B_p V_{z,yx}$ и V^o принимаются из теплового расчета котельного агрегата.

В связи с большим сечением газоходов и сравнительно небольшой длиной их сопротивление трению получается незначительным. Суммарное сопротивление газоходов определяется в основном местными сопротивлениями. Местные сопротивления газоходов представляют собой повороты, разветвления, изменения сечения и клапаны (шиберы).

Сопротивление золоуловителей принимается в зависимости от их типа и конструкции по данным, приведенным в нормативном методе аэродинамического расчета котельных установок.

Сопротивление дымовой трубы при искусственной тяге. Расчет сопротивления трубы аналогичен расчету сопротивления прочих элементов газового тракта. Температура газов в дымовой трубе принимается равной температуре газов у дымососа. Охлаждение газов в трубе не учитывается. При заданной высоте дымовой трубы ее внутренний диаметр d_o , м, на выходе определяется по формуле

$$d_o = 0,0188 \sqrt{V_{mp} / w_o}, \quad (5.6)$$

где V_{mp} — расход газов через трубу, м³/ч; w_o — скорость газов на выходе из трубы, м/с.

Окончательно скорость уточняется по принятому размеру трубы. Сопротивление дымовой трубы складывается из сопротивления трению и потерь с выходной скоростью. Сопротивление трению на участке трубы с постоянным уклоном i по внутренней стороне образующей футеровки рассчитывается по формуле

$$\Delta h_{mp} = \frac{\lambda}{8i} \frac{(w_k^2 - w_n^2) \rho}{2}, \quad (5.7)$$

где λ — коэффициент сопротивления трению; среднее опытное значение λ для бетонных и кирпичных труб с учетом кольцевых выступов футеровки равно 0,05; для стальных труб диаметром $d_o > 2$ м - $\lambda = 0,015$, при $d_o < 2$ м - $\lambda =$

0,02; для стволов из железобетона $\lambda = 0,02$; w_n, w_k — скорости, м/с, в начальном и конечном сечениях участка диаметром d_n и d_k , м.

При постоянном уклоне в трубе сопротивление трению, Па, определяется по приближенной формуле

$$\Delta h_{тр} = \frac{\lambda}{8i} \frac{w_o^2}{2} \rho, \quad (5.8)$$

где w_o — скорость, м/с, в выходном сечении трубы диаметром d_o , м.

Сопротивление трению, м/с, в цилиндрических трубах рассчитывается по формуле (5.1). Потеря давления с выходной скоростью определяется исходя из коэффициента местного сопротивления выхода $\zeta = 1,0$.

Расчет дымовой трубы при естественной тяге. При естественной тяге уточняется температура газов в трубе. В расчетах принимаются следующие потери теплоты в окружающую среду: примерно 1160 Вт/м² — для неизолированной поверхности, расположенной внутри котельной, и 1520 Вт/м² — для поверхности, расположенной снаружи здания. Для данного случая снижение температуры газов на входе в трубу определяется по формуле

$$\Delta \vartheta' = Q_{охл} / B_p V_c, \quad (5.9)$$

где $Q_{охл}$ — суммарная часовая потеря теплоты, Вт; $B_p V_c$ — суммарная теплоемкость дымовых газов, Вт/°С.

Охлаждение газов на 1 м высоты трубы, °С/м, определяется по формуле: для железных нефутерованных труб

$$\Delta \vartheta = 2 / \sqrt{D}; \quad (5.10)$$

для железных футерованных труб

$$\Delta \vartheta = 0,8 / \sqrt{D}; \quad (5.11)$$

для малых кирпичных труб (средняя толщина кладки менее 0,5 м)

$$\Delta \vartheta = 0,4 / \sqrt{D}; \quad (5.12)$$

для больших кирпичных труб (средняя толщина кладки более 0,5 м)

$$\Delta \vartheta = 0,2 / \sqrt{D}; \quad (5.13)$$

где D — суммарная парс-производительность, т/ч, при номинальных нагрузках всех одновременно работающих котлов, подключенных к данной трубе.

При заданной высоте трубы рассчитывают развиваемую трубой тягу: при этом должно выполняться условие

$$h_c - \frac{h_{\text{бар}}}{10350} - \Sigma \Delta h_{\text{тр}} \frac{\rho_o}{0,132} \frac{10350}{h_{\text{бар}}} \geq 1,2 \Delta H_n, \quad (5.14)$$

где h_c и $\Sigma h_{\text{тр}}$ — расчетные величины самотяги и суммы сопротивлений трубы. Па; ΔH_n — перепад полных давлений газового тракта. Па, без учета сопротивления и самотяги трубы; 1,2 — коэффициент запаса по тяге.

Высота трубы, способная обеспечить необходимую тягу, определяется по формуле

$$H_{\text{тр}} = \frac{1,2 \Delta H_n + (h_o'' + \Delta h_{\text{тр}}) \frac{\rho_o}{0,132} \frac{10350}{h_{\text{бар}}}}{(\rho_a - \rho_o \frac{273}{273 + \vartheta_{\text{ср}}}) \frac{h_{\text{бар}}}{10350}}, \quad (5.15)$$

где h_o'' — динамическое давление при скорости выхода из дымовой трубы. Па; $\Delta h_{\text{тр}}$ — сопротивление трению в дымовой трубе, Па; ρ_a — плотность наружного атмосферного воздуха, кг/м³; $\vartheta_{\text{ср}}$ — средняя температура продуктов сгорания, °С.

Расчет воздушного тракта, так же как и газового, выполняется на номинальную нагрузку теплогенерирующей установки. Необходимые исходные данные для расчета (температура воздуха, площадь живого сечения, средняя скорость воздуха в воздухоподогревателе и. др.) принимаются из

теплового расчета или определяются по Нормативному методу теплового расчета.

Сопротивление воздуховодов холодного и горячего воздуха. Температура холодного воздуха $t_{x.6}$, засасываемого дутьевым вентилятором из котельной, принимается обычно в соответствии с Нормативным методом теплового расчета равной 30°C. В ряде случаев она принимается в зависимости от местных условий.

Количество холодного воздуха, м³/ч, засасываемого дутьевым вентилятором, определяется по формуле

$$V_{x.6} = B_p V^o (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{nl} + \Delta\alpha_{en}) \times \frac{t_{x.6} + 273}{273}, \quad (5.16)$$

где α_T — коэффициент избытка воздуха в топке; $\Delta\alpha_T$ и $\Delta\alpha_{nl}$ — присосы воздуха в топке и системе пылеприготовления; $\Delta\alpha_{en}$ — относительная утечка воздуха в воздухоподогревателе, принимаемая равной присосу в нем по газовой стороне. Значения всех величин, входящих в эту формулу, принимаются из теплового расчета.

Расчет сопротивления воздуховодов, как и газоходов, сводится в основном к определению местных сопротивлений. Сопротивление трения при скоростях холодного воздуха менее 10 м/с можно не учитывать. При расчете сопротивления трения при скоростях выше 10 м/с коэффициент сопротивления X принимается равным 0,02.

Сопротивление по воздушной стороне ВЗП складывается из сопротивления поперечно омываемых труб и сопротивления поворотов в перепускных коробах.

Поправочный коэффициент к суммарному сопротивлению пластинчатых воздухоподогревателей по воздушной стороне принимается равным 1,2.

Температура горячего воздуха $t_{г.в}$ принимается из теплового расчета. Расход горячего воздуха, м³/ч, определяется в соответствии с тепловым расчетом

$$V_{г.в} = B_p V^o (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл}) \times \frac{t_{г.в} + 273}{273}. \quad (5.17)$$

Расчет ведется аналогично расчету газового тракта тепло-генерирующей установки.

§ 5.2. ДЫМОВЫЕ ТРУБЫ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Дымовые трубы котельных установок предназначены для удаления дымовых газов и рассеивания вредностей, содержащихся в продуктах сгорания, в атмосферном воздухе с целью снижения их концентраций в атмосфере на уровне дыхания до необходимого уровня. Движение газов при естественной тяге происходит за счет разности плотностей окружающего холодного воздуха и горячих продуктов сгорания.

Дымовые трубы работают в сложных условиях: при перепадах температуры, давления, влажности, агрессивном воздействии дымовых газов, ветровых нагрузках и нагрузках от собственного веса.

Дымовые трубы устраивают кирпичными, железобетонными и металлическими. Основные элементы **кирпичной дымовой трубы** (рис. 5.1): фундамент трубы 1 (цоколь) и ствол 2. Кладка ствола выполняется из отдельных звеньев высотой 5—7 м различной толщины, уменьшающейся по направлению снизу вверх. Минимальная толщина стенок верхнего звена трубы 180—250 мм. Для придания устойчивости снаружи трубы имеет форму усеченного конуса (с конусностью 0,02—0,03). Нижняя часть трубы для защиты от действия горячих газов футеруется огнеупорным кирпичом 4.

Между основной кладкой и футеровкой оставляется небольшой зазор для свободного расширения последней.

В цоколе предусматривают, как правило, не больше двух окон для боровов (газоходов). При наличии нескольких боровов внутри цоколя выкладывают направляющие перегородки (пандусы). В боровах и у основания дымовой трубы предусматривают лазы для удаления золы. Кирпичные дымовые трубы сооружаются высотой 30—70 м, диаметром не менее 600 мм.

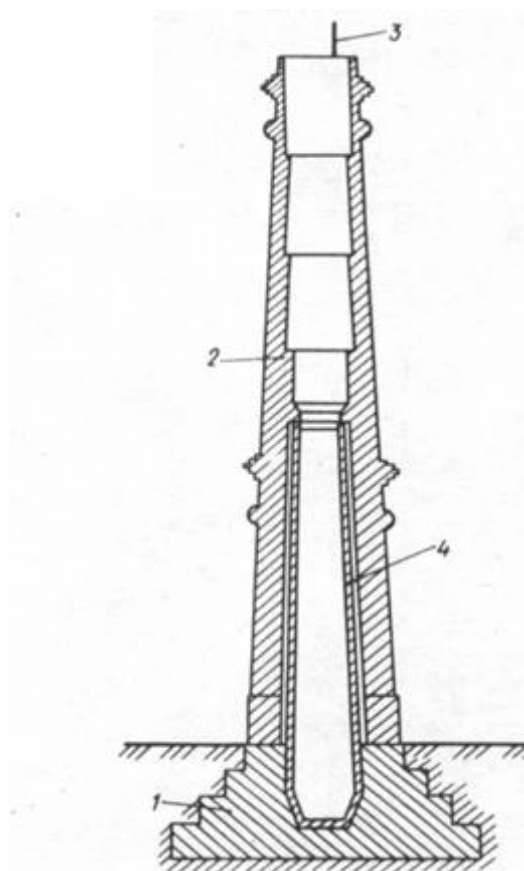


Рис. 5.1. Кирпичная дымовая труба. 1- цоколь; 2 – ствол трубы; 3 – молниеотвод; 4 – футеровка.

Металлические дымовые трубы (рис. 5.2) изготавливают из стальных листов толщиной 3—15 мм. Труба состоит из отдельных звеньев, соединенных между собой сварными швами. Ствол трубы 7 устанавливается на чугунной плите 3. Для устойчивости трубы на высоте, равной $\frac{2}{3}H_{\text{тр}}$, устанавливают растяжки 2 из круглой стали диаметром 5—7 мм.

Стальные трубы сооружают высотой не более 30—40 м. Согласно санитарно-техническим нормам, сооружение дымовой трубы высотой 30 м допускается при суточном расходе многозольного топлива до 5 т/ч. Срок службы стальных труб составляет 10 лет на практике он сокращается при сжигании высокосернистых топлив.

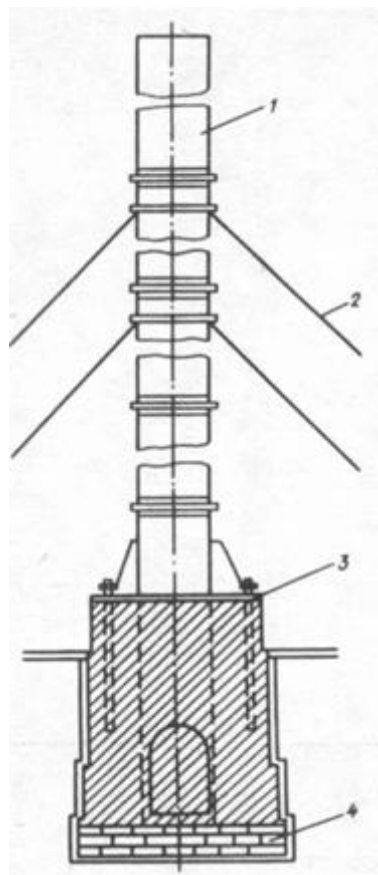


Рис. 5.2. Стальная дымовая труба. 1 – ствол трубы; 2 – растяжки; 3 – чугунная плита; 4 – фундамент.

Железобетонные трубы обладают высокой механической прочностью, однако они не способны противостоять воздействию сернистых соединений, влаги и повышенной температуры дымовых газов. Поэтому в настоящее время железобетонные трубы изготовляют со второй (внутренней) оболочкой, исполняющей функцию ограждающей поверхности для агрессивных дымовых газов, имеющих повышенную температуру. Внутреннюю поверхность железобетонного ствола трубы покрывают изоляцией — эпоксидным лаком и

стеклотканью. Футеровка выполняется из красного и кислотоупорного кирпича. Срок службы железобетонных труб 30-50 лет.

Высоту дымовых труб котельных, работающих на твердом топливе и мазуте и оборудованных установками для очистки дымовых газов от золы, следует принимать по табл. 5.1 в зависимости от приведенной зольности $A^Г$ и приведенной сернистости $S^Г$, а также от максимального расхода топлива в котельной.

Таблица 5.1.

Рекомендуемая высота дымовых труб котельных

Расход топлива, т/ч	Высота, м, в зависимости от $A^Г$ и $S^Г$			
	$A^Г < 5,$ $S^Г < 0,3$	$A^Г < 5,$ $S^Г \geq 0,3$	$A^Г \geq 5,$ $S^Г < 0,3$	$A^Г \geq 5,$ $S^Г \geq 0,3$
До 1	20	20	20	20
Более 1 до 5	30	30	30	30
От 5 до 10	30	30	30	30
От 10 до 15	30	30*	45	45**
Более 15	30***	30***	45**	45**

* Приведена минимальная допустимая высота трубы,- если в радиусе 200 м от котельной имеются здания высотой более 15 м, она принимается равной 45 м. Расчетная высота определяется по изложенной методике из условия обеспечения ПДК сернистого ангидрида.

** Приведена минимальная допустимая высота трубы. Расчетная высота определяется согласно примеч. 1.

*** Приведена минимальная высота трубы; если в радиусе 200 м от котельной имеются здания высотой более 15 м, она принимается равной 45 м. Расчетная высота определяется по изложенной методике из условия обеспечения ПДК золы и сернистого ангидрида.

Количество дымовых труб должно быть минимальным. Для котельных, как правило, проектируется одна, общая для всех устанавливаемых котлов, дымовая труба. Установка нескольких дымовых труб или индивидуально для каждого котла допускается при соответствующем обосновании.

Условия надежности работы дымовой трубы. Основным требованием, предъявляемым к дымовым трубам, является высокая надежность их эксплуатации. В течение всего срока эксплуатации должна обеспечиваться работа трубы без проведения ремонта. Однако опыт эксплуатации ряда труб как в России, так и за рубежом показал, что это условие не выдерживается. В некоторых кирпичных и железобетонных трубах наблюдается проникание агрессивных газов через неплотности кирпичной кладки и футеровки с одновременной конденсацией паров и прониканием жидкости через ствол трубы наружу, что приводит к разрушению трубы. Зимой вследствие конденсации паров образуются наледи в верхней части трубы. Наблюдается быстрый выход из строя и металлических труб.

Одна из основных причин проникания дымовых газов через ствол — наличие избыточных статических давлений дымовых газов в стволе трубы по отношению к окружающей атмосфере

$$\Delta h_{cm} = h_{cm,z} - h_{cm,a}, \quad (5.18)$$

где $h_{cm,z}$ — статическое давление дымовых газов на некоторой высоте, Па; $h_{cm,a}$ — атмосферное давление на том же уровне, Па.

Отсутствие фильтрации дымовых газов через ствол трубы обеспечивается в том случае, если на любой отметке соблюдается условие

$$\Delta h_{cm} \leq 0. \quad (5.19)$$

В этом случае при наличии каких-либо неплотностей в стволе в дымовые газы будет подсасываться некоторое количество атмосферного воздуха, что не представляет опасности для дымовой трубы. Напротив, если $\Delta h_{cm} > 0$, то

агрессивные дымовые газы, особенно содержащие окислы серы, проникают через неплотности трубы наружу.

Рассмотрим условия возникновения в дымовых трубах избыточных статических давлений и способы их устранения.

Уравнение Бернулли для двух сечений дымовой трубы (на выходе трубы 0—0) и некоторого произвольного сечения запишется в виде

$$h_{cm,z} + h_{\partial} = h_{cm,0} + h_{\partial,0} + \Delta h_{mp} + g\rho_z l \quad (5.20)$$

Для тех же уровней в атмосфере оно будет иметь вид

$$h_{cm,a} = h_{cm,0} + g\rho_a l \quad (5.21)$$

где $h_{cm,0}$ — статическое давление на уровне верха дымовой трубы. Па;

h_{∂} , $h_{\partial,0}$ — динамическое давление газов в рассматриваемом сечении и устье трубы. Па; ρ_z , ρ_a — плотность дымовых газов и воздуха, кг/м³ Δh_{mp} — потери на трение в стволе трубы на участке длиной l м; $g = 9,81$ м/с².

Вычитая (5.21) из (5.20), получим разность статических давлений в стволе трубы (с любым очертанием образующей) и в атмосфере в любом сечении, отстоящем на расстоянии.

$$\Delta h_{cm} = h_{\partial,0} - h_{\partial} - \Delta h_{mp} - g\Delta\rho l, \quad (5.22)$$

где $\Delta\rho = \rho_a - \rho_z$.

В уравнении (5.22) содержатся как положительные, так и отрицательные члены. На выходе из трубы $h_{\partial} = h_{\partial,0}$,

$$\Delta h_{mp} = 0, l = 0,$$

отсюда $\Delta h_{cm} = 0$.

В сечениях, расположенных ниже устья трубы, Δh_{cm} может быть меньше или больше нуля. Для проверки надежной работы дымовой трубы без

фильтрации, т.е. когда на том или ином уровне давление внутри ствола ниже, чем в атмосфере, и $\Delta h_{cm} < 0$, необходимо построить эпюру статических давлений ее ствола.

Для промышленных, отопительно-производственных котельных наиболее типичной является труба, имеющая газоотводящий ствол в виде конуса с постоянным наклоном образующей к оси трубы i . Потери на трение для усеченного конуса высотой l определяются по формуле

$$\Delta h_{mp} = \frac{\lambda}{8i} (h_{\partial,0} - h_{\partial}), \quad (5.23)$$

тогда

$$\Delta h_{cm} = \left(\frac{\lambda}{8i} + 1 \right) (h_{\partial,0} - h_{\partial}) - g \Delta \rho l, \quad (5.24)$$

где λ — коэффициент трения для внутреннего ствола.

О наличии или отсутствии избыточных статических давлений в трубе можно судить по числу Рихтера

$$Ri = \frac{(\lambda + 8i)h_{\partial,0}}{g \rho D_o}, \quad (5.25)$$

которое определяет наличие избыточных статических давлений в трубе.

Вводятся также понятия относительной величины диаметра $\bar{D}$ и относительной величины статического давления Δh_{cm} ; $\bar{D} = D / D_o$ — отношение внутреннего диаметра газоотводящего канала в рассматриваемом сечении к диаметру устья трубы:

$$\bar{\Delta h}_{cm} = \frac{\Delta h_{cm}}{\Delta h_{\partial,0}} = \left(\frac{\lambda}{8i} + 1 \right) \times \left[1 - \frac{h_{\partial}}{h_{\partial,0}} - \frac{g 8i \Delta \rho l}{(\lambda + 8i)h_{\partial,0}} \right]. \quad (5.26)$$

Значение относительного диаметра, при котором статическое давление имеет максимальную величину

$$\vec{D}_m = Ri^{0,2}. \quad (5.27)$$

Из этого соотношения следует, что максимум статических давлений находится в пределах конического ствола трубы, если $\vec{D}_m > 1$, что соответствует $Ri > 1$.

Если $Ri < 1$, то $D_m \leq 1$ и сечение с максимумом статического давления находится выше дымовой трубы. Поскольку в выходном сечении трубы $\Delta h_{cm} = 0$, в этом случае вся труба находится под разрежением, и фильтрация агрессивных газов наружу отсутствует.

Если $Ri > 1$, то на некоторых участках трубы возникает избыточное статическое давление и, следовательно, создаются условия для проникания дымовых газов через ствол трубы, что может привести к разрушению последней. Для ликвидации в трубе избыточного статического давления, не меняя ее конфигурации и параметров газа, следует уменьшить динамическое давление до критического значения $h_{o.o}^{kp}$, при котором $Ri = 1$.

В этом случае

$$1 = \frac{(\lambda + 8i)h_{o.o}^{kp}}{g\Delta\rho D_o}. \quad (5.28)$$

Такое равенство можно достичь, если уменьшить расход газа через трубу от V_c до критического значения V_c^{kp} , при котором избыточные статические давления отсутствуют.

О степени нагрузки трубы по условиям статических давлений можно судить по величине $\sqrt{Ri}$, которая получается при делении (5.25) на (5.28):

$$Ri = \frac{h_{\partial.o}}{h_{\partial.o}^{kp}} = \left(\frac{V_{\varepsilon}}{V_{\varepsilon}^{kp}} \right)^2. \quad (5.29)$$

следовательно, $\sqrt{Ri} = V_{\varepsilon} / V_{\varepsilon}^{kp}$.

Величина $\sqrt{Ri}$ показывает, на сколько перегружена или недогружена труба.

Максимум статических давлений можно определить, если подставить (5.27) в (5.26)

$$\Delta \vec{h}_{ст.м} = \left(\frac{\lambda}{8i} + 1 \right) \left(1 - \frac{5}{Ri^{0,8}} + 4Ri \right). \quad (5.30)$$

или

$$\Delta \vec{h}_{ст.м} = \left(\frac{\lambda}{8i} + 1 \right) M,$$

где $M = 1 - \frac{5}{Ri^{0,8}} + 4Ri$.

Из последнего выражения следует, что максимальное статическое давление при заданных λ и i определяется только числом статических давлений — числом Рихтера Ri .

Из условия отсутствия статических давлений ($Ri = 1$) предложена формула для определения предельной скорости движения в устье трубы

$$w_o^n = 2,6 \sqrt{\frac{D_o}{\lambda + 8i} \frac{\Delta T}{100}}, \quad (5.31)$$

где ΔT — разность температур газа и окружающего воздуха.

Для устранения избыточного-статического давления наиболее целесообразно устанавливать диффузоры в верхней части трубы. В этом случае нулевая разность статических давлений будет на выходе из диффузора, а в узкой его части, примыкающей к стволу, образуется разрежение, и на эту

величину снижается разность статических давлений газов в стволе и атмосферного воздуха по всей высоте трубы.

Диффузоры являются незаменимыми устройствами в существующих дымовых трубах. Часто возникает вопрос расширения котельной путем установки дополнительных котлов и подключения к существующей дымовой трубе, что связано с возрастанием скоростей движения и статических давлений в ней. В этом случае установка диффузора может решить проблему. В стволах цилиндрических металлических труб избыточные статические давления обычно отсутствуют. Однако они наблюдаются в цоколе трубы, газоходах и на выходе из дымососа, где также необходимо устанавливать диффузоры.

Диффузоры позволяют также снизить сопротивление газового тракта в случае его заноса золой, при подключении дополнительных котлов, если дымососы по своим характеристикам не в состоянии обеспечить необходимого напора. Кроме того, при установке диффузоров снижается расход энергии на транспортировку дымовых газов по тракту.

Для безотрывных диффузоров, которые можно устанавливать при $\Delta \vec{h}_{ст.м} < 0,3$, отношение их диаметров будет равно

$$\vec{D}_д = \frac{D_д}{D_o} \geq \frac{1}{\sqrt[4]{1 - \Delta \vec{h}_{ст.м}}}. \quad (5.32)$$

Уклон стенки образующей диффузора должен быть $i \leq 0,1$

Выбор дымососов и вентиляторов. Вентилятор и дымосос должны надежно обеспечивать подачу необходимого для горения топлива воздуха в топку и удаление продуктов его сгорания, поддерживая заданное разрежение или давление в топке. Необходимо выбрать машину, обеспечивающую производительность и давление, определенные при расчете воздушного и

газового трактов, и потребляющую наименьшее количество энергии при эксплуатации.

Тягодутьевые машины теплогенерирующих установок должны удовлетворять следующим требованиям: обеспечение основных параметров работы; надежность при длительной непрерывной работе; экономичность работы при номинальном режиме и других нагрузках; невысокий уровень шума при работе; компактность; возможность механизированного монтажа и ремонта; невысокая стоимость.

Основные параметры тягодутьевых машин — их производительность (Q) и создаваемый напор (H). Создаваемый напор (разрежение) представляет собой перепад полных давлений в выходном и входном патрубках машин. Характеристикой вентиляторов дымососов считают зависимость между полным давлением H и производительностью Q_R при данной частоте вращения и плотности перемещаемой среды, которые обычно завод-изготовитель задает при температуре для дымососов 200°C , вентиляторов 20°C и нормальном атмосферном давлении.

Производительность вентилятора, $\text{м}^3/\text{ч}$, определяют по формуле

$$Q_v = \beta_1 B_p (\alpha_T + \Delta\alpha_s - \Delta\alpha_{en} - \Delta\alpha_{nl} + \rho_{pц}) \times V_s^o \frac{t_z + 273}{273}, \quad (5.33)$$

а производительность дымососа — по формуле

$$Q_d = \beta_1 B_p (V_z + \Delta\alpha V_s^o) \times \frac{t_z + 273}{273}, \quad (5.34)$$

где B_p — расчетный расход топлива, $\text{кг}/\text{ч}$ или $\text{м}^3/\text{ч}$; V_s^o теоретический расход воздуха, $\text{м}^3/\text{кг}$ или $\text{м}^3/\text{м}^3$; V_z — объем продуктов сгорания топлива при коэффициенте избытка воздуха в топке α_T , $\text{м}^3/\text{кг}$ или $\text{м}^3/\text{м}^3$; $\Delta\alpha_s, \Delta\alpha_{en}, \Delta\alpha_{nl}$ — объем присоса воздуха в газоходах, потери воздуха в воздухоподогревателе и поступление воздуха в топку из системы пылеприготовления; $t_{x.g}$ и t_z — температура воздуха и газов, поступающих соответственно в вентилятор и

дымосос; $\beta_1 = 1,05$ — коэффициент запаса; ρ_{pc} — доля рециркулирующего воздуха при подаче части горячего воздуха из воздухоподогревателя в вентилятор.

Полное давление H , Па, вентилятора или дымососа определяют по формуле

$$H = \beta_2 \Delta p_n, \quad (5.35)$$

где Δp_n — перепад полных давлений по воздушному или газовому тракту котла. Па; β_2 — коэффициент запаса по давлению, принимаемый равным 1.1.

Мощность на валу вентилятора или дымососа, кВт, определяется по формуле

$$N = \frac{H \Delta p_n}{1000 \cdot 10^3 \eta}, \quad (5.36)$$

где $\eta = 0,7 — 0,75$ — КПД вентилятора или дымососа; Q_p — производительность вентилятора или дымососа, м³/с.

Установленная мощность электродвигателя, Вт, для привода вентилятора или дымососа определяется по формуле

$$N_{эл} = \frac{\beta_3 Q_p H_p}{1000 \cdot 10^3 \eta_p^p}, \quad (5.37)$$

где $\beta_3 = 1,1$ — коэффициент запаса мощности электродвигателя; Q_p — производительность машины при расчетном режиме, м³/с; H_p — расчетное полное давление машины. Па; η_p^p — эксплуатационный КПД машины при расчетном режиме.

При выборе дымососа или вентилятора его производительность и давление необходимо привести к заводским условиям.

§ 5.3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ГАЗОВОЗДУШНОГО ТРАКТА

При разработке компоновки теплогенерирующей установки необходимо уделять серьезное внимание рациональной трассировке и компоновке газоходов и воздухопроводов и их узлов. Важнейшим фактором, отвечающим требованиям надежности и экономичности установки, является простота схемы.

Для предотвращения перетечек воздуха или газа необходимо стремиться к индивидуальной компоновке хвостовых поверхностей нагрева золоуловителей, тягодутьевых устройств без обводных газоходов и соединительных коллекторов. Схема и компоновка газоздухопроводов должны выполняться таким образом, чтобы сопротивление газового и воздушного трактов, определяющее необходимое давление вентилятора или дымососа, было минимальным при оптимальных значениях скоростей.

В газоходах, по которым транспортируются дымовые газы от сжигания твердых видов топлива, особенно с летучей золой, способной самовозгораться в определенных условиях, следует исключить участки, где возможны значительные отложения летучей золы или сажи. К таким участкам, в частности, относятся соединительные короба и переключки, расположенные вне основного потока. Следует предусматривать очистку или обдувку участков газоходов, где возможно скопление золы.

При компоновке газоздухопроводов следует учитывать, что участки с резким уменьшением скорости, а также различные повороты, особенно резкие, из-за вызываемой в этом случае большой неравномерности поля скоростей обуславливают существенное увеличение коэффициентов сопротивления последующих местных сопротивлений. Поэтому после таких участков устанавливают по возможности длинные прямые короба.

Таблица 5.2.

**Приближенные значения $W_{ЭК}$ для ориентировочных расчетов для
котельных установок с уравновешенной тягой**

Характеристика участка		Значения $W_{ЭК}$, м/с, для воздухопроводов		
удельный коэффициент местных сопротивлений $\Sigma \zeta / l$	секундный расход V по одному газозвоздухопроводу, м ³ /с	при $t_{Г.В} = 200^{\circ}\text{C}$, $t_M \approx 30^{\circ}\text{C}$ горячего дутья	при $t_{Г.В} = 400^{\circ}\text{C}$, м $t_M \approx 30^{\circ}\text{C}$	холодного воздуха
0,1	100-200	8-10	11-12	-
	10-20	11,5-13,5	17-19	8-9
	2	16-18	-	11-12
0,07	100-200	9-11	12-14	7
	10-20	13-16	18-20	9-10
	2	17-19	-	12-13
0,04	500	8,5-11	11-15	6-7,5
	100-200	10-12	15-17	7- 8,5
	10-20	15-17	22-24	10-11
	2	19-22	-	13-14
0,02	500	11-14	15-20	7,5-8,5
	100-200	14-17	19-23	9-11
	10-20	18-21	25-28	12-14
	2	21-24	-	15
0,01	500	15-17	18-21	10-11
	100-200	17-20	24-28	11-12
	2-20	20-23	29-32	14-16
0,0 (прямые газозвоздухопроводы)	-	24-26	33-36	16-18

При наличии ограниченного количества ответвлений (до четырех — шести) следует избегать установки сборных коробов (коллекторов), обладающих относительно высокими сопротивлениями, заменяя их устройствами типа тройников. При установке разделяющих коробов следует отводящие патрубки размещать под углами менее 90° , снабжая их конфузорами. При проектировании газоходов очень важно правильно выбрать скорости движения продуктов сгорания.

В табл. 5.2 приведены рекомендуемые приближенные значения экономически выгодных скоростей $w_{эк}$ в газовой-духопроводах котлов, необходимые для их расчета и проектирования. Под экономически выгодной понимается скорость, обеспечивающая минимум суммарных эксплуатационных затрат. Рекомендуемая скорость движения газа и воздуха $w_{эк}$ в стальных воздуховодах и внешних газоходах от их конфигурации и конструкции, мощности установки, графика нагрузки, экономичности дымососов и дутьевых вентиляторов, температуры газов и воздуха на рассчитываемом участке $t_{yч}$ и у машины t_m , а также от других характеристик.

§ 5.4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

Пример 5.1. Расчет дымовой трубы на создание естественной тяги на зимний период и полную нагрузку котельной (рис. 5.3).

Исходные данные: количество котлов $n = 9$; топливо — природный газ, ($Q_{г}$ - 35 600 кДж/м³; расход газа на 1 котел 103 м³/ч; высота кирпичной части трубы 5 м, внутренние размеры 1,2х1,2 м; площадь сечения кирпичной части трубы $f_{к.ч} = 1,44$ м²; высота металлической части трубы 25 м; внутренний диаметр 1,1 м; площадь сечения металлической части трубы $f_{м.ч} = 0,95$; коэффициент избытка воздуха перед дымовой трубой α_{mp} — 1,3;

температура уходящих газов $t_{yx} = 200^{\circ}\text{C}$; разряжение в топке котла 30 Па; расчетная температура наружного воздуха $t_{н.в} = 25^{\circ}\text{C}$; сопротивление котла 60 Па; сопротивление шибера, установленного за котлом, 100 Па.

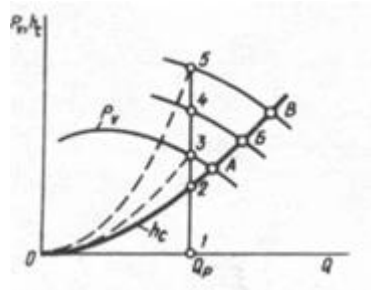


Рис. 5.3. Выбор характеристики дымососа по заданной характеристике сети

Решение. Газовый тракт от самого дальнего котла до дымовой трубы разбиваем на отдельные участки с неизменными размерами поперечного сечения и определенными расходами уходящих газов.

1. Определим объем продуктов сгорания при расчетной нагрузке, приведенной к 0°C :

$$V_{ng} = V_n(1 + V_o\alpha) = 103 \cdot 9(1 + 9,5 \cdot 1,3) = 12500 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

где $V_n = V_{гн}$; V_o — теоретическое количество дымовых газов при сжигании 1 м³ природного газа, м³/м³, принимаемое по нормативному методу.

2. Объем уходящих газов

$$V_{yx} = V_{ng} \left(1 + \frac{V_{yx}}{273}\right) = 12500 \left(1 + \frac{200}{273}\right) = 21600 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

3. Площадь внутреннего сечения сборного газохода

$$F_{сб.г} = 1,2 \cdot 1,0 = 1,2 \text{ м}^2.$$

4. Скорость газов на рассматриваемом участке

$$w = \frac{V_{yx}}{3600 F_{сб.г}} = \frac{21600}{3600 \cdot 1,2} = 5 \text{ м / с}.$$

5. Падение температуры в трубе: в кирпичной части

$$\Delta t_{к.ч} = \Delta t_{к.ч}^{y\partial} l_{к.ч} = 0,35 \cdot 5 = 1,75 \approx 2^{\circ} C.$$

в металлической части

$$\Delta t_{м.ч} = \Delta t_{м.ч}^{y\partial} l_{м.ч} = 1,9 \cdot 25 = 47^{\circ} C.$$

6. Общее падение температуры

$$\Delta t_{mp} = \Delta t_{к.ч} + \Delta t_{м.ч} = 2 + 47 = 49^{\circ} C.$$

Принимаем падение температуры в трубе $50^{\circ} C$.

7. Определим среднюю температуру газов в трубе

$$g_{cp} = \frac{g_{ex} + g_{vbx}}{2} = \frac{200 + 150}{2} = 175^{\circ} C.$$

8. Естественная тяга, создаваемая дымовой трубой, будет равна

$$S_{mp} = gH(\rho_e - \rho_z) = 9,81 \cdot 30(1,42 - 0,79) = 185 Pa.$$

где H — высота дымовой трубы, м; ρ_e — плотность наружного воздуха;

$$\rho_e = \rho_o \frac{273}{273 + t_e} = 1,293 \frac{273}{273 + (-25)} = 1,42 \text{ кг} / \text{м}^3;$$

ρ_z — плотность дымовых газов при средней температуре в трубе $175^{\circ} C$:

$$\rho_z = \rho_o \frac{273}{273 + g_{cp}} = 1,293 \frac{273}{273 + 175} = 0,79 \text{ кг} / \text{м}^3;$$

9. Определим скорость дымовых газов на различных участках трубы:

в кирпичной части

$$w_{к.ч} = \frac{V_{yx}}{f_{к.ч} 3600} = \frac{21600}{3600 \cdot 2,4} = 4,2 \text{ м} / \text{с};$$

в металлической части

$$w_{к.ч} = \frac{V_{м.ч}}{f_{м.ч} 3600} = \frac{20500}{3600 \cdot 0,95} = 6,0 м / с;$$

где $V_{м.ч}$ — объем дымовых газов при температуре 175°C:

$$V_{м.ч} = V_{нз} \left(1 + \frac{v_{cp}}{273}\right) = 12500 \left(1 + \frac{175}{273}\right) = 20500 м^3 / ч.$$

на выходе из трубы

$$w_{вых} = \frac{V_{вых}}{f_{вых} 3600} = \frac{19400}{3600 \cdot 0,95} = 5,7 м / с;$$

где $V_{вых}$ — объем дымовых газов на выходе из трубы при температуре 150°C:

$$V_{вых} = V_{нз} \left(1 + \frac{V_{вых}}{273}\right) = 12500 \left(1 + \frac{150}{273}\right) = 19400 м^3 / ч.$$

10. Гидравлические потери на трение, Па, в сборном газоходе

$$\Delta h_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2} \rho,$$

где λ — коэффициент трения; для кирпичных каналов $\lambda = 0,04$; l — длина канала, м; d — эквивалентный диаметр, м; w — скорость движения дымовых газов, м/с; ρ — плотность дымовых газов, кг/м³.

Гидравлические потери в сборном газоходе при общей длине 22 м получаются приблизительно равными 20 Па. Определим местные сопротивления по пути движения дымовых газов:

на входе из сборных газоходов в трубе при $f / F = 0,5 - \zeta = 0,25$;

на входе в металлическую часть при $f / F = 0,8 - \zeta = 0,1$;

на выходе из трубы при $F = \infty, f / F = 0 - \zeta = 1$;

11. Гидравлические потери в трубе на трение и местные сопротивления будут равны

$$\Delta h_{mp} = (0,04 \frac{6}{1,2} + 0,25) \frac{4,2^2 \cdot 0,72}{2 \cdot 9,81} 10 + (0,02 \frac{27}{1,1} + 1,1) \frac{6^2 \cdot 0,76}{2 \cdot 9,81} 10 = 25 \text{Па}.$$

12. Скоростной напор на выходе из трубы

$$h_{\text{блх}} = \frac{w_{\text{блх}}^2 \rho_{\text{блх}}}{2g} = \frac{5,7^2 \cdot 0,81}{2 \cdot 9,81} 10 = 13 \text{Па}.$$

13. Суммарное сопротивление газового тракта

$$\Delta h_{\text{с.тр}} = \Delta h_m + \Delta h_n + \Delta h_{\text{ш}} + \Delta h_{\text{сб}} + \Delta h_{mp} + h_{\text{блх}} = 30 + 60 + 10 + 20 + 25 + 13 = 158 \text{Па}.$$

Сравним тягу, создаваемую трубой, с гидравлическим сопротивлением: $\Delta h_{\text{с.тр}} < S$,

так как $158 < 185 \text{ Па}$.

Таким образом, суммарное сопротивление газового тракта меньше тяги, создаваемой трубой в зимнее время.

Пример 5.2. В сети включены последовательно один за другим два одинаковых дымососа. Необходимо определить, как изменятся массовая производительность сети и давление, создаваемое двумя дымососами, и построить суммарную характеристику этих дымососов.

Если два одинаковых дымососа включить в сеть последовательно один за другим, то давление, создаваемое ими, будет вдвое больше давления, создаваемого одним дымососом. Суммарная характеристика 2 (рис. 11.4) двух одинаковых дымососов будет получена удвоением ординат характеристики 1 одного дымососа. При наложении на характеристику 2 кривой сопротивления сети 3 получим, что последовательно работающие дымососы имеют производительность большую, чем один, так как Q_2 всегда больше Q_1 .

Пример 5.3. Определить, в каких случаях целесообразна установка в сети двух параллельно работающих дымососов (вентиляторов), и построить суммарную характеристику этих двух дымососов (вентиляторов) на различных сетях.

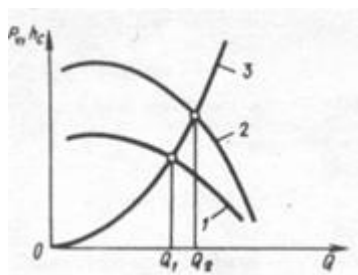


Рис. 5.4. Суммарная характеристики работы двух дымососов, включенных в сеть последовательно

Если два вентилятора (дымососа) работают в сети параллельно, при одновременном регулировании их на одну и ту же величину они обеспечивают одинаковые производительности. Суммарная характеристика этих дымососов получается удвоением абсцисс соответствующей характеристики одного дымососа. Следует различать работу двух одинаковых дымососов с немонотонными характеристиками на различных сетях (рис. 5.5,а) и работу двух одинаковых дымососов с монотонными характеристиками (рис. 5.5,б) .

В первом случае при работе на сеть 3 суммарная производительность двух дымососов Q_3^2 значительно больше производительности одного Q_3^1 . При работе на сеть 4 суммарная производительность двух дымососов (вентиляторов) равна производительности любой из них $Q_4^1 = Q_4^2$. При работе на сеть 5 суммарная производительность двух машин Q_5^2 меньше производительности одного дымососа Q_5^1 . Установка двух дымососов (вентиляторов) в сеть 3 целесообразна, так как суммарная производительность повышается, а в сети 4 и 5 нецелесообразна ввиду того, что суммарная производительность не увеличивается.

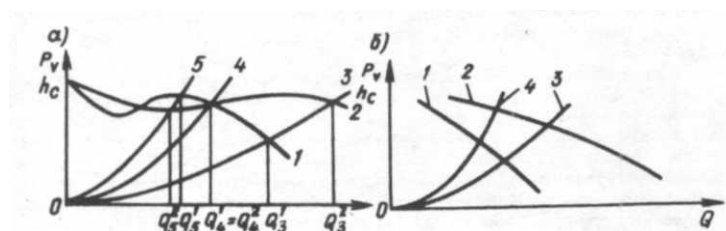


Рис. 5.5. Немонотонные (а) и монотонные (б) характеристики параллельно включенных одинаковых дымососов в сети

1 — одного дымососа; 2 — двух дымососов; 3 — в сети без диффузора; 4,5 — с диффузорами

Во втором случае при совместной работе двух одинаковых дымососов с монотонными характеристиками (см. рис. 5.5, б) на любую сеть суммарная производительность всегда больше производительности одного дымососа. Однако при работе на сеть 3 увеличение производительности более значительное, и установка второго дымососа (вентилятора) экономически оправдана. При работе на сеть 4 прирост производительности небольшой, и установка второго дымососа (вентилятора) нецелесообразна.

Пример 5.4. Произвести проверочный расчет тракта уходящих газов.

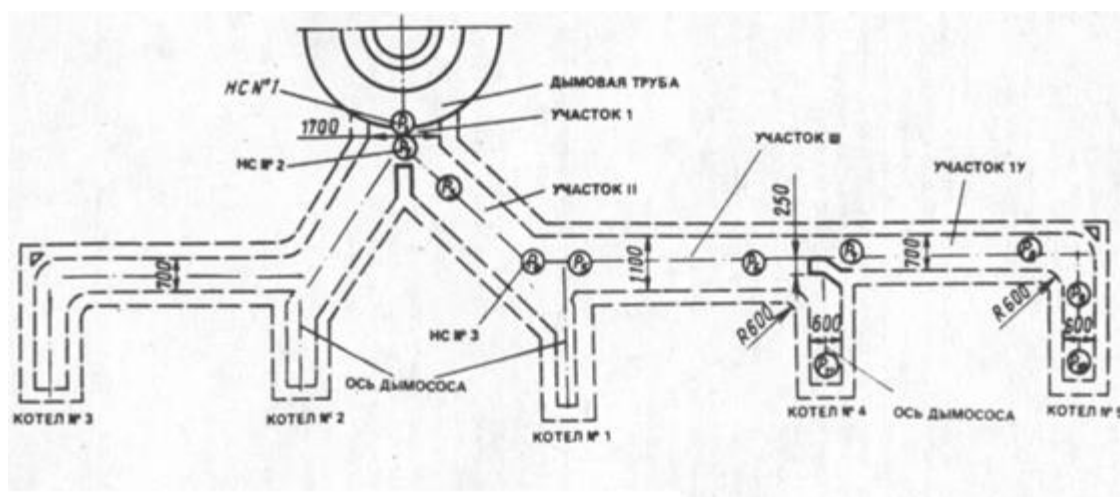


Рис. 5.6. Рекомендуемый вариант газового тракта котельной

Краткая характеристика существующей котельной. Котельная предназначена для выработки пара, идущего на технологические нужды и теплоснабжение предприятия. В котельной имеются три котла типа ДКВР-4/13 и вновь устанавливаемые два котла типа ДКВР-6,5/13. Котлы снабжены индивидуальными экономайзерами и тягодутьевыми устройствами. Котлы ДКВР-4/13 имеют экономайзеры типа ЭП 2-142, вентиляторы ВД-8, дымососы Д-10. Котлы ДКВР-6,5/13 имеют экономайзеры типа ЭП 2-236, вентиляторы ВД-8 и ВД-6, дымососы Д-10. Котельная имеет кирпичную дымовую трубу диаметром $d = 1200$ мм и высотой $H = 30$ м.

В связи с неудовлетворительным состоянием аэродинамической схемы исходных внешних газоходов промышленной котельной предложен новый вариант газоходов с переделкой некоторых узлов с целью улучшения аэродинамических характеристик (рис. 5.6). Ввод газов в дымовую трубу односторонний. Изменяется конфигурация тройника перед входом в дымовую трубу. Сечение входного газохода изменяется с 1,0x0,85 на 1,7x0,85 м, т.е. увеличивается ширина и остается неизменной высота газохода. Увеличиваются сечения сборных газоходов от котлов № 2 и № 3 с 0,7 X 0,85 до 0,9 x0,85 м и от котлов №1, № 4 и № 5 с 0,7x0,85 до 1,1x0,85. Сечение газохода между котлами № 4 и № 5 сохраняется прежним. Изменена конфигурация тройника в районе дымососа котла № 4. Внутренние и внешние кромки поворотов выполняются скругленными. Выход дымососа котла № 4 выполняется по типу котла № 5.

Результаты аэродинамического расчета внешних газоходов данного варианта сведены в табл. 5.3.

Таблица 5.3.

Аэродинамический расчет внешних газоходов промышленной котельной

Определяемые величины	Расчетная формула	Результат расчета
Сопротивление цоколя (м.с. № 1)		
Площадь сечения газохода, м ²	$f = 1,7 \cdot 0,85$	1,44
Расход продуктов сгорания, м ³ /с	V_z (из расчета)	15,36
Скорость движения продуктов сгорания, м/с	W (из расчета)	10,65
Динамический напор, Па	$h_0 = \rho w^2 / 2$	47,5
Коэффициент сопротивления	ζ (по нормам)	33,2
Сопротивление цоколя, Па	$\Delta h_{м.с1} = \zeta \frac{\rho w^2}{2}$	33,2

Давление в газоходе перед входом в трубу, Па	$p_1 = \Delta h_{см.ц} + \Delta h_{м.с1}$	22,5
Сопротивление трению участка 1		
Площадь сечения газохода, м ²	$f = 1,7 \cdot 0,85$	1,44
Расход продуктов сгорания, м ³ /с	$V_z = V_{z1} + V_{z4} + V_{z5} + V_{z2} + V_{z3}$	15,36
Скорость движения продуктов сгорания, м/с	w (из расчета)	10,65
Динамический напор, Па	$h_{\partial} = \rho w^2 / 2$	47,5
Длина участка, м	l_1 (по чертежу)	1.25
Эквивалентный диаметр, м	d_{∂} (по чертежу)	1,13
Коэффициент сопротивления	λ (по нормам)	0,05
Сопротивление трению, Па	$\Delta h_{z1} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2}$	2,6
Давление в газоходе перед участком 1	$p_2 = p_1 + \Delta h_{z1}$	19,9
Сопротивление симметрично собирающего тройника (м.с № 2)		
Площадь сечения газохода, м ²	$f = 1,1 \cdot 0,85$	0,925
	$f = 0,7 \cdot 0,85$	0,595
Расход продуктов сгорания, м ³ /с	$V_z = V_{z1} + V_{z4} + V_{z5} +$	9,62
	$+V_{z2} + V_{z3}$	5,74
Скорость движения продуктов сгорания, м/с	w (из расчета)	10,3
		9,65
Динамический напор, Па	$\frac{h_{\partial 1}}{h_{\partial 2}} = \frac{\rho w^2}{2}$	44,4
		39,0
Коэффициент сопротивления	ζ_1 (по нормам)	0,4
	ζ_2 (по нормам)	0,4

Соппротивление тройника, Па	$\Delta h'_{м.с2} = \zeta \frac{\rho w^2}{2}$	41,2
	$\Delta h''_{м.с2}$	15,6
Общее соппротивление тройника, Па	$\Delta h_{м.с2} = \Delta h'_{м.с1} + \Delta h''_{м.с2}$	56,8
Давление в газохое перед тройником. Па	$p_3 = p_2 + \Delta h_{м.с2}$	36,9
Соппротивление трению участка II		
Площадь сечения газохода, м ²	$f = 1,1 \cdot 0,85$	0,935
Расход продуктов сгорания, м ³ /с	$V_{сII}$ (из расчета)	9,62
Скорость движения продуктов сгорания, м/с	w (из расчета)	10,3
Динамический напор, Па	$h_0 = \rho w^2 / 2$	44,4
Длина участка, м	l_{II} (по чертежу)	3,2
Эквивалентный диаметр, м	$d_{экр}$ (по чертежу)	036
Коэффициент соппротивления	λ (по нормам)	0,05
Соппротивление трению, Па	$\Delta h_{mII} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2}$	7,4
Давление в газохое перед участком 2	$p_4 = p_3 + \Delta h_{mII}$	44,3
Соппротивление поворота (м.с. № 3)		
Площадь сечения газохода, м ²	$f = 1,1 \cdot 0,85$	0,935
Расход продуктов сгорания, м ³ /с	$V_2 = V_{24} + V_{25}$	6,75
Скорость движения продуктов сгорания, м/с	w (из расчета)	7,21

Динамический напор. Па	$h_o = \rho w^2 / 2$	21,8
Коэффициент сопротивления	ζ (по нормам)	0,4
Сопротивление поворота, Па	$\Delta h_{м.с3} = \zeta \frac{\rho w^2}{2}$	8,7
Давление в газоходе в районе поворота. Па	$p_5 = p_4 + \Delta h_{м.с3}$	53,0
Сопротивление трению участка III		
Площадь сечения газохода, м ²	$f = 1,1 \cdot 0,85$	0,935
Расход продуктов сгорания, м ³ /с	$V_z = V_{z4} + V_{z5}$	6,75
Скорость движения продуктов сгорания, м/с	w (из расчета)	7,21
Динамический напор. Па	$h_o = \rho w^2 / 2$	21,8
Длина участка, м	l_{III} (по чертежу)	6,25
Эквивалентный диаметр, м	$d_{эkv}$ (из расчета)	0,96
Коэффициент трения	λ (по нормам)	0,05
Сопротивление трению. Па	$\Delta h_{mIII} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2}$	7,1
Давление в газоходе перед участком III, Па	$p_6 = p_5 + \Delta h_{mIII}$	60,1
Сопротивление трению участка IV		
Площадь сечения газохода, м ²	$f = 0,7 \cdot 0,85$	0,595
Расход продуктов сгорания, м ³ /с	$V_z = V_{z5}$	2,6
Скорость движения продуктов сгорания, м/с	w (из расчета)	4,37
Динамический напор. Па	$h_o = \rho w^2 / 2$	8,0

Длина участка, м	l_{IV} (по чертежу)	6,2
Эквивалентный диаметр, м	$d_{экв}$ (из расчета)	0,77
Коэффициент трения	λ (по нормам)	0,05
Сопротивление трению, Па	$\Delta h_m = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2}$	3,1
Давление в газоходе перед участком IV, Па	$p_7 = p_6 + \Delta h_{mIV}$	63,2
Сопротивление поворота (м. с №4)		
Площадь сечения газохода, м ²	$f = 0,6 \cdot 0,85$	0,51
Расход продуктов сгорания, м ³ /с	$V_z = V_{z5}$	2,6
Скорость движения продуктов сгорания, м/с	w (из расчета)	5,1
Динамический напор, Па	$h_d = \rho w^2 / 2$	103
Коэффициент сопротивления	ζ (по нормам)	0,2
Сопротивление поворота, Па	$\Delta h_{м.с4} = \zeta \frac{\rho w^2}{2}$	2,2
Давление в газоходе в районе поворота, Па	$p_8 = p_7 + \Delta h_{м.с4}$	65,4
Сопротивление выхода из дымососа котла №5 (м.с. № 5)		
Площадь сечения выхода из дымососа, м	$f_{вых} = 0,57 \cdot 0,736$	0,419
Площадь сечения газохода, м ²	$f = 0,6 \cdot 0,85$	0,51
Отношение	$f_{вых} / f$	0,80

Расход продуктов сгорания, м ³ /с	$V_z = V_{z5}$	2,6
Скорость движения продуктов сгорания, м/с	w (из расчета)	6,2
Коэффициент сопротивления	ζ (по нормам)	1,0
Динамический напор, Па	$h_d = \rho w^2 / 2$	16,1
Сопротивление выхода. Па	$\Delta h_{м.с5} = \zeta \frac{\rho w^2}{2}$	16,1
Давление после дымососа котла № 5	$p_9 = p_8 + \Delta h_{м.с5}$	81,5
Сопротивление поворота после дымососа котла № 4 (м.с №6)		
Площадь сечения газохода, м ²	$f = 0,6 \cdot 0,85$	0,51
Расход продуктов сгорания, м ³ /с	$V_z = V_{z4}$	4,15
Скорость движения продуктов сгорания, м/с	w (из расчета)	9,19
Динамический напор. Па	$h_d = \rho w^2 / 2$	41,0
Коэффициент сопротивления	ζ (по нормам)	0,2
Сопротивление поворота. Па	$\Delta h_{м.с6} = \zeta \frac{\rho w^2}{2}$	8,2
Давление после поворота	$p_{10} = p_9 + \Delta h_{м.с6}$	68,3
Сопротивление выхода из дымососа котла № 4 (м.с № 7)		
Площадь сечения выхода из дымососа, м	$f_{вых} = 0,57 \cdot 0,736$	0,4

Площадь сечения газохода, м ²	$f = 0,6 \cdot 0,85$	0,5
Отношение	$f_{\text{вых}} / f$	0,8
Расход продуктов сгорания, м ³ /с	$V_z = V_{z4}$	4,15
Скорость движения продуктов сгорания, м/с	w (из расчета)	9,9
Коэффициент сопротивления	ζ (по нормам)	1,0
Динамический напор, Па	$h_o = \rho w^2 / 2$	41
Сопротивление выхода, Па	$\Delta h_{\text{м.с}2} = \zeta \frac{\rho w^2}{2}$	41
Давление после дымоcоса котла № 4, Па	$p_{11} = p_{10} + \Delta h_{\text{м.с}7}$	109,3

Пример 5.5. Провести анализ работы дымовой трубы промышленной котельной с улучшенной аэродинамикой внешних газоходов согласно рис. 5.6.

При работе дымовая труба может находиться как под разрежением, так и под давлением или частично по высоте под разрежением и давлением. Этот фактор влияет на надежность работы как самой дымовой трубы, так и внешних газоходов и котла.

При решении вопроса о наличии или отсутствии избыточных давлений в трубе важное значение имеет критерий статических давлений Рихтера

$$Ri = \frac{(\lambda + 8i)h_{o0}}{\Delta\rho d_o},$$

где λ — коэффициент трения для внутреннего ствола дымовой трубы; i — уклон дымовой трубы; h_{o0} — динамический напор в устье трубы; $\Delta\rho$ — разность плотностей наружного воздуха и дымовых газов; d_o — диаметр устья трубы.

Если $Ri \leq 1$, то вся труба находится под разрежением, и проникание агрессивных газов наружу невозможно. Если $Ri > 1$, то на некоторых участках трубы возникает избыточное давление и, следовательно, создаются условия для проникания дымовых газов через ствол трубы, что может привести к ее разрушению.

Величина $\sqrt{Ri}$ характеризует степень нагрузки трубы по условиям статических давлений. Она показывает, на сколько перегружена или недогружена труба. Например, чтобы ликвидировать статические давления в дымовой трубе, необходимо уменьшить расход газа в $\sqrt{Ri}$ раз.

Из условия отсутствия статических давлений ($Ri \leq 1$) скорость газа на выходе из дымовой трубы не должна превышать предельно допустимую скорость

$$w_o^{kp} = 2,6 \sqrt{\frac{\Delta T}{100} \frac{d}{\lambda + 8i}},$$

где ΔT — разность температур дымовых газов и окружающего воздуха.

В табл. 5.4 приведены результаты расчета статических давлений в дымовой трубе котельной, а на рис. 5.7 — эпюры давлений по высоте трубы. В данном варианте дымовая труба работает полностью под разрежением.

Пример 5.6. Рассчитать диффузор для установки его на кирпичной дымовой трубе высотой $H = 30$ м и диаметром устья $d_o = 1,2$ м. Максимальное статическое давление на отметке 20 м $\Delta h_{cm} = +19,1$ Па в расчете на зимний период и $\Delta h_{cm} = +21,7$ Па в расчете на лето.

Для устранения избыточного статического давления в верхней части дымовой трубы устанавливают диффузор. В этом случае нулевая разность статических давлений имеется на выходе из диффузора, а в узкой его части, примыкающей к стволу, образуется разрежение и на эту величину уменьшается

разность статических давлений газов в стволе и атмосферного воздуха по всей высоте трубы.

Для заданной дымовой трубы выбираем диффузор согласно методике, изложенной в нормативном методе:

Таблица 5.4.

Результаты расчета статических давлений в дымовой трубе котельной

Режим	№ п.п.	№ сеч.	H, м	i	d, м	w, м/с	h _о , Па	h _{до} - - h _о , Па	l, м	Δh _{тр} , Па	Δρl, Па	Δh _{ст} , Па
Зима	1	-	30,54	-	1,31	11,4	-	-	-	-	-	9
	2	0	30	-	1,2	13,6	77,0	0	0	0	0	-25,4
	3	1	25	0,013	1,33	11,0	50,6	26,4	5	12,7	21,3	-4,1
	4	2	20	0,013	1,46	9,2	35,3	41,7	10	20,0	42,6	-6,3
	5	3	15	0,013	1,59	7,75	25,1	51,9	15	24,9	63,9	-12,5
	6	4	10	0,013	1,72	6,63	18,4	48,6	20	28,1	85,2	-23,9
	7	5	5	0,013	1,85	5,7	15,6	61,4	25	29,5	106,2	-41,0
	8	6	0	0,013	2,0	4,5	8,4	68,6	30	33,0	127,8	-81,1
Окон- чание отопи- тель- ного сезона	1	-	30,54	-	1,31	11,4	-	-	-	-	-	0
	2	0	30	-	1,2	13,6	77,0	0	0	0	0	-25,4
	3	1	25	0,013	1,33	11,0	50,6	26,4	5	12,7	20	-6,3
	4	2	20	0,013	1,46	9,2	35,3	41,7	10	20,0	40	-3,7
	5	3	15	0,013	1,59	7,75	25,1	51,9	15	24,9	60	-8,6
	6	4	10	0,013	1,72	6,63	18,4	48,6	20	28,1	80	-18,7
	7	5	5	0,013	1,85	5,7	15,6	61,4	25	29,5	100	-34,5
	8	6	0	0,013	2,0	4,5	8,4	68,6	30	33,0	120	-43,8

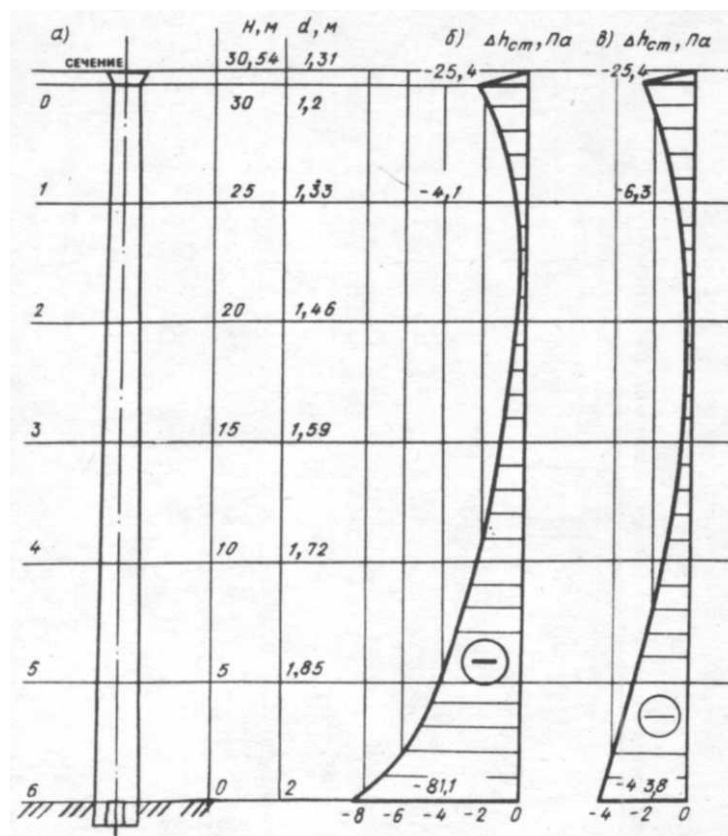


Рис. 5.7. Эпюры статических давлений в стволе дымовой трубы котельной (рекомендуемый вариант, номинальный режим)

а — расчетная схема; б — эпюра статических давлений в дымовой трубе в зимний период; в — эпюра статических давлений в дымовой трубе в период окончания отопительного сезона $t_s = +10^\circ\text{C}$

1. Определим максимум статического давления в дымовой трубе при отсутствии диффузора по эпюрам статических давлений.

Принимаем для расчета диффузора $\Delta h_{ст} = 2,2$ Па (диффузоры ставят также и для снижения сопротивления газового тракта, если дымососы по своим характеристикам не в состоянии обеспечить необходимого напора).

2. Для ликвидации избыточного статического давления дымовых газов в газоотводящем стволе выбираем разрежение, создаваемое диффузором, равным максимальному статическому давлению в стволе дымовой трубы, т.е.

$$\Delta h_{ст.0} = -h_{ст}^M = 2,2 \text{ МПа.}$$

Определим безразмерную величину

$$\Delta \vec{h}_{ст.0} = -\Delta \vec{h}_{ст}^M = \frac{-\Delta h_{ст.м}}{h_{00}} = \frac{-\Delta h_{ст.м}}{h_{00}} = \frac{2,2}{7,7} = -0,286.$$

Для дальнейших расчетов принимаем $\Delta h_{ст.диф} = -0,3$. По этой величине подбираем диффузор, принимая $G_{диф} = 0$. Согласно таблице, конструктивные размеры диффузора следующие:

$$\vec{l}_{мин} = 0,45; \vec{D}_{диф} = 1,092$$

(где $\vec{l}_{мин} = l_{диф} / D_o$; $\vec{D}_{диф} = D_{диф} / D_o$; $l_{диф}$ — длина диффузора; $D_{диф}$ — внутренний диаметр диффузора; $l_{диф} = l_{мин} D_o = 0,45 \cdot 1,2 = 0,54 м$; $\vec{D}_{диф} = D_{диф} - D_o = 1,092 \cdot 1,2 = 1,31 м$).

3. Действительное разрежение, создаваемое диффузором, больше рассчитанного по величине самотяги.

Определим величину самотяги для выбранного диффузора:

$$h_c = \Delta \rho l = 0,426 \cdot 0,54 = 2,3 Па.$$

Безразмерная величина $\Delta \vec{h}_c$ равна

$$\Delta \vec{h}_c = h_c / h_{\partial 0} = 2,3 / 7,7 = 0,298$$

Определяем новое значение $\Delta h_{ст.диф}$

$$\Delta \vec{h}_{ст.диф} = \vec{h}'_{ст.диф} + \vec{h}_{ст} = -0,3 - 0,03 = -0,33.$$

4. Определяем разрежение, создаваемое диффузором с учетом

$$\Delta \vec{h}''_{ст.диф} = \frac{\Delta h_{ст}}{h_{\partial 0}} = -0,33,$$

откуда

$$h''_{ст.диф} = -0,33 h_{\partial 0} = -0,33 \cdot 7,7 = -25,4 Па.$$

Примеры для самостоятельного решения.

Пример 5.7. Произвести оценку установки вентиляторов котлов, изображении на рис. 5.8. Определить коэффициенты местного сопротивления,

потери динамического напора за вентилятором ВД-10-14,5 при производительности котла $D = 230$ т/ч, установленного за котлом ТП-240. Объяснить, с какой целью устанавливают после вентилятора диффузор.

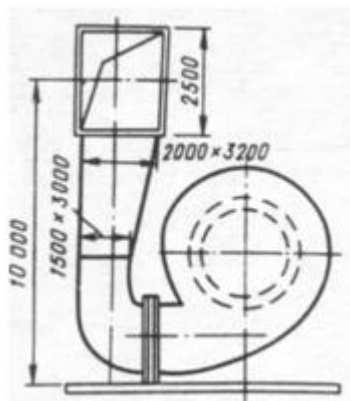


Рис. 5.8. Установка вентилятора ВДН-24×211 к котлу ТПП-110.

Пример 5.8. Произвести выбор дымососа для котла типа ДКВР-6,5/13, работающего на мазуте, при расходе газов $V_g = 4,15$ м³/с и температуре уходящих газов $t_{yx} = 160^\circ\text{C}$.

ГЛАВА 6. ИСТОЧНИКИ ТЕПЛОТЫ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ. ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО.

§ 6.1. СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Система теплоснабжения предназначена для обеспечения потребителей тепловой энергией. Она состоит из теплогенерирующей установки, служащей для выработки энергоносителя в виде водяного пара или горячей воды заданных параметров, тепловой сети для транспортировки энергоносителя к потребителю, тепловых пунктов и местных систем потребителей теплоты.

Потребителями тепловой энергии (абонентами системы теплоснабжения) являются:

- объекты жилищно-коммунального хозяйства, расходующие тепловую энергию в санитарно-технических системах зданий различного назначения (отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха, горячее водоснабжение);

– промышленные предприятия, на которых энергоноситель используется на технологические нужды и в санитарно-технических системах промышленных и административных зданий в пределах предприятия.

§ 6.2. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Системы теплоснабжения (рис. 6.1) классифицируются по следующим признакам:

- типу источника, производящего энергоноситель;
- виду энергоносителя;
- способу подачи воды на горячее водоснабжение;
- количеству трубопроводов тепловой сети;
- способу обеспечения потребителей тепловой энергией.

По способу обеспечения потребителей тепловой энергией системы теплоснабжения разделяют на централизованные и децентрализованные.

Централизованное теплоснабжение потребителей осуществляется по протяженным и разветвленным тепловым сетям от теплоэлектроцентралей на базе комбинированной выработки тепловой и электрической энергии (теплофикация), а также от крупных районных и других теплогенерирующих установок мощностью более 58 МВт.

Для децентрализованных систем теплоснабжения характерна малая протяженность или даже полное отсутствие тепловых сетей от теплогенерирующей установки к потребителям тепловой энергии. Децентрализованное теплоснабжение осуществляется от теплогенерирующих установок малой мощности, автономных квартирных теплогенераторов и печей.



Рис. 6.1. Структурная схема системы теплоснабжения ТГУ — тепло генерирующая установка; ТС — тепловые сети; ТП — тепловой пункт; ПКБ - потребители коммунально-бытовые (отопление, вентиляция, горячее водоснабжение); ПТ— потребители технологические

По виду энергоносителя системы теплоснабжения делятся на водяные и паровые.

Водяные системы используются для обеспечения тепловой энергией объектов жилищно-коммунального назначения (отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха, горячее водоснабжение), а также с целью снабжения промышленных предприятий горячей водой на технологические нужды. В ряде случаев тепловые сети системы теплоснабжения могут включать кроме трубопроводов жилищно-коммунального назначения и трубопроводы пароснабжения технологических потребителей паром низкого давления (до 1,4 МПа).

Паровые системы теплоснабжения распространены на промышленных предприятиях, где пар используется в качестве энергоносителя в технологических процессах, а также для нужд санитарно-технических систем в пределах этих предприятий.

По способу подачи воды на горячее водоснабжение водяные системы теплоснабжения разделяются на закрытые и открытые.

В закрытых системах воду из тепловых сетей используют только в качестве энергоносителя в теплообменниках для подогрева холодной

водопроводной воды, поступающей в местную систему горячего водоснабжения.

В открытых системах вода непосредственно из тепловой сети забирается для приготовления и подачи ее в систему горячего водоснабжения потребителя.

Наибольшее распространение получили двух- и четырехтрубные тепловые сети, однако, возможно применение одно- и трехтрубных тепловых сетей. Системы теплоснабжения большой и средней мощности экономически целесообразно выполнять двухтрубными — с общим подающим трубопроводом горячей воды для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения и общим обратным трубопроводом.

Использование четырехтрубных тепловых сетей упрощает процессы подготовки теплоносителя для потребителей теплоты, так как сети включают два подающих трубопровода для подачи горячей воды на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения и два обратных трубопровода от потребителей (из систем отопления, вентиляции и циркуляционного трубопровода горячего водоснабжения).

Тепловые потребители могут присоединяться непосредственно к тепловым сетям через центральные тепловые пункты (ЦТП) или индивидуальные тепловые пункты (ИТП, абонентские вводы), в которых осуществляются приготовление и подача горячей воды нужных параметров для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения потребителей. ЦТП, ИТП в общем случае включают подогреватели, элеваторы, насосы, запорно-регулирующую арматуру и средства автоматического регулирования расхода и параметров теплоносителей и т.д.

В 2017 году на территории Российской Федерации было построено более 250000 частных домов общей площадью более 3 млн м², что, как и значительные объемы нового строительства способствовало широкому внедрению автономных источников теплоты различных типов и формированию на их основе системы децентрализованного теплоснабжения.

Ежегодные объемы нового жилищного строительства в России составляют менее 2,5% эксплуатируемого жилого фонда, поэтому экономия энергоресурсов за 10 лет составит не более 8%, в то же время реализация энергосберегающих мероприятий по эксплуатируемым зданиям, источникам и системам теплоснабжения может привести к 2-х кратному снижению потребления энергоресурсов, так в расчете на 1 млн. м² жилья в средней полосе России экономия топлива составит до 25–30 тысяч т у.т. в год.

Значительная часть населения проживает, наряду с городами, в поселках городского и сельского типов. В малых населенных пунктах (до 50 тыс. человек) проживает до 45% населения страны. При низкой, по сравнению с городами абонентоплотностью до 2 потр./га, значительно снижается и плотность жилого фонда и плотность теплопотребления: соответственно для малоэтажной приусадебной застройки – 750-500 м²/га и 0,17–0,1 МВт/га; для зданий 3–5 этажей без приусадебных участков – 3000-2500 м²/га и 0,45–0,32 МВт/га.

В энергетике считались системы теплоснабжения мощностью менее 58 МВт – децентрализованными. Такие системы в городах считаются мелкими, неэффективными и неэкономичными, а в малых населенных пунктах такие системы являются крупными и, в ряде случаев, экономически более рациональными.

Децентрализация теплоснабжения является эффективным и недорогим способом устранения системных недостатков. Обоснованное применение систем децентрализованного теплоснабжения в комплексе с энергосберегающими мероприятиями при строительстве и реконструкции зданий даст огромную экономию энергоресурсов.

Это подтверждается тем, что на протяжении последних двадцати лет в развитых странах практически не увеличиваются объемы строительства районных и квартальных котельных.

Необходимо ввести четкую классификацию, считая основным признаком децентрализации или автономной системы – отсутствие тепловых

распределительных сетей, тогда под понятие автономных источников теплоты попадают не только домовые (интегрированные со зданием), крышные, встроенные, пристроенные котельные, но и поквартирные системы от поквартирных теплогенераторов.

В исследовании отмечалось, что эффективность и экономичность автономных систем на газообразном топливе всегда значительно выше, чем централизованных, а на твердом топливе децентрализованные системы менее эффективны из-за проблем доставки, хранения, сжигания, золошлакоудаления и увеличения количества вредных выбросов. Наиболее рациональны для использования поселковые котельные с четырехтрубной распределительной системой теплоснабжения несмотря на то, что капиталовложения в тепловые сети в 4-трубных системах до 50–60% превышают вложения в 2-трубные тепловые сети. Специфика жилого фонда, различная для крупных городов и малых населенных пунктов теплоплотность потребления и абонентоплотность, объективная целесообразность теплофикации при приоритетной задаче выработки электроэнергии и множество других факторов обуславливают необходимость многовекторной стратегии реконструкции и энергетической модернизации жилых зданий и тепловой инфраструктуры в РФ.

Рассматривая принцип централизации не по количественному признаку (единичной мощности), а по признаку группового объединения потребителей на базе центрального источника в рамках отдельного потребителя (возможно, группового), выделенного в отдельную единицу (квартиру, коттедж, многоквартирное здание), можно утверждать, что ни электроснабжение и газоснабжение, ни водоснабжение и канализация в относительно больших городах не могут развиваться как децентрализованные системы, что не исключает такую возможность в малых населенных пунктах для малоэтажных зданий, безусловно, включая альтернативные источники энергообеспечения.

Особое место определено для систем теплоснабжения — как централизованных по принципу выработки теплоты, так и децентрализованных,

создание которых базируется на системах централизованной поставки энергоносителя (будь то газопроводная сеть, электрическая сеть или централизованная поставка жидкого или твердого топлива). Суть проблемы состоит в определении места выработки и способа распределения теплоносителя нужных параметров в требуемых количествах. Особая роль и место системы теплоснабжения в общей инфраструктуре инженерного обеспечения жилого фонда формируется в северных регионах с длительным отопительным периодом и большими энергозатратами на цели отопления зданий. Концентрация нагрузок теплоснабжения на базе мощных источников теплоты с последующим распределением нагрузки по сети потребителей обеспечивает значительные преимущества социального и технико-экономического порядка.

Централизация выработки тепловой энергии позволяет достичь:

- максимальной эффективности выработки тепловой энергии мощными источниками теплоты, эксплуатируемыми специализированным профессиональным персоналом;
- рационального использования централизации на базе крупных энергетических установок, работающих по наиболее эффективным термодинамическим циклам при совместной выработке электрической и тепловой энергии (ТЭЦ с приоритетом нагрузки электропотребления, высокоэффективных ТЭЦ с парогазовым циклом);
- максимального социального эффекта, с полным освобождением населения от трудозатрат на обслуживание системы теплоснабжения (отопление, ГВС, вентиляция);
- высокоэффективного, экологически удовлетворительного сжигания низкосортных топлив, отходов бытового и производственного происхождения, вторичных энергетических ресурсов промышленных предприятий;
- наиболее эффективных систем очистки и рассеивания продуктов сгорания, подавления эмиссии или нейтрализации вредных выбросов и стоков,

сооружение которых технически возможно и экономически целесообразно только на мощных централизованных источниках.

Именно эти факторы стимулировали мощный прорыв отечественной энергетики в 1950–1960-е годы на передовые позиции в мире в области централизованного теплоснабжения как по разработке эффективного теплогенерирующего оборудования, так и по объемам строительства и внедрения в масштабе страны. Отечественный опыт создания мощных теплофикационных комплексов и систем централизованного теплоснабжения оказал определенное влияние на развитие систем централизованного теплоснабжения во многих зарубежных странах (особенно в последние десятилетия в Германии, Финляндии, Швеции, Дании и др). В Москве централизованно обеспечивается 96 % нагрузки отопления и горячего водоснабжения от ТЭЦ, РТС и мелких котельных, и только 4 % потребляемой мощности обеспечивается децентрализованными источниками тепла. Однако развитие отрасли ставит все новые задачи и поднимает уровень требований к эффективности систем, их техническому уровню и эксплуатационным показателям. Этот этап развития и реконструкции в отечественной коммунальной энергетике не нашел надлежащего воплощения в силу множества причин, проявившихся в непростые годы последних десятилетий преобразования общества, что привело к тому, что техническое оснащение эксплуатируемых систем централизованного теплоснабжения и принципиальные научно-технические разработки, заложенные в эти системы, датируются 1960—1970 годами. Применение наиболее простых схем центрального качественного регулирования отпуска тепловой энергии, обусловленного утилитарной простотой систем управления и используемого оборудования, приводит к несоответствию режимов потребления и отпуска теплоты у потребителей. Значительную величину составляют потери теплоты у потребителей из-за несовершенства местных систем распределения и управления, наличия технологически обусловленных режимов «перетопа».

Большая протяженность тепловых сетей, значительный износ оборудования и низкий уровень эксплуатации в совокупности с ранее отмеченными факторами приводят к снижению надежности функционирования как центральных источников тепла, так и распределительных сетей, что обуславливает высокий уровень аварийности в централизованных системах и чрезвычайно низкие эксплуатационные показатели.

В настоящее время теплоснабжение около 80 % городского фонда России осуществляется от централизованных источников, и общая протяженность магистральных участков тепловых сетей диаметром 600–1400 мм составляет 13 000 км, а протяженность распределительных и внутриквартальных участков трубопроводов диаметром 50–500 мм достигает 125 000 км (в пересчете на двухтрубную систему).

Эксплуатация тепловых сетей сопровождается тепловыми потерями от внешнего охлаждения в размере 12–20 % тепловой мощности (нормируемое значение 5 %) и с утечками теплоносителя от 5 до 20 % расхода в сети (при нормируемом значении потерь с утечками до 0,25 % от объема теплоносителя в системе теплоснабжения, с учетом объема местных систем). Эксплуатационные затраты электроэнергии на перекачку теплоносителя составляют 6–10 %, а затраты на химводоподготовку 15–25 % от стоимости отпускаемой тепловой энергии. Значительное превышение нормативных потерь связано с высокой степенью износа оборудования централизованных систем теплоснабжения и особенно тепловых сетей — до 70 % и более. Поэтому именно тепловые сети являются самым ненадежным элементом системы централизованного теплоснабжения, на который приходится более 85 % отказов по системе в целом.

Трубопроводы тепловых сетей прокладываются в подземных проходных и непроходных каналах (84 %), бесканальная подземная прокладка составляет 6 % и надземная (на эстакадах) — 10 %. В среднем по стране свыше 12 % тепловых сетей периодически или постоянно затапливаются грунтовыми или

поверхностными водами, в отдельных городах эта цифра может достигать 70 % теплотрасс. Неудовлетворительное состояние тепловой и гидравлической изоляции трубопроводов, износ и низкое качество монтажа и эксплуатации оборудования тепловых сетей отражается статистическими данными по аварийности. Так, 90 % аварийных отказов приходится на подающие трубопроводы и 10 % — на обратные, из них 65 % аварий происходит из-за наружной коррозии и 15 % — из-за дефектов монтажа (преимущественно разрывов сварных швов).

На этом фоне все увереннее позиции децентрализованного теплоснабжения, к которому следует отнести как поквартирные системы отопления и горячего водоснабжения, так и домовые, включая многоквартирные здания с крышной или пристроенной автономной котельной. Использование децентрализации позволяет лучше адаптировать систему теплоснабжения к условиям потребления теплоты конкретного, обслуживаемого ею объекта, а отсутствие внешних распределительных сетей практически исключает непроизводительные потери теплоты при транспорте теплоносителя. Повышенный интерес к автономным источникам теплоты (и системам) в последние годы в значительной степени обусловлен финансовым состоянием и инвестиционно-кредитной политикой в стране, т.к. строительство централизованной системы теплоснабжения требует от инвестора значительных единовременных капитальных вложений в источник, тепловые сети и внутренние системы здания, причем с неопределенным сроком окупаемости или практически на безвозвратной основе. При децентрализации возможно достичь не только снижения капитальных вложений за счет отсутствия тепловых сетей, но и переложить расходы на стоимость жилья (т. е. на потребителя). Именно этот фактор в последнее время и обусловил повышенный интерес к децентрализованным системам теплоснабжения для объектов нового строительства жилья. Организация автономного теплоснабжения позволяет осуществить реконструкцию объектов в городских

районах старой и плотной застройки при отсутствии свободных мощностей в централизованных системах. Децентрализация на современном уровне, базирующаяся на высокоэффективных теплогенераторах последних поколений (включая конденсационные котлы), с использованием энергосберегающих систем автоматического управления, позволяет в полной мере удовлетворить запросы самого требовательного потребителя.

Выход из создавшегося положения может быть только в принятии безотлагательных мер по модернизации и реконструкции существующих систем теплоснабжения. Однако это связано со значительными инвестиционными затратами. Проведение таких работ за счет государственных средств практически нереально, а привлечение частных инвестиций связано с очень большими рисками.

Законодательная база предусматривает привлечение инвестиций на цепи модернизации (реконструкции) систем коммунальной инфраструктуры и их гарантированный возврат только через тарифные источники в соответствии с законом № 210-ФЗ «Об основах регулирования тарифов организаций коммунального комплекса». Т.е. все инвестиционные затраты на модернизацию систем теплоснабжения и ее результаты в конечном счете должен оплатить потребитель через инвестиционную составляющую в тарифах на теплоснабжение.

При сегодняшнем уровне тарифов на тепловую энергию их неупорядоченной системе определений, в том числе и без участия самих потребителей, существенно сужаются возможности реконструкции и модернизации муниципальных систем теплоснабжения. Не обеспечивается в будущем «экономическая» и «физическая» доступность коммунальных услуг потребителям при использовании традиционной технологии реконструкции и модернизации систем теплоснабжения за счет замены оборудования источника теплоснабжения или строительства новой модульной котельной. Тем более, не гарантируется возврат инвестиций через инвестиционную составляющую и

получение инвесторами обоснованной доходности на инвестированный капитал. Расчеты показывают, что во многих регионах страны действующие тарифы не обеспечивают «расчетную» себестоимость отпускаемой тепловой энергии, коммунальные службы работают на дотациях из региональных и муниципальных бюджетов. В то же время коммерческие расчеты за потребленную тепловую энергию через удельные расходы на 1 м² отапливаемой площади, как правило, в 1,5–2 раза выше фактически потребленной тепловой энергии. Поэтому модернизация (реконструкция) систем муниципального теплоснабжения должна производиться путем выбора энергосберегающих и энергоэффективных технологий комплексной технологической модернизации системы от источника до потребителя, снижающих или ликвидирующих непроизводительные потери, при сохранении действующего тарифа. Выделение инвестиционной составляющей в действующем тарифе с привлечением средств потребителей в инвестиционной программе на срок окупаемости инвестиционных затрат может быть достигнута за счет значительного сокращения эксплуатационных расходов в результате использования энергосберегающих и энергоэффективных технологий.

§ 6.3. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ДЕЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Многочисленные факторы в пользу децентрализации теплоснабжения привели к тому, что часто оно стало рассматриваться как безальтернативное техническое решение, лишенное недостатков. Поэтому необходимо подробно рассмотреть те проблемы, которые проявляются при более внимательном подходе к этому вопросу, проанализировать отдельные случаи применения децентрализованных систем, что позволит выбрать рациональное решение в комплексе.

1. Важным преимуществом децентрализованных систем теплоснабжения является возможность местного регулирования в системах квартирного

отопления и горячего водоснабжения. Однако эксплуатация источника теплоты и всего комплекса вспомогательного оборудования квартирной системы теплоснабжения непрофессиональным персоналом (жильцами) не всегда дает возможность в полной мере использовать это преимущество. Также необходимо учитывать, что в любом случае требуется создание или привлечение ремонтно-эксплуатационной организации для обслуживания источников теплоты.

2. Рациональной можно признать децентрализацию только на основе газообразного (природный газ) или легкого дистиллятного жидкого топлива (дизтоплива, топлива печного бытового). Использование для поквартирного теплоснабжения жидкого и твердого топлива в многоэтажной застройке по ряду очевидных причин — нереализуемая задача. В малоэтажной застройке, как показывают многие исследования, на низкосортном рядовом твердом топливе (а сейчас другого в стране практически нет) экономически целесообразно строить групповую котельную.

Сжиженный газ (пропан-бутановые смеси) для северных районов с большим потреблением теплоты на цели отопления, даже в комплексе с энергосберегающими мероприятиями, потребует строительства газохранилищ большой емкости (с обязательной установкой не менее двух подземных емкостей), что в комплексе вопросов с централизованной поставкой сжиженного газа существенно усложняет проблему.

Электроэнергия не должна использоваться на цели отопления (независимо от себестоимости и тарифов) в силу эффективности ее выработки по первичной энергии для конечного потребителя ($\eta \sim 30\%$) за исключением систем временного, аварийного, локального отопления (местного) и в районах ее избытков (вблизи ГЭС), в ряде случаев использования альтернативных источников энергии (тепловые насосы). В этой же связи не выдерживают критики данные разработчиков и производителей так называемых вихревых теплогенераторов, декларирующих тепловую эффективность устройств,

работающих на вязкостной диссипации механической энергии (от электродвигателя), в 1,25 раза превосходящую установленную мощность электрооборудования.

3. Система поквартирного теплоснабжения не должна применяться в здании, разработанном для централизованного теплоснабжения (типовом). Основной и самой главной причиной является необходимость устройства системы дымоудаления, т. к. для многоэтажного здания, в соответствии с требованиями нормативной документации, на одном этаже (уровне) к стволу дымохода может подключаться только один газоход от одного теплогенератора. Поэтому, например, в секционных зданиях на каждую секцию здания нужно установить четыре дымовые трубы (или пакет из четырех труб), а это требует конкретных инженерных решений при проектировании здания (как для лифтовых шахт, мусоропроводов, систем вентиляции и др.), с отчуждением части строительных площадей. При сооружении крышных котельных вопросы дымоудаления в большинстве случаев решаются значительно проще.

4. Проблема дымоудаления в поквартирных системах теплоснабжения для застройки в северных регионах стоит наиболее остро, т. к. устройство наружных газоходов (приставных) практически возможно только в случае их изготовления из коррозионно-стойкого металла с теплоизоляцией, имеющее термическое сопротивление более $1,4 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$, исключающее конденсацию при периодической работе теплогенераторов в холодный период отопительного сезона.

5. Практически во всех случаях эксплуатации поквартирного теплогенератора в многоэтажном здании его работа будет периодической. Это обусловлено тем, что расчетная нагрузка отопления для квартиры средней площади (2-комнатная квартира в многоэтажном здании) составляет менее 5 кВт, в то время как нагрузка горячего водоснабжения (для обеспечения самой теплоемкой процедуры — наполнения ванны) должна быть около 24 кВт (в том числе и для квартир меньшей площади). Таким образом, специфика работы

источника теплоты в поквартирной системе отопления (в большинстве случаев это двухконтурные термоблоки с закрытой топкой) требует подбор его мощности по пиковой нагрузке. Глубина регулирования мощности теплогенераторов большинства производителей составляет от 40 до 100 %, что обуславливает работу термоблока в режиме «включено-выключено» даже на минимальной мощности (около 10 кВт). Поэтому избежать образования конденсата в газоходах, не имеющих эффективной теплоизоляции, при низких температурах наружного воздуха в начале газохода (на нижних этажах) практически невозможно. Дымоход во всех случаях должен быть газоплотным и влагостойким, его необходимо теплоизолировать, оснащать устройствами сбора и отвода конденсата с системой его нейтрализации перед сливом, а также устройствами подогрева нижней части, исключаяющими ее обмерзание.

6. Установленная мощность источников теплоты при поквартирном теплоснабжении в многоквартирном здании рассчитывается по максимуму (пику) теплопотребления, т. е. по нагрузке горячего водоснабжения. Нетрудно видеть, что в этом случае, например, для двухсотквартирного жилого здания установленная мощность теплогенераторов составит 4,8 мВт, что более чем в 2,5 раза превышает необходимую суммарную мощность теплоснабжения при подключении к центральным тепловым сетям или к автономной, например, крышной котельной. Установка емкостных водонагревателей в системе горячего водоснабжения квартиры (емкость 100—150 л) позволяет снизить установленную мощность поквартирных теплогенераторов, однако существенно усложняет квартирную систему теплоснабжения, значительно увеличивает ее стоимость и практически не применяется в многоквартирных зданиях.

7. Автономные источники теплоснабжения (в том числе и поквартирные) имеют рассредоточенный в жилом районе выброс продуктов сгорания при относительно низкой высоте дымовых труб, что оказывает негативное влияние

на экологическую обстановку, загрязняя воздух непосредственно в селитебной зоне.

8. При поквартирном теплоснабжении в многоэтажном здании необходимо организационно-техническое решение вопроса отопления лестничных клеток и других мест общественного пользования.

Уже имеющийся опыт создания современных комфортных условий проживания в коттеджах и малоэтажных зданиях на базе масштабного внедрения децентрализованных систем теплоснабжения, использующих высокотехнологичное оборудование, позволяет с уверенностью говорить об устойчивой тенденции отхода от печного отопления. Вместе с тем, опытное строительство многоэтажных зданий в ряде городов (Смоленск, Самара и др.) с поквартирными системами теплоснабжения на базе разрешаемых к применению в зданиях выше 5 этажей двухконтурных проточных газовых котлов с герметичными камерами сгорания («закрытой» топкой, т. е. принудительным дымоудалением) является по сути дела весьма примитивной попыткой решить все проблемы, в типовом здании, которое для создания такой системы теплоснабжения не разрабатывалось и не предназначается. Недостаточная нормативная база и отсутствие федерального нормативного документа, регламентирующего основные технические условия применения поквартирного теплоснабжения в многоэтажных зданиях на базе современного инженерного оборудования, снижают темпы и объемы внедрения новейших разработок в этой области.

Существенно меньше проблем возникает при разработке децентрализованных систем теплоснабжения от автономных крышных, встроенных и пристроенных котельных отдельных объектов жилого, коммунально-бытового и промышленного назначения, в т. ч. и типовых сооружений. Достаточно четкая нормативная документация позволяет технически обосновать эффективное решение вопросов размещения оборудования, топливоснабжения, дымоудаления, электроснабжения и

автоматизации автономного источника теплоты. Не встречает особых трудностей и разработка инженерных систем здания, включая типовые, по своей конструкции практически идентичные централизованным системам.

В ряде случаев к децентрализованным источникам могут быть отнесены мини-ТЭЦ (когенераторные установки). В меньшей степени это применимо к установкам на базе паровых и газовых турбин, как правило, относительно более мощных, чем дизельные газопоршневые установки, опыт использования которых восходит к применению дизель-электрических генераторов — как передвижных, так и стационарных — в системах автономного электроснабжения объектов и малых населенных пунктов. В современных когенераторных газопоршневых установках теплота охлаждения блока цилиндров, теплота уходящих газов и охлаждения смазочного масла ДВС утилизируется для целей теплоснабжения, которые в общем балансе теплоты по первичному топливу могут составлять до 45—50 % установленной мощности при эффективности выработки электроэнергии 35—42 %.

Таблица 6.1

**Капитальные вложения в оборудование систем теплоснабжения
различного типа**

Тип основного оборудования, элемент системы теплоснабжения	Капитальные вложения в оборудование, у.е./кВт
Котельные и РТС мощностью до 100 МВт (без тепловых сетей и местных систем)	50–65
Мини-ТЭЦ (газотурбинные, паротурбинные) в расчете на суммарную мощность (электрическая + тепловая), без стоимости тепловых сетей и местных систем*	350/800

Тепловые сети, двухтрубные (с учетом стоимости ИТП)	40–60
Местные системы отопления и горячего водоснабжения	35/65
Когенераторные установки (поршневые) при единичной мощности агрегата до 1 200 кВт (без стоимости тепловых сетей, местных систем и систем дымоудаления)	580/950
Автономные котельные: крышные, пристроенные, встроенные и блочные (без стоимости местных систем отопления и горячего водоснабжения, системы дымоудаления и здания котельной)*	45–60/80–100
Поквартирные системы многоквартирных зданий с учетом стоимости оборудования узлов учета расхода тепла и газа (без стоимости системы дымоудаления)*	55/85

*В числителе: при использовании отечественного оборудования; в знаменателе: при использовании импортного оборудования.

Таким образом, автономное теплоснабжение не должно рассматриваться как безусловная альтернатива централизованному теплоснабжению или как отступление от завоеванных позиций. Технический уровень современного энергосберегающего оборудования по выработке, технологии транспорта и распределения теплоты позволяют создавать эффективные и рациональные инженерные системы, уровень централизации которых должен иметь соответствующее обоснование.

Децентрализованные системы теплоснабжения различаются по видам используемых (первичных) энергоресурсов и типам источников тепловой

энергии, по назначению и видам покрываемых нагрузок, по способам подачи теплоты и видам применяемых теплоносителей и др.

В качестве энергоресурсов для децентрализованного теплоснабжения преимущественно используют органическое топливо (газообразное, жидкое и твердое), что обусловлено ходом исторического развития конструкции источников теплоты простотой получения теплоты и эксплуатацией источников тепловой энергии, возможностью использования органического топлива и др.

За последние годы внедрены экспериментальные децентрализованные системы, использующие солнечную энергию и низкопотенциальные источники тепловой энергии за счет применения тепловых насосов, которые позволяют снизить расходы органического топлива на коммунальные и бытовые нужды.

Первыми источниками энергии на органическом топливе служил печи. В настоящее время наиболее перспективное и преимущественное развитие получили системы теплоснабжения с использованием промышленных теплогенераторов полной заводской готовности (промышленного изготовления), выпускаемых различной тепловой мощностью для удовлетворения одного или нескольких видов теплопотребления. Такие теплогенераторы в квартирной системе позволяют существенно интенсифицировать тепловые процессы, обеспечить компактность и высокую экономичность системы, улучшить санитарно-гигиенические и эстетические условия в обслуживаемых помещениях, обеспечить надежность, безопасность и простоту эксплуатации.

По назначению и видам покрываемых тепловых нагрузок различают домовые квартирные системы, обеспечивающие как один из видов теплопотребления (отопление, вентиляция, горячее водоснабжение, приготовление пищи), так два и более.

Домовые системы теплоснабжения обслуживают все здание в целом все квартиры, а источник теплоты, устанавливаемый в специальном помещении

обслуживаемый эксплуатационным персоналом, что часто усложняет их применение.

Квартирные системы обеспечивают теплотребление в квартире, источник теплоты устанавливается на кухне или в бытовом помещении в пределах квартиры.

Однофункциональные источники теплоты, покрывающие один из видов теплотребления, являются наиболее простыми и дешевыми, однако для обеспечения всех видов теплотребления в квартире или в здании требуется не менее трех теплогенераторов, что приводит к росту капитальных и эксплуатационных затрат и снижению потребительских качеств системы. В связи с этим более перспективными являются комбинированные аппараты, обеспечивающие несколько видов теплотребления. В настоящее время существуют аппараты для двух и трех видов теплотребления при работе одного топочного устройства.

По способам подачи теплоты и видам применяемых теплоносителей системы подразделяются на водяные и воздушные. В воздушных системах отопления теплоносителем является нагретый в теплогенераторе горячий воздух, распределяемый воздушными каналами по отапливаемым помещениям. В квартирных системах при небольшой протяженности воздухопроводов преимущественно используется естественное (гравитационное) побуждение движения горячего воздуха, как более простое и бесшумное в эксплуатации по сравнению с механическим побуждением вентилятором.

Воздушные системы отопления имеют ряд преимуществ, которые могут оказаться решающими при выборе типа системы:

- отсутствие отопительных приборов в отапливаемых помещениях;
- высокие экономические показатели системы при пользовании рециркуляции воздуха в помещениях;

- широкое использование неметаллических конструкционных материалов, и, следовательно, наименьшая металлоемкость по сравнению с другими системами;

- при использовании огневоздушных теплогенераторов: постоянная готовность к работе, малая тепловая инерция и невозможность повреждения (размораживание) при снижении температуры в помещении до отрицательных значений;

- обеспечение возможного совмещения с вентиляцией и подача свежего воздуха в помещение.

Основным недостатком системы воздушного отопления следует считать тесную увязку архитектурно-планировочного решения здания или квартиры и проектного решения отопления, так как прокладываемые в перегородках и стенах здания воздушные каналы имеют значительное сечение и должны быть газоплотными, огне- и влагостойкими. Кроме того, в гравитационных системах при небольших действующих напорах необходимо выполнять горизонтальные воздуховоды небольшой длины, так как глубина независимого регулирования теплоступлений с горячим воздухом в отдельные помещения весьма ограничена. Системы воздушного отопления с механическим побуждением теплоносителя лишены этих последних недостатков, однако широкому применению таких систем препятствует отсутствие надежных в работе и бесшумных автономных воздушных агрегатов.

Для проектирования квартирного отопления определенный интерес представляют системы лучистого и панельного отопления, в которых теплоты в помещение передается преимущественно излучением от нагревательных элементов, расположенных в панелях потолочного перекрытия, стенах или в полах.

Обогрев излучающих поверхностей осуществляется горячим воздухом, водой или электроэнергией. Эти системы обеспечивают высокие санитарно-гигиенические условия в помещении и обладают современными эстетическими

качествами. Однако, в практике проектирования лучистое и панельное отопление распространения не нашло, поскольку, как и воздушные системы, их монтируют непосредственно в строительных конструкциях зданий в процессе изготовления и монтажа. Это обстоятельство существенно затрудняет строительно-монтажные работы при возведении зданий и делает невозможным в ряде случаев монтаж систем воздушного, лучистого и панельного отопления с теплоносителем в виде воды и воздуха в зданиях реконструируемого жилого фонда.

§ 6.4. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРОВ АВТОНОМНЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Значительные объемы нового строительства в России, привлечение к строительству малых предприятий и частных инвесторов, и соответствующее формирование инвестиционной политики обусловили на большинстве строящихся объектов применение автономных отопительных котельных – от квартирных и коттеджных до пристроенных и крышных, а также источников теплоты на реконструируемых объектах, преимущественно с водогрейными котельными агрегатами малой мощности (до 20 МВт). Рассмотрим особенности основных типов котлов, представленных на российском рынке:

- чугунные секционные котлы;
- стальные водотрубные;
- стальные газотрубные;
- проточные одно- и двухконтурные термоблоки.

Отдельную группу котлов автономных источников составляют конденсационные котлы, которые могут быть моноблочными или сформированы в виде агрегатов объединяющих традиционные котлы и конденсационные экономайзеры.



Рис. 6.2. Стальной газотрубный котел

Важнейшей особенностью котлов малой мощности являются происходящие в них физико-химические процессы горения и связанные с ними тепловые режимы топок, обусловленные масштабным переходом к малым геометрическим размерам топок, что несмотря на уменьшение мощности котла приводит к существенному возрастанию интенсивности указанных процессов (см. п. 5). В частности, изменяется соотношение площади поверхности топки к ее объему обратно пропорционально ее характерному размеру (эквивалентному

диаметру). Следствием этого является тот факт, что в малых котлах видимые тепловые напряжения топочного объема превышают характерные для мощных котельных агрегатов, достигая значений $q_v = 2 \text{ МВт/м}^3$ и выше (на газе и жидком топливе), при этом тепловые напряжения поверхностей нагрева в топке ($q_n = \sim 200 \text{ кВт/м}^2$) примерно соответствуют видимым тепловым напряжениям поверхностей нагрева мощных котлов.

Отдельная группа водогрейных котлов малой мощности – скоростные проточные термоблоки развивались преимущественно, как компактные настенные водотрубные котлы с высокой степенью оребрения тепловоспринимающих поверхностей выполненных из «цветных» металлов.

Независимо от типа котла необходимо отметить, что его надежная работа в значительной степени зависит от теплового режима металла стенки котла, определяемой условиями охлаждения и состоянием внутренней поверхности теплообменника со стороны охлаждающего теплоносителя, наличием отложений на них, толщиной и свойствами этих отложений. Внешние шлаковые, сажевые и битумиозные отложения (как и внутренние) преимущественно влияют на эффективность теплопередачи от газового потока к теплоносителю и, следовательно, повышают температуру уходящих газов, снижают мощность и КПД котла. Температура металла стенки теплообменника котла при наличии внешних отложений снижается, однако наибольшие неприятности от внешних отложений часто связаны с увеличением аэродинамического сопротивления газового тракта котла, изменением и искажением характеристик горения, ухудшением экологических показателей работы.

Чугунные секционные котлы

Первыми котельными агрегатами в котлостроении были чугунные секционные котлы, что связано с ранним освоением технологий чугунного литья, хорошими конструктивными возможностями этих технологий,

секционной конструкцией, позволяющей сборку крупных изделий из типовых элементов и хорошую ремонтпригодность.

Прообразами современных чугунных котлов для сжигания газообразного и жидкого топлива с внутренней топкой является котел Стреля, а для сжигания твердого топлива (угли, древесные отходы, пеллеты) с внешней выносной топкой котел НРЧ (Н.Н. Ревокатов).

Все типы чугунных котлов собираются из секций, внутри которых циркулирует вода, а снаружи высокотемпературные продукты сгорания.

Пакеты современных котлов собираются из отдельных секций соединенных с помощью двухсторонних конических ниппелей и стягивающих резьбовых шпилек, проходящих в водном пространстве внутри ниппелей или с внешней стороны пакетов, стягивая секции за проушины, выполненные в виде приливов на крайних секциях. От резьбовых втулок (аналогичных по конструкции резьбовым втулкам секционных радиаторов) для сборки секций чугунных котлов отказались на ранних стадиях их конструирования ввиду малой надежности их соединений при значительных деформациях секций, вызванных существенными тепловыми нагрузками. Технологически обусловленная тепловая неравномерность по длине пакетной сборки и по внутренней (со стороны топки котла) образующей приводит к значительным деформациям всей конструкции пакета котла и элементов сочленения секций. Особенно сильно термические напряжения проявляют себя в зонах с различной толщиной стенки.

Устаревшие технологии чугунного литья в земляные формы по причинам производственного характера приводили к значительной «разностенности» котла с разбросом до 4 мм, что требовало увеличение конструктивной толщины стенки до 8 мм при толщине стенки в одной зоне – 4 мм, а в другой зоне секции до 12 мм.

Применение чугуна существенно уменьшает возможности ремонтно-восстановительных работ, исключая использование сварки или пайки

деталей котла, эксплуатируемых под значительными тепловыми воздействиями. Разогрев и оплавление металла в зоне шва и околошовной зоне и последующее охлаждение, и усадка этих зон не позволяет в чугунах получить соединение требуемой прочности и герметичности. По той же причине при изготовлении теплообменников или секций чугунных котлов сварные конструкции практически не используются.

Чугунные секционные котлы имеют относительно низкое значение малоциклового усталости, определяющее количество циклов запуска котла из холодного состояния. Такие котлы весьма чувствительны к «холодной» обработке, не по условиям низкотемпературной коррозии, а по причине низкой устойчивости чугунных секций в пакете котла к внутренним напряжениям при значительных изменениях температуры теплоносителя в котле (перепад температур теплоносителя на выходе из котла и на входе не более $\leq 20^{\circ}\text{C}$) с ограничением температуры на входе в котел – не ниже $52\text{--}55^{\circ}\text{C}$.

Необходимо учитывать, что в большинстве конструкций чугунных секционных котлов очень низкие скорости циркуляции теплоносителя $0,02\div 0,03$ м/с (т.е. близкие к естественной конвекции) и имеет место существенная гидравлическая неравномерность внутри по глубине пакета секций. Поэтому, при резких перепадах температуры теплоносителя в металле образуются микротрещины, приводящие в итоге к разрыву теплообменника.

Современные технологии литья обеспечивают «разностенность» $\pm 0,5$ мм, что позволяет снизить конструктивную толщину стенки секций до 4 мм.

Для литья секций обычно используют серый чугун с содержанием углерода $3,2\div 3,5$ %. Отличительной особенностью чугуна по сравнению со сталью является его высокая коррозионная стойкость как к воздействиям со стороны факела горящего топлива в топке, так и к воздействиям со стороны агрессивного («кислого») конденсата, вероятность образования которого на поверхностях котла весьма высока при его запусках. Интенсивность коррозии чугуна в воде и слабых кислотах в $1,5\text{--}2$ раза меньше, чем у стали. Ведущие

производители котельной техники, как правило используют свои технологии литья и рецептуры добавок в чугун, кремния, серы, фосфора, марганца и др., которые улучшают качество изделий.

У зарубежных производителей наибольшее распространение получил серый чугун марки GG20, его близкий российский аналог – СЧ-20 по ГОСТ 1412-85.

Несмотря на основной недостаток изделий из чугуна – их хрупкость, конструктивные свойства деталей из чугуна относительно мало зависят от наличия концентраторов внутренних напряжений, таких как отверстия, расточки, ребра жесткости, переходы сечения и др. Последнее позволяет применять секции сложной геометрической формы с использованием приемов увеличения площади теплообменных поверхностей: оребрение, ошиповка, приливы и др.

Избежать этих процессов можно используя различные смесительные устройства повышающие температуру обратки внутри котла, или используя рециркуляцию горячего теплоносителя в холодную обратку.

Таким образом, чугунные секционные котлы имеют ряд существенных положительных качеств обеспечивающих их широкую область рационального применения:

- удобная секционная конструкция позволяет набирать мощностной ряд из типовых секций;
- относительно дешевый металл, отработанные технологии литейного производства;
- наличие котлов на сжигание газообразного, жидкого и твердого топлива;
- высокая ремонтпригодность путем замены секций;
- коррозионная стойкость металла.

Вместе с тем этим котлам свойственен ряд конструктивных и теплотехнических особенностей, которые необходимо учитывать как при выборе конструкции котла, так и при его эксплуатации:

- самая большая металлоемкость среди других типов котлов (> 1000 кг/МВт);
- большая емкость теплоносителя (~ 1000 л/МВт);
- хрупкий металл, при циклических воздействиях внутренних напряжений склонный к растрескиванию;
- внутренняя гидравлическая неравномерность движения теплоносителя по секциям;
- невозможность ремонтно-восстановительных работ с применением сварки;
- разрушающее воздействие накипи (на внутренней поверхности теплообменника) вызывающее перегрев металла стенки и его растрескивания;
- ограничение по рабочему давлению в котле и максимальной температуре теплоносителя.

Стальные водогрейные котлы

Стальные водогрейные котлы развивались по двум основным типам: водотрубные и жаротрубные.

Водотрубные водогрейные котлы

Водотрубные котлы определенное время были основным типом отечественной водогрейной техники. В области малых мощностей такое положение дел себя не оправдало: с производства были сняты устаревшие котлы ТВГ, ТГ, НР 18, ЗиО 60 и др. Однако ряд конструкций котлов малой мощности серии КВ ГМ продолжает выпускаться. Отечественные разработки водогрейных котлов преимущественно представлены водотрубными котлами, выпуск которых осваивают как крупные заводы («Дорогобужкотломаш», Бийский котельный завод, «Вольф Энерджи Солюшен» и др.), так и небольшие котлостроительные фирмы, зачастую, выпускающие переработанные зарубежные котлы – адаптированные к отечественным условиям производства и применения.

Основные преимущества водотрубных водогрейных котлов обусловлены организованным гидравлическим режимом в трубных водяных контурах, что позволяет, используя насосные схемы принудительной высокоскоростной циркуляции (в том числе с рециркуляцией), обеспечить допустимые тепловые (температурные) режимы, уменьшить негативные процессы загрязнения теплопередающих поверхностей со стороны теплоносителя, снизить требования по общей жесткости циркуляционной воды. В то же время в водотрубных котлах необходимо строгое соблюдение гидравлического режима движения теплоносителя, исключающего его вскипание на поверхностях нагрева, что, как отмечалось, для котлов малой мощности особенно важно на теплонапряженных участках топочных поверхностей нагрева. При обосновании скоростного режима необходимо ориентироваться на трубы с отпуском движением теплоносителя, в которых при указанных условиях теплообмена ($q_n = \sim 200$ кВт/м²) скорость движения теплоносителя должна быть по известным зависимостям не менее 1,25–1,35 м/с.

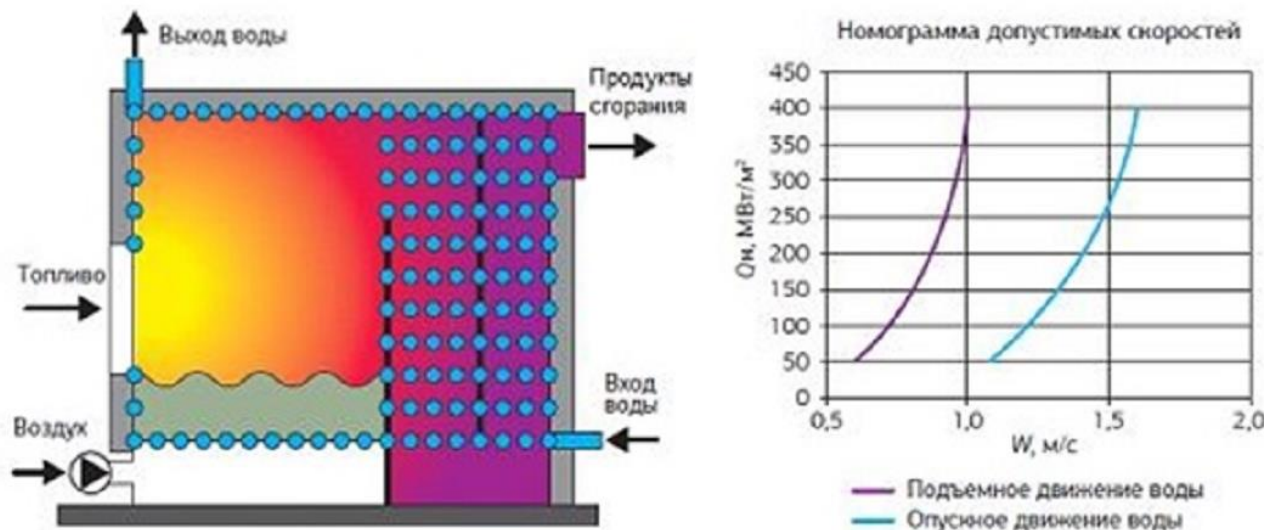


Рис. 6.3. Схема водотрубного водогрейного котла и номограмма минимально допустимых скоростей воды в обогреваемых трубах водогрейных котлов: Q_n – поверхностная скорость теплового потока, W – скорость движения теплоносителя

Такой гидравлический режим обуславливает достаточно высокое гидравлическое сопротивление водотрубного водогрейного котла (обычно в пределах 0,5–1,5 бар). Причем не только в расчетном режиме, но и при всех

промежуточных режимах работы с частичной или даже минимальной мощностью. Постоянный гидравлический режим, пожалуй, наиболее важный фактор, обеспечивающий надежную работу всей трубной системы водогрейного водотрубного котла.

Ряд конструкций водогрейных водотрубных котлов поставляются производителем в виде нескольких укрупненных блоков, что требует дополнительных затрат при доставке котла, его сборке и монтаже на строительной площадке.

Основные преимущества разработки водотрубных котлов связаны с необходимостью конструкций, отвечающих требованиям повышения паропроизводительности и давления пара. Дело в том, что, пар и вода высокого давления находятся в трубе малого диаметра, требования к толщине стенки (конструкции малого радиуса кривизны) оказываются умеренными и легко выполнимыми. Водотрубные паровые котлы по конструкции сложнее газотрубных. Однако, они быстро прогреваются, так как имеют относительно малый объем воды, хорошо регулируются в соответствии с изменениями нагрузки, относительно просты в транспортировке, допускают некоторую перегрузку по мощности. Водотрубный котел состоит из пучков и панелей труб малого диаметра, приваренных к коллекторам (или реже барабанам) умеренного диаметра, причем вся система монтируется укрупненными блоками и заключается в наружный кожух. Направляющие перегородки заставляют топочные газы несколько раз проходить через трубные пучки, увеличивая скорость их движения и интенсифицируя теплоотдачу. Трубы поверхностей нагрева могут быть гладкими, с проставкой, плавниковыми, ошипованными и др. Трубы не изолируются, и лишь в высокотемпературной зоне иногда предусматриваются огнеупорная обмазка или чугунные экранные защитные панели.

Водотрубные стальные водогрейные котлы в силу своих конструктивных особенностей имеют ряд положительных качеств, которые имеют зачастую решающее значение при их выборе потребителем:

- относительно малая металлоемкость конструкции;
- малый водяной объем котла;
- организованный циркуляционный режим работы котла с рациональной схемой движения теплоносителя;
- конструкция котла позволяет работать с самыми высокими давлениями и температурами теплоносителя по сравнению с другими типами котлов;
- ремонтпригодность стального теплообменного оборудования с использованием газо-электросварки;
- возможность обеспечить устойчивую циркуляцию теплоносителя как на пониженных нагрузках, так и при превышении расчетной мощности котла на 10-15%.

Также необходимо учитывать некоторые негативные моменты присущие водотрубным стальным котлам:

- наиболее сложная конструкция поверхностей нагрева котла;
- агрегатно-блочная поставка котла в виде отдельных блоков, повышенные требования к конструкции теплоизоляции (обмуровка) котла, значительный объем монтажных работ на объекте;
- низкая коррозионная стойкость хвостовых поверхностей нагрева, жесткие требования по температуре обратной воды на входе в котел;
- отложение шлама в нижних коллекторах котлов, возможность интенсивной подшламовой коррозии;
- высокое гидравлическое сопротивление котла;
- высокие требования к отсутствию кислорода в воде котлового контура.

Жаротрубные водогрейные котлы

Жаротрубные водогрейные котлы, полностью изготавливаются в заводских условиях и поставляются в виде компактной моноблочной

конструкции, часто с уже смонтированной тепловой изоляцией, внешней оболочкой, опорной рамой и пр. Это делает конструкцию привлекательной для потребителя, существенно упрощает монтаж оборудования в котельной.

Использование жаротрубных котлов с наддувной газоплотной топкой, принцип действия которой основан на применении автоматизированных горелочных устройств, оснащенных встроенными (или комплектными) дутьевыми вентиляторами, позволяет работать с «нулевой» точкой за котлом по давлению продуктов сгорания, без дымососов, с регулированием параметров горения при переменных нагрузках, сохраняя высокую эффективность с КПД 92–93%.

Заводы-изготовители переходят на большие объемы выпуска жаротрубных котлов, активно осваивают зарубежные технологии, покупают и перерабатывают под российские нормативы техническую документацию известных фирм, продукция которых пользуется спросом и хорошо себя зарекомендовала на рынке. Например, трехходовые котлы ФР–10, ФР–16, выпускаемые по технологии компании «Финрейла» (Финляндия), котлы GKS Dynaterm, Eurotwin производства «Волф Энерджи Солюшен» по технологии компании WOLF (Германия) и др.

Конструктивные схемы практически всех водогрейных жаротрубных котлов предполагают размещение в водяном объеме внутри внешней прочной оболочки котла цилиндрической топки и дымогарных труб конвективных поверхностей. Компоновку котлов принято классифицировать как двухходовую и трехходовую. В обоих случаях развитие факела и движение продуктов сгорания по топочному объему считается первым ходом как для топок с осевым пролетным (без разворота факела) движением газов, так и для тупиковых реверсивных топок (с разворотом факела на 180° в задней части внутри топки к фронту котла) (рис. 2.3). Таким образом, двухходовые схемы предполагают один ход продуктов сгорания по конвективным жаровым трубам, а

трехходовые – два хода с разворотом продуктов сгорания между пучками дымогарных труб на 180°.

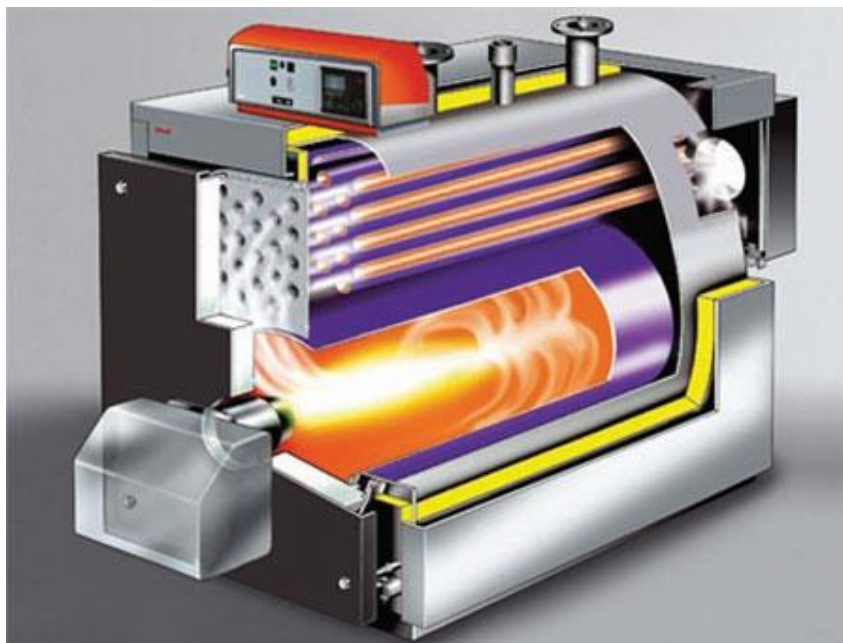


Рис. 6.4. Схема газового тракта 2-ходового котла с реверсивной топкой

Важнейшие недостатки жаротрубных конструкций обусловлены малой скоростью движения теплоносителя во внутреннем водяном объеме котла, имеющем значительный объем (удельный объем воды от $\sim 0,5$ до $\sim 1,5$ м³/МВт) и большое расчетное живое сечение для движения котловой воды. Это приводит к неорганизованным гидравлическим режимам внутренней циркуляции со скоростями, соответствующими естественной конвекции порядка 0,01–0,02 м/с, а в ряде зон водяного объема и ниже. По этой причине значение тепловых напряжений поверхностей нагрева котла по условиям недопущения пристенного вскипания воды гораздо ниже, чем у водотрубных котлов, и является основным фактором, определяющим надежную и безаварийную работу котла (наряду с загрязнением поверхностей со стороны воды накипью и шламовыми отложениями и др.).

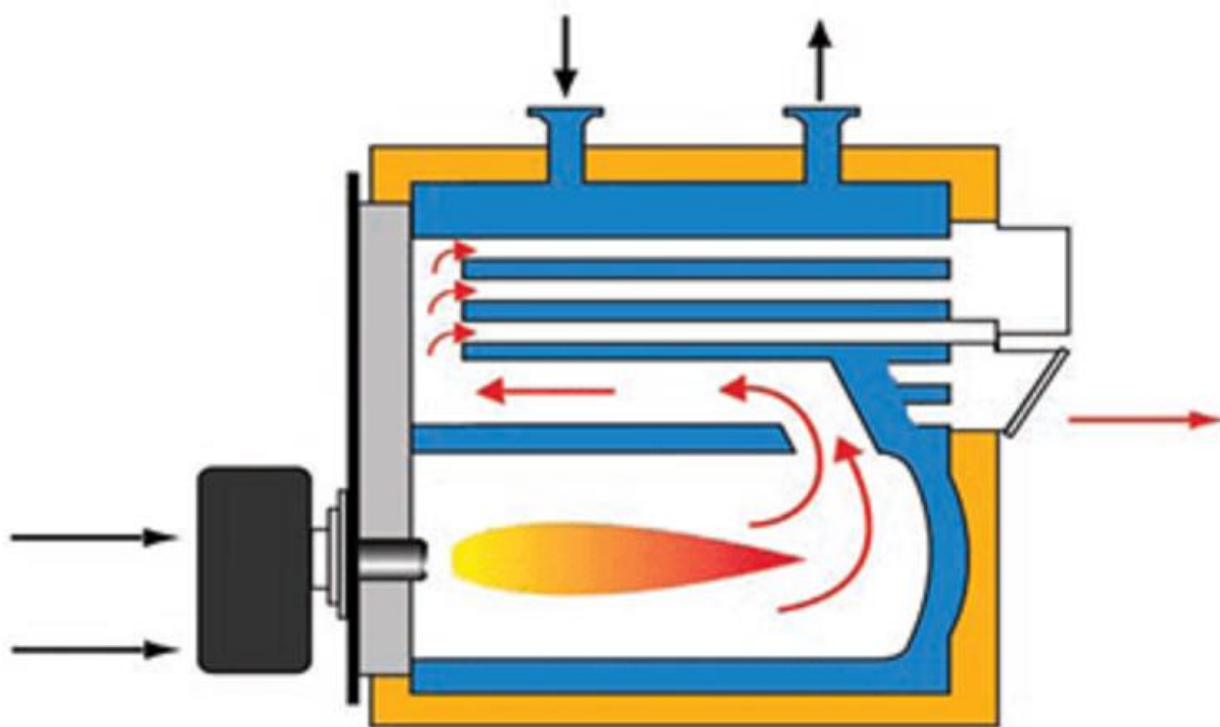


Рис. 6.5. Схема газового тракта 3-ходового жаротрубного котла

Конструкция трехходового котла по сравнению с двухходовым у большинства производителей имеет большую конвективную поверхность нагрева (дымогарных труб) и за счет этого позволяет увеличить глубину охлаждения дымовых газов и повысить на 1–3 % КПД котла. Большее значения КПД удастся достичь установкой за водогрейным котлом агрегатного или блочного экономайзера (в том числе и конденсационного типа).

Оценивая качество жаротрубного котла необходимо учитывать как конструктивные решения, так и совершенство технологии изготовления.

Так, наличие жесткого корпуса без компенсационных по термическому удлинению торцевых поверхностей (трубные доски) с жесткой сваркой прямых жаровых труб и жестким креплением топки, близкое расположение жаровых труб к внешней необогреваемой оболочке котла приводят к повышенным напряжениям из-за некомпенсированной тепловой деформации как при холодных пусках, так и при переменных режимах эксплуатации. В этой связи весьма важно иметь информацию о расчетном значении малоцикловой

усталости металла, которая определяет количество циклов запуска из холодного состояния, измеряемое от нескольких сотен до десятков тысяч циклов. Помимо конструкции котла на эту величину влияет качество металла жаровых труб и трубных досок, технология и качество сварки, применение термоотпуска для снятия внутренних напряжений в сварной конструкции при изготовлении котла.

Менее надежными оказываются и котлы с низким расположением жаровых труб, которые наиболее интенсивно заносятся шламом, из-за чего теплообмен ухудшается, температура стенки трубы увеличивается, что приводит к дополнительному локальному перегреву, увеличению нагрузок на сварочные швы и трубную доску. Для выравнивания и интенсификации теплообмена в конвективных поверхностях часто используют различного рода турбулизаторы потока, вставляемые в жаровые трубы третьего хода или в концевые участки второго хода двухходового котла.

Здесь важно отметить, что жаровые котлы с реверсивной топкой, в силу отмеченных особенностей тепловых процессов, при развороте факела обеспечивают интенсификацию конвективного теплообмена в топке (этим достигается выравнивание тепловых потоков на поверхностях нагрева в топке). Также они позволяют за счет активной рециркуляции части продуктов сгорания в корне факела горелки снизить эмиссию оксидов азота. Однако при этом в значительной мере происходит интенсификация теплообмена на трубной доске и начальных участках дымогарных труб в зоне разворота факела у переднего шамотного блока с учетом его вторичного излучения. Из-за этих факторов трубная доска оказывается в чрезвычайно форсированном тепловом режиме, провоцирующем интенсивное отложение накипи, что, зачастую, приводит к ее перегреву.

Учитывая указанные особенности тепловых режимов фронтальной трубной доски, подавляющее большинство зарубежных производителей водогрейных

жаротрубных котлов ограничивают область применения реверсивных топок котлами мощностью до 2,5 МВт.

Для любых топок жаротрубных котлов, особенно для реверсивных, необходим правильный подбор горелки не только по мощности, но и по соответствию конфигурации и размеров факела горелки топке котла. Должен быть исключен также локальный «наброс» факела на холодную стенку топки во всех режимах ее работы, с учетом необходимого напора для преодоления аэродинамического сопротивления газового тракта котла и метода регулирования нагрузки.

Низкие скорости движения теплоносителя, большие объемы воды приводят к интенсивному выпадению взвешенных частиц шлама как в нижней части котла (формируя зоны интенсивной подшламовой коррозии), так и на верхней образующей жаровых труб. Даже на «чистой» трубе при работе котла на расчетные параметры воды с температурой +95 °С максимальные значения локальной температуры воды могут составлять ~130°С, а при +105°С – ~145°С. Под пористыми шламовыми отложениями (и накипью) температуры металла стенки трубы и воды еще выше, что ведет к локальному вскипанию, интенсификации процесса накипеобразования, перегреву стенки трубы. Дополнительно необходимо отметить, что вскипание воды не только не смывает шламовые отложения на верхней образующей жаровых труб, но и интенсифицирует формирование локальных отложений накипи и фактически увеличивает размер и уплотняет эти отложения. По этой причине желательно не снижать гидростатическое давление в котле ниже 4,5–5 бар, что, однако, не может в полной мере подавить эти процессы. «Вялая» гидродинамика жаротрубных котлов объясняет необходимость глубокого умягчения воды до остаточной общей жесткости не более 0,01–0,03 мг-экв/л. Последнее положение формулируется как необходимое требование большинством зарубежных производителей, хотя в отечественных нормах и правилах эксплуатации требования по этим параметрам воды на порядок ниже 0,3–0,5 мг-экв/л

Максимальное уменьшение шламоотложения обеспечивается при использовании независимого подключения котлового контура в схеме теплоснабжения, исключающего попадание шлама из тепловых сетей и систем отопления потребителей. Следует ограничить использование магнитной и комплексной обработки даже при наличии шламоотделителей в схеме и использовать периодическую продувку, периодичность и время осуществления которой из нижних точек котла определяется водно-химическим режимом работы котла.

Необходимо обязательно поддерживать гидравлический режим работы котла с расчетным расходом теплоносителя, определяемым при расчетной нагрузке по допустимому перепаду температур на входе и выходе из котла. Обеспечить требуемую рециркуляцию теплоносителя с проверкой во всех режимах работы для исключения низкотемпературной коррозии в хвостовых поверхностях нагрева котла, которая рассчитывается по условию превышения температуры воды на входе в котел температуры точки росы дымовых газов на 5°C .

Рассматриваемые вопросы не только касаются проектирования и организации работы жаротрубных котлов, но напрямую связаны с режимами эксплуатации с позиции обеспечения технологических процессов [3-5]. Так, позиционное регулирование отпускаемой потребителям мощности при режиме эксплуатации горелки «включено-выключено» объективно существенно сокращает ресурс работы котла, учитывая малоцикловую усталость металла. Однако иногда и использование модулируемых горелок, особенно в реверсивных топках, может на пониженных нагрузках вызывать преждевременный разворот факела вблизи горелки, а, следовательно, перегрев отдельных участков топки и фронтальной трубной доски. Аналогичный процесс развивается при значительных разрежениях в газоотводящем борове за котлом. В некоторых случаях, при малом аэродинамическом сопротивлении котла, этот эффект проявляется при разрежении ~ 25 Па.

При обосновании применения жаротрубных стальных водогрейных котлов нужно учитывать их основные положительные качества:

- полная заводская готовность котла в виде моноблока, зачастую, со смонтированной теплоизоляцией и облицовкой;
- цилиндрическая форма топки, хорошо адаптируемая к конфигурации факела надувных горелок;
- высокий технологический уровень производства и высокое качество изготовления теплообменников котла;
- возможность использования газо-электросварки при ремонте котла;
- низкое гидравлическое сопротивление котла.

Некоторые негативные моменты присущие жаротрубным котлам требуют внимательного рассмотрения и учета при их применении:

- значительная металлоемкость котла (особенно внешней оболочки из-за ее толщины);
- большой водяной объем теплоносителя в котле > 1000 л/МВт;
- неорганизованный гидравлический режим движения теплоносителя с очень низкими скоростями;
- отложение шлама на верхней образующей топки и жаровых труб и в нижних точках объема оболочки котла с высокой интенсивностью пошламовой коррозии;
- низкая коррозионная стойкость хвостовых поверхностей, жесткие требования к температуре воды на входе в котел;
- наличие участков и зон с высокой концентрацией напряжений при тепловых нагрузках на конструкцию котла;
- высокие требования к отсутствию кислорода в воде котлового контура.

В общем случае для всех типов стальных и чугунных котлов следует считать недопустимыми нарушения режимов эксплуатации:

- с несоответствующей или отключенной химводоподготовкой (даже при кратковременном ее отключении);

- с внесением конструктивных изменений в котел – при удалении турбулизаторов, изменении схемы подключения вход-выход по теплоносителю и др.;
- с отключенными рециркуляционными насосами;
- без контроля температуры уходящих газов, аэродинамического сопротивления и гидравлических потерь давления в котле;
- без контроля утечек в тепловых сетях и без очистки сетевой воды от шлама, без периодической продувки (при зависимом подключении котлов).

Проточные настенные термоблоки

Техническое развитие проточных водотрубных котлов малой мощности нашло в проточных термоблоках, использующих все преимущества водотрубной схемы с максимальной интенсификацией процессов теплопереноса в проточном теплообменнике. Настенные котлы преимущественно разрабатываются для работы на газообразном топливе. Газовое оборудование всех конденсационных термоблоков включает атмосферную горелку не полного предварительного смещения, разработанную для данного котла, газовый клапан, блоки и датчики системы управления и безопасности. Розжиг горелки все более широко используется электроискровой, без использования пилотной горелки, с контролем наличия пламени по электроэмиссионному датчику.

Подача воздуха на горение и удаление продуктов сгорания от темоблока осуществляется по двум схемам.

1. Для зданий малой этажности, четыре этажа и менее допускается использовать теплогенераторы с «открытой» топкой, в которых воздух на горение забирается непосредственно из помещения, где установлен термоблок, а в системе дымоудаления используется тягопрерыватель.

2. Для зданий выше пяти этажей должны использоваться теплогенераторы с «закрытой» топкой, которая изолирована от объема помещения и воздух на горение подается к атмосферной горелке по специальному воздухопроводу из-за

пределов наружного ограждения помещения, а продукты сгорания из сборного короба термоблока удаляются в дымоходы и дымовую трубу за счет работы встроенного дымососа, при условии отсутствия суточного давления продуктов сгорания на выходе из термоблока.

Здесь необходимо заметить, что в конденсационных настенных котлах устанавливаются наддувные горелки полного предварительного смещения (т.н. «примесные»), (о чем будет сказано ниже), в этом случае топка термоблока, естественно, получается газоплотная «закрытого» типа, и за счет работы дутьевого вентилятора она оказывается под незначительным наддувом < 50 Па. В этом случае необходимость в установке дымососа отпадает, а в выходном дымоотводящем патрубке должна быть нулевая точка по давлению.

Проточный теплообменник котла, в подавляющем большинстве конструкций, выполняется в виде моноблока со змеевиком (при ограниченном числе ходов по воде – 4–8 ходов) из металла высокой теплопроводности, с большой степенью оребрения и высоким паяным или экструзионным ребром. Степень оребрения, например, для теплообменников из меди, может достигать значений $\psi = 20-45$, существенно увеличивая внешнюю тепловоспринимающую поверхность теплообменника. Вследствие этого существенно увеличивается тепловое напряжение на внутренней поверхности теплообмена со стороны охлаждающего теплоносителя. Этот технический прием позволяет создать компактный теплообменник большой мощности с высокой эффективностью работы, обеспечивая КПД теплогенератора на уровне 92-95%. Значительные удельные тепловые потоки к охлаждающей воде обуславливают жесткие требования к гидравлическим режимам течения охлаждающей жидкости, как по условиям отвода от них теплоты, а также исключения режимов вскипания теплоносителя.

Поэтому проточные настенные теплогенераторы предназначенные для работы в системе отопления всеми производителями комплектуются циркуляционными насосами, подобранными на расчетные режимы работы

теплогенератора, с контролем (по температуре теплоносителя) протока. Исключения составляют «водогрейные колонки», те же по сути проточные настенные теплогенераторы, используемые для целей ГВС в системах с напорным водоснабжением. Здесь уместно остановиться еще на одной особенности проточных скоростных теплообменников – их относительно малой чувствительности к качеству воды. Так при скорости движения воды более 1 м/с на поверхности теплообменника из красной меди или из коррозионностойкой стали не происходит отложение накипи. При таких скоростях и переменном тепловом воздействии отложения накипи смываются потоком воды.

Указанные конструктивные особенности, и исключительная компактность теплообменника котла позволяет разработать на его основе даже конденсационные теплогенераторы, объединив в едином корпусе все вспомогательное оборудование включая: газогорелочное устройство, теплообменное и насосное оборудование, исполнительные устройства и блоки автоматики управления и безопасности; устройства системы дымоудаления и др. По сути термоблок является миникотельной, которую можно разместить в настенном исполнении в жилой квартире.

Теплогенераторы выпускаются одно- и двухконтурные. Одноконтурные обеспечивают один вид тепловой нагрузки горячее водоснабжение (водогрейные колонки) или отопление. Одноконтурные отопительные теплогенераторы для обеспечения нагрузки горячего водоснабжения должны включать в отопительной контур тепловой схемы котла проточный или накопительный теплообменник ГВС с соответствующей обвязкой и системой управления. В двухконтурных настенных теплогенераторах первых конструкций использовался т.н. «битермический» теплообменник, включавший смежную поверхность теплообмена (между теплоносителем отопительной системы и водой ГВС) встроенную непосредственно внутрь основного оребренного теплообменника из трубки увеличенного диаметра с водой

отопительного контура, внутри которого располагались пучки трубок малого диаметра с водой контура ГВС. В настоящее время от этой схемы большинство производителей двухконтурных термоблоков отказалось (выпускают отдельные типы котлов Fondital, Lamborghini и др.) перейдя на более устойчивые, с позиции регулирования отпуска теплоты в систему ГВС, схемы со встроенным в отопительный контур котла пластинчатым теплообменником ГВС. Вся трубная обвязка пластинчатого теплообменника, датчик потока (потребление) горячей воды, трехходовой клапан (отсечки теплоносителя отопительного контура), циркуляционный насос отопительного контура, блоки управления и автоматизации и другие элементы тепловой схемы котла (могут включать аккумулятор ГВС малой емкости, расширительный сосуд системы отопления, элементы системы дымоудаления, газовое оборудование и др.) заключены в общий кожух настенного термоблока. Общая схема устройства термоблока с пластинчатым теплообменником приведена на рис. 6.6.

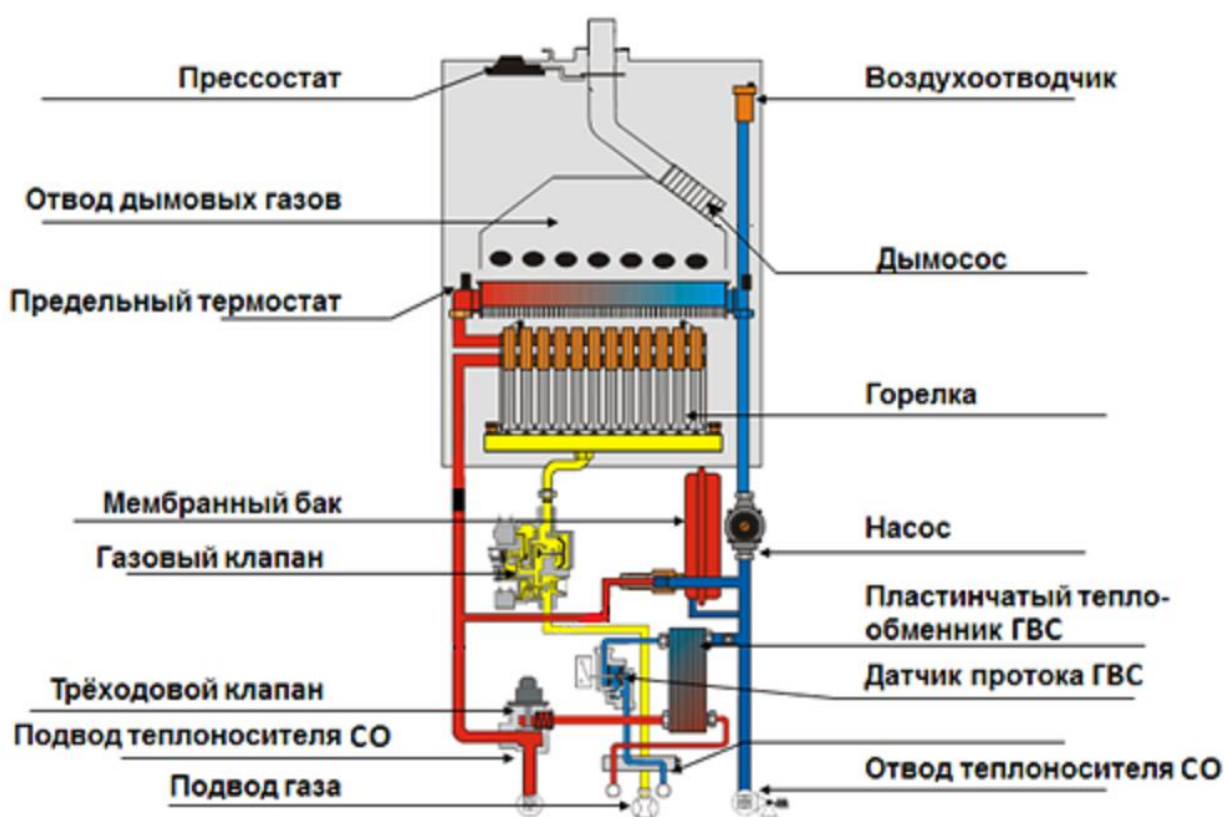


Рис. 6.6. Общая схема термоблока с пластинчатым теплообменником ГВС

Используемая схема термоблока ориентирована на отключение циркуляционного контура отопления трехходовым клапаном, работающим от датчика протока ГВС, и передачи всей тепловой мощности теплогенератора в контур потребления горячей воды. Кратковременное отключение циркуляции теплоносителя системы отопления компенсируется теплоаккумуляцией системы отопления, строительных конструкций здания, мебелью и др., с последующими теплопоступлениями от системы отопления, не допуская значительных колебаний температуры воздуха в отапливаемых помещениях.

Схема на рис. 6.6 позволяет получить весьма удовлетворительные эксплуатационные показатели работы теплогенератора, обеспечить требуемые параметры теплоносителя, их стабильность и соответствие требованиям динамики регулирования.

Одним из основных моментов, на который следует обратить внимание – во всех контурных настенных термоблоках внутренний циркуляционный насос не рассчитан для подключения к внешней системе отопления на полную мощность теплогенератора. Его основные параметры подобраны для обеспечения гидравлического режима работы на полную мощность контура теплообменника ГВС. Этих характеристик насоса в большинстве случаев, вполне хватает на работу в поквартирной системе (когда расчетная нагрузка системы отопления не превышает 30-40% полной мощности теплогенератора, см. раздел 5.5), однако при монтаже теплогенератора в коттедже полная расчетная мощность отопительной системы может соответствовать максимальной мощности теплогенератора, в этом случае циркуляцию в контуре отопления необходимо организовывать с использованием специального циркуляционного насоса системы отопления.

Мощность настенных термоблоков как правило ограничивается условиями поквартирного применения или для небольших коттеджей и не превышает 32 кВт.

В последнее время все большее применение находят проточные настенные котлы «большой» мощности до 100-120 кВт. Комплектация этих котлов ограничивается одноконтурной схемой, исключается установка встроенных теплообменников ГВС, баков аккумуляторов и расширительных сосудов. Все дополнительные функции источника, кроме генерации тепловой энергии, переносятся в тепловую схему, в которой осуществляется подготовка теплоносителя для всех местных систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения здания, их гидравлическая увязка.

Возможность минимизировать габариты и массу источника теплоты на базе проточного настенного теплогенератора реализуется частью производителей в создании блочных конструкций объединяющих до 4-8 котлов, монтируемых на несущей раме с общей гидравлической обвязкой котлового контура и гидравлическим регулятором на «выходе» из блока.

Агрегированная мощность для таких блоков может достигать до 1 МВт и выше (например, котлы Rendamax R 40-150 в блоке из 8 шт.).

Учитывая выше сказанное к общим положительным характеристикам настенных термоблоков следует отнести:

- компактность и малый вес;
- малый объем теплоносителя в контуре термоблока;
- значительные удельные мощности и высокая интенсификация процессов;
- полную заводскую комплектность источника теплоты в целом;
- высокий уровень автоматизации управления всеми процессами;
- оснащение котлов автоматикой безопасности;
- низкие требования к качеству воды.

Основные отрицательные моменты, характерные для теплогенераторов данного типа:

- монтаж оборудования непосредственно в жилых помещениях;
- эксплуатация и контроль за работой оборудования осуществляет неквалифицированный персонал (жильцы);

- зависимость от качества работы электрических сетей;
- ограниченные возможности применения в типовых зданиях в частности по требованиям к системе дымоудаления.

Конденсационные котлы

Наиболее энергоэффективными теплогенераторами, обеспечивающими самые высокие технико-экономические показатели являются конденсационные котлы. В то же время, практически во всех случаях применения конденсационной теплогенерирующей техники обеспечивается энергоэффективность технического решения за счет топливной составляющей в эксплуатационных расходах, несмотря на рост капитальных вложений в установки. Поддержка многими странами на государственном уровне энергосберегающих технологий и забота об охране окружающей среды способствуют активному внедрению инновационной техники, отвечающей всем стандартам. Приоритетная задача — повышение эффективности и улучшение экологических показателей систем теплоснабжения. Благодаря этому, в Европе газовые конденсационные котлы, обладающие высокими востребованными характеристиками, занимают лидирующие позиции среди оборудования для отопления и горячего водоснабжения. С третьего квартала 2015 года странами ЕС было принято решение о переходе на объектах нового строительства в жилом секторе только на системы автономного теплоснабжения на базе конденсационных теплогенераторов, в некоторых странах установка любых других газовых котлов, кроме конденсационных, запрещена.

В Советском Союзе также были наработки и исследования в данном направлении, однако по различным причинам они так и не стали массовыми. К примеру, была практика установки эмалированных и стеклянных подогревателей, работающих в режиме конденсации. Они подогревали воздух, подаваемый в топку, тем самым очень серьезно повышали КПД теплогенератора. Однако эмалированные имели не слишком долгий срок

службы, а стеклянные трубки в силу их хрупкости часто повреждались при монтаже и эксплуатации, поэтому эти системы не получили дальнейшего развития.

Только использование в производстве коррозионностойких сплавов алюминия, меди и нержавеющей стали сделало реальным применение данной технологии. Дело в том, что образующийся при охлаждении продуктов сгорания водный конденсат благодаря относительно высокой кислотности и растворению в нем из продуктов сгорания углекислого газа (CO_2) и кислорода избыточного воздуха вызывает коррозию стали и чугуна. Именно поэтому производители котлов в прошлом исключали саму возможность конденсации водяных паров в теплообменных поверхностях котлов и, естественно, не учитывали в своих расчетах теплоту конденсации. Наоборот всячески пытались поддерживать температуру уходящих газов, превышающую на $50\text{--}60^\circ\text{C}$ температуру их точки росы, что определялось так же необходимостью обеспечить естественную тягу и не допустить конденсацию в котле и дымоходах.

К преимуществам газовых конденсационных котлов можно отнести значительную экономию топлива, компактность, надежность, бесшумность работы. Все теплотехнические преимущества данных котлов основываются на высоком коэффициенте полезного действия. В ряде публикаций отмечается, что КПД конденсационных котлов превышает 100% , что не корректно и не соответствует понятию КПД. Это связано с особенностями методики расчета КПД. Расчет эффективности отопительного котла определяется отношением полезной теплоты, утилизированной в процессе отопления и горячего водоснабжения, к располагаемой теплоте сгорания (количеству теплоты, образующегося при полном сгорании топлива и последующим охлаждением продуктов сгорания до нормальных условий – 0°C , 760 мм рт. ст.). Однако, необходимо различать низшую и высшую теплоту сгорания. Основными конечными продуктами сгорания являются углекислый газ (CO_2) в смеси с

азотом (N_2) и избыточным воздухом $((\alpha_{yx} - 1)V_B^0)$ и вода (H_2O). Вода, получаемая в процессе реакции, при высоких температурах в зоне горения немедленно превращается в пар. Для испарения воды затрачивается теплота, которая отбирает часть теплоты, полученной при горении. Эта теплота сгорания называется низшей теплотой сгорания (Q_n^p). Теплоту, затрачиваемую на испарение воды, можно получить при обратном переходе из газообразной фазы в жидкую, то есть при конденсации. Эта теплота, называемая скрытой теплотой конденсации (Q_{H_2O}), является для природного газа известного состава постоянной величиной при определенных значениях температуры и давления.



Рис. 6.7. Низшая и высшая теплота сгорания природного газа

Рассчитать возможное количество доступной для использования теплоты конденсации водяных паров из объема продуктов сгорания можно по формуле:

$$Q_{H_2O} = 24,62(8,94H^p + W^p),$$

где:

H^p – содержание водорода в топливе, %;

W^p – содержание водяных паров в топливе, %.

Полная теплота, получаемая по конденсационной технологии, равна сумме низшей теплоты сгорания и скрытой теплоты конденсации, и называется высшей теплотой сгорания (Q_g^p):

$$Q_g^p = Q_n^p + Q_{H_2O}.$$

В действительности КПД конденсационного теплогенератора естественно меньше 100%, но в настоящее время отсутствуют нормативные методики расчета КПД и составляющих теплового баланса по высшей теплоте сгорания, определение КПД отопительных котлов производится только по низшей теплоте сгорания. Поэтому для сравнения эффективности работы традиционных и конденсационных теплогенераторов часто используется маркетинговый ход производителей котельного оборудования, когда максимально возможный КПД конденсационных котлов при полной конденсации водяных паров из продуктов сгорания природного газа принимают $\approx 111\%$ (как для метана).

Конденсационные котлы могут быть одноконтурными и двухконтурными, применяемыми как для отопления, так и для системы горячего водоснабжения. По способу установки подразделяются на:

- настенные – мощностью 20 – 100 кВт широко применяются для бытовых целей, отопления и горячего водоснабжения загородных домов;
- напольные – часто более мощные модели, применяемые как для бытовых целей, так и для офисов и объектов сельскохозяйственного и промышленного назначения.

В традиционном (не конденсационном) газовом котле продукты сгорания, которые представляются как смесь «сухих» дымовых газов (CO_2 ; N_2 , избыточный воздух) и водяных паров (от сгорания водорода, из влаги топлива и воздуха, подаваемого на горение), поступая из зоны горения, проходят через теплообменные поверхности в топке и конвективной части котла, где отдают основную часть тепловой энергии теплоносителю, обеспечивая его нагрев.

Пройдя газовый тракт котла, дымовые газы через дымовую трубу выбрасываются в атмосферу. При этом некоторое количество теплоты с уходящими газами теряется, поскольку они имеют более высокую чем окружающая среда температуру и содержат водяной пар, образовавшийся при сгорании водорода и испарении влаги находящейся в составе топлива. В конденсационном котле при охлаждении продуктов сгорания до температуры точки росы дымовых газов и ниже, содержащийся в продуктах сгорания водяной пар, начинает конденсироваться на стенках низкотемпературного теплообменника, отдает скрытую энергию теплоносителю, поступающему в котел для нагрева. Вследствие этого процесса продукты сгорания, выходящие из котла, имеют низкую температуру и пониженное содержание водяных паров, и вместе с тем находятся практически в состоянии близком к состоянию насыщения.

Существенный эффект от использования теплоты конденсации водяных паров из продуктов сгорания обусловлен как значительным их количеством в продуктах сгорания при сжигании топлива с высоким содержанием водорода в горючих компонентах, так и уникальными свойствами воды, имеющей очень большую скрытую теплоту парообразования (конденсации). Так при атмосферном давлении она равна 2270 кДж/кг (540 ккал/кг). Необходимо отметить, что с уменьшением парциального давления водяных паров в продуктах сгорания их скрытая теплота парообразования увеличивается.

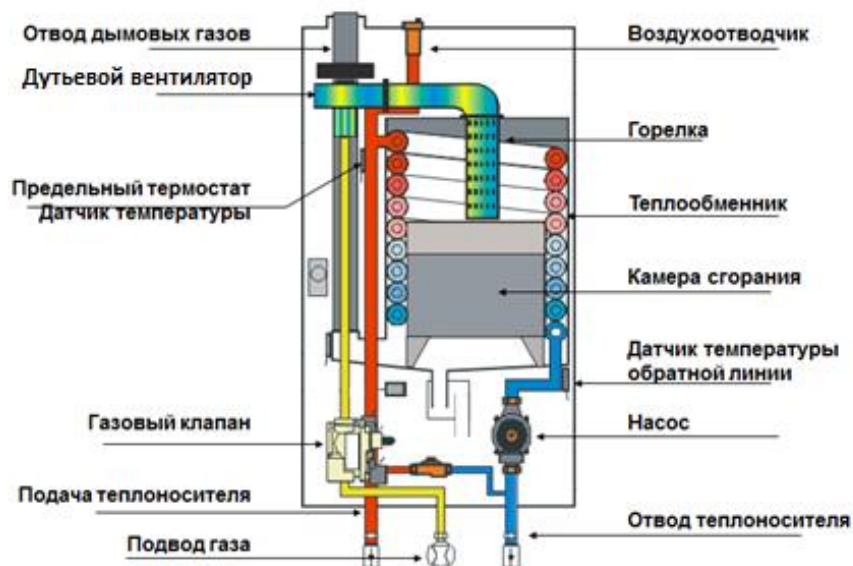


Рис. 6.8. Схема конденсационного котла

В связи с глубоким охлаждением продуктов сгорания и, как следствие, ограничениями по самотяге дымовых труб, вопросы безопасности удаления продуктов сгорания и работы горелочных устройств становятся определяющими при конструировании конденсационных котлов. Практически все конденсационные теплогенераторы малой мощности оснащаются высокотехнологичными наддувными горелками полного предварительного смешения (т.н. «примесные» горелки), что позволяет им работать с некоторым избыточным давлением в топке котла, особенно в периоды высоких температур наружного воздуха. Использование наддувных горелок позволяет стабильно обеспечивать оптимальные режимы горения с большой глубиной регулирования и конструировать конденсационные котлы с «опрокинутой» или горизонтальной топкой, наиболее рационально организуя движение дымовых газов. Не связывая эти условия с проблемой обеспечения тяги (что невозможно в атмосферных горелках), следует отметить, также увеличение опасности «хлопка» готовой газо-воздушной смеси в газовых горелках полного предварительного смешения, так как в этих горелках достаточно большой объем зоны подготовленной газо-воздушной смеси, и в случае «проскока» пламени мощность «хлопка» будет в них более высокой, чем в горелках неполного предварительного смешения (атмосферных горелках), в которых

«проскок» пламени может даже не сопровождаться «хлопком» при работе с низкими значениями коэффициента избытка первичного воздуха.

Настенные конденсационные котлы всех производителей оснащаются теплообменниками из коррозионностойкой стали. В основном применяются два типа теплообменников:



Рис. 6.9. Устройство конденсационного котла

- спиральные из труб с экструзионным оребрением;
- навивные, наборные, щелевые из формованных гладких труб, собираемые из секций.



Рис. 6.10. Устройство конденсационного котла с теплообменником из гладких труб

Использование теплоты конденсации водяных паров из продуктов сгорания особенно выгодно для топлив с высоким содержанием водорода на горючую массу и влаги топлива. Так, при сжигании одного м^3 природного газа образуется 2 м^3 водяных паров (или $\sim 1,6$ кг воды), что при полной конденсации обеспечивает теплоступление до 11% дополнительной тепловой энергии. Эффективность конденсационного котла, конечно, в значительной мере зависит от полноты использования этой дополнительной теплоты. Последнее будет осуществляться при работе с температурами поверхностей нагрева котла ниже температуры точки росы дымовых газов на низкотемпературном теплоносителе, например, по температурному графику $60\text{--}40^\circ\text{C}$, что существенно удорожает систему в целом увеличивая капитальные вложения более чем в $2\div 2,5$ раза с учетом стоимости котла.

Характерным элементом конденсационных котлов является вторичный теплообменник или вторая секция, называемая также конденсационным теплообменником или низкотемпературной частью теплообменника. Продукты сгорания охлаждаются в нем до температур близких к температуре обратной водой из системы отопления часто являющейся самой низкой для теплогенератора с возможными значениями температуры ниже точки росы ($52\text{--}53^\circ\text{C}$ для продуктов сгорания природного газа), причем во всех случаях, чем ниже температура теплоносителя, тем выше результирующая эффективность

котла. Охлаждение продуктов сгорания на поверхности нагрева при достижении температур равных и ниже точки росы приводит к конденсации части водяных паров на стенках теплообменника и передаче скрытой теплоты парообразования теплоносителю, поступающему в первичный теплообменник для нагрева. Вследствие глубокого охлаждения продукты сгорания, выходящие из котла, имеют температуру и влажность близкую к параметрам насыщения. В реальных условиях обеспечить максимально возможную эффективность в течение всего сезона эксплуатации котла не удастся, поскольку системы отопления работают по графику качественного регулирования 95–70°С или 80–60°С. Использование графика 60–40°С, применяемого в более теплой климатической зоне, в условиях России при традиционном теплоснабжении экономически нерационально и не энергоэффективно. Для целей горячего водоснабжения, при использовании подогрева санитарной (химически не обработанной) воды в косвенных подогревателях (специальном теплообменнике), до $t_{гв} = 60^{\circ}\text{C}$, требуемой санитарными нормами, конденсационный режим, как показали экспериментальные исследования, также обеспечить не удастся. При снижении температуры ГВС до 50°С удастся утилизировать 2-4%, при $t_{гв} = 45^{\circ}\text{C}$ – 4–6% в общем балансе извлекаемой части теплоты конденсации водяных паров из продуктов сгорания.

В то же время, учитывая низкие зимние температуры наружного воздуха, необходимо предусматривать режимы эксплуатации и автоматику защиты котла от «размораживания». Конструкция конденсационного котла требует сравнительно большой конвективной поверхности, а условие конденсации в ней - изготовление ее из коррозионностойких материалов: красная медь, алюминий и его сплавы(силумин), коррозионностойкая сталь. Часть конвективной поверхности часто имеет высокую степень оребрения или ошиповки.

Основные проблемы в аэродинамическом тракте возникают при организации удаления продуктов сгорания от конденсационных котлов. Так,

использование дымососа или дутьевого вентилятора, практически снимает все вопросы по организации воздухоподачи на горение и по внутренней аэродинамике котла. Однако, существенное снижение температуры уходящих газов за конденсационным котлом в расчетном режиме практически не позволяет организовать естественную тягу как индивидуальной, так и, тем более, коллективной дымовой трубы. Эта проблема наиболее остро встает в летний период, так как производители изготавливают котлы с пластиковыми дымоходами, рассчитанными на предельную температуру эксплуатации 65°C , а эксплуатационная температура дымовых газов составляет $40\text{--}45^{\circ}\text{C}$. Столь низкие температуры существенно ограничивают возможности организации естественной тяги и вынуждают выходить в режимы избыточного давления в газоходах за котлом, особенно при использовании дымососа, что недопустимо по требованиям служб газового надзора. Наиболее остро эта проблема встает для коллективных дымовых труб, и организовать удаление дымовых газов в соответствии с нормативными требованиями оказывается технически невозможно.

Еще одна задача, требующая технически грамотного решения – удаление, образующегося в котле и дымовой трубе конденсата, имеющего кислую реакцию при $\text{pH}=4,5\text{--}3,5$. Фактическое количество конденсата составляет до 1,5 литров на 1м^2 сожженного природного газа, основная часть которого выделяется в котле, в котором организуется его сбор и удаление. Так же в котел поступает конденсат из соединительных дымоходов, выполненных с соответствующим уклоном в сторону котла. Наибольшие проблемы возникают с конденсатом в дымовой трубе, выпадение которого из насыщенных продуктов сгорания происходит практически при любых температурах наружного воздуха. Сбор конденсата в нижней части дымовой трубы нужно организовывать с утеплением или обогревом конденсатного горшка вместе с конденсатоотводящими трубопроводами, что в зимний период совершенно необходимо. Альтернативное решение – монтаж нижней части дымовой трубы

в отапливаемом помещении. При использовании коксиальной компоновки, воздухоподача и удаление продуктов сгорания для конденсационных котлов, необходимо учитывать, что низкие зимние температуры наружного воздуха могут приводить к обмерзанию дымоходов. Таким образом, для сформулированных требований дымовые трубы должны быть теплоизолированными, устойчивыми к агрессивному воздействию конденсата и газоплотными, что значительно усложняет и удорожает системы газо-воздушного тракта.

Рассмотренные конструктивные и технические особенности реализации использования конденсационных котлов для теплоснабжения в малом жилищном строительстве требуют в 2–2,5 раза больших затрат на оборудование системы в целом, поэтому обеспечение максимальной энергоэффективности его работы становится приоритетной задачей.

Анализ технических преимуществ и недостатков, наиболее широко используемых в отечественном децентрализованном теплоснабжении типов теплогенераторов имеет целью определить область их рационального применения, основные требования к условиям эксплуатации и теплотехнические требования при проектировании источников теплоты с использованием тех или иных теплогенераторов. Вопросы разработки тепловой схемы источника теплоты, учет особенностей конструкции и обеспечения тепловых и гидравлических режимов эксплуатации, обеспечивающих длительную и максимально возможную эффективность работы оборудования рассмотрены в разделе 6. В настоящей части работы подводя некоторые итоги рассмотрения различных типов теплогенераторов представляется возможным провести их некоторый сравнительный анализ и сопоставление технических характеристик. Это представляет интерес, так как в настоящее время эксплуатируются сотни тысяч теплогенерирующих установок со всеми типами рассмотренных котлов (и их модификаций), обоснования применения которых или просто нет ли носит субъективный характер.

Необходимо подчеркнуть, что наряду с некоторыми котлами, отличающимися плохой конструкцией и/или неудовлетворительной сборкой, большинство котлов хорошего качества, а неполадки объясняются в основном неблагоприятными условиями, в которых эти котлы эксплуатируются.

Основные причины, по которым возникают неполадки работы связаны:

1. Подача подпиточной воды не прошедшей должной обработки в контур котла в избыточных количествах;
2. Резкие колебания температуры воды в котле;
3. Эксплуатация котла при низких температурах воды (за исключением конденсационных);

Первая проблема обычно вызвана утечками воды из системы или неправильным подбором расширительного бака, что приводит к постоянным сбросам через предохранительный клапан каждый раз, когда температура воды в системе повышается.

В полностью закрытой системе количество образующихся отложений или накипи должно быть не велико, и большинство котлов выдерживают ее накопление в течение многих лет.

Формирование отложений в критических зонах (нижняя часть чугунных секций и верхние образующие топки и жаровых труб котлов) препятствует нормальному теплообмену между стенками секций (труб) и теплоносителем, что приводит к их перегреву и образованию трещин в секциях чугунного теплообменника и прогоранию труб. В жаротрубных котлах отложения образуются преимущественно на дне внешней оболочки, которое не подвержено тепловому воздействию, и это не приводит к возникновению повреждений котла, однако формируется зона интенсивной подшламовой коррозии.

При относительной высокой жесткости подпиточной воды минералы, образующие накипь, осаждаются в процессе нагрева воды, на самых теплонапряженных участках поверхностей. Интенсивность отложения накипи

значительно уменьшается в конструкциях и на тех участках теплообменников, в которых обеспечивается высокая скорость движения воды, вплоть до исключения отложений на меди и коррозионностойких сплавах при скоростях движения более 1 м/с и отсутствии вскипания воды.

Очевидно, что не соответствующая требованиям обработка воды, с подпиткой водой, имеющей высокую остаточную общую жесткость, приводит к образованию как отложений на поверхностях нагрева, так и значительному количеству шлакообразующих взвешенных частиц (особенно при магнитной обработке воды и ряде других способов).

Однако, если подпиточная вода характеризуется повышенной мягкостью и/или повышенным содержанием кислорода, имеет высокую электропроводность или щелочность, металлические поверхности теплообменников котлов, трубопроводов и радиаторов системы отопления подвергаются агрессивному коррозионному воздействию. Образующиеся в результате коррозии твердые частицы разносятся потоком циркулирующей воды по всей системе. Так как взвешенные твердые частицы всегда оседают в местах, где скорость потока минимальна, очевидно, что в теплообменниках котлов, с малой скоростью циркуляции и большой емкостью воды, отложения аккумулируются гораздо быстрее, чем в теплообменниках с организованной циркуляцией и более высокой скоростью движения воды.

В то же время в чугунных секционных и стальных жаротрубных котлах скорость теплоносителя значительно ниже, чем в водотрубных, скоростных проточных и даже в трубопроводах системы теплоснабжения. Ясно, что взвешенные частицы, находящиеся в воде, будут формировать шламовые отложения, преимущественно, в нижних зонах и на верхних образующих труб (и топок) теплообменников этих типов котлов.

§ 6.5. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

На рисунке представлены схемы водяных двухтрубных систем теплоснабжения — закрытой и открытой. Головной частью систем являются водогрейные теплогенерирующие установки (ТГУ), включающие водогрейный котел 1, насосы — рециркуляционный 2, сетевой 4 и подпиточный 6, водо-подготовительную установку 5, узел регулирования температуры сетевой воды 3, узлы подключения нагрузки отопления 8 и 11, а также нагрузки горячего водоснабжения 7 и 10. Основное отличие теплогенерирующих установок для открытых и закрытых систем теплоснабжения — разная производительность водоподготовительных установок, подпиточных насосов и наличие или отсутствие в их тепловых схемах баков-аккумуляторов 9. В закрытых системах должно обеспечиваться восполнение потерь воды в тепловых системах, у потребителей и в теплогенерирующей установке (включая собственные нужды ТГУ). В открытых системах к указанным потерям и расходу воды на собственные нужды добавляется расход сетевой воды на горячее водоснабжение потребителей.

Для двухтрубных водяных систем теплоснабжения применяются два способа центрального качественного регулирования отпуска теплоты коммунально-бытовому потребителю:

по отопительному температурному графику; по суммарному графику (отопление, вентиляция и горячее водоснабжение).

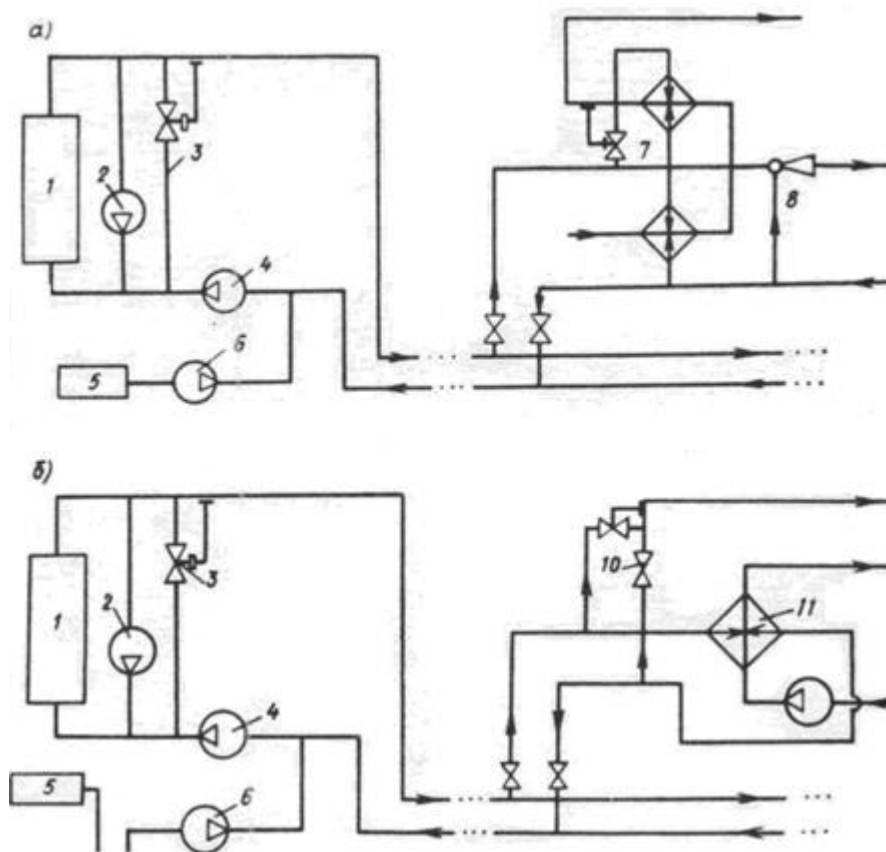


Рис. 6.11. Водяные двухтрубные системы теплоснабжения

а — закрытая; б — открытая

В первом случае расход сетевой воды (при различных режимах потребления на нужды отопления и вентиляции) в подающем трубопроводе остается примерно постоянным (изменяется только температура воды), а суммарный расход сетевой воды (включая горячее водоснабжение) будет переменным за счет изменения расхода сетевой воды на нужды горячего водоснабжения.

Пример отопительного температурного графика для расчетной температуры воды в подающем трубопроводе 150°C , а в обратном 70°C . При расчетной температуре наружного воздуха температуры воды в подающем и обратном трубопроводах принимаются максимальными (соответственно 150 и 70°C). При температуре наружного воздуха, отличной от расчетной, температура воды в подающем трубопроводе регулируется путем перепуска части воды из обратного трубопровода в подающий по перемычке 3, на которой установлен регулятор температуры.

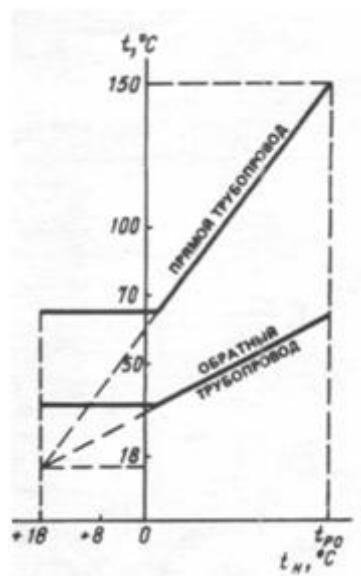


Рис. 6.12. Отопительный температурный график тепловой сети

При центральном качественном регулировании отпуска теплоты системой теплоснабжения по суммарному графику (на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение) расход сетевой воды в подающем трубопроводе остается примерно постоянным по всех режимах теплопотребления — равным расходу сетевой воды на нужды отопления и вентиляции.

Важно отметить, что повышение параметров теплоносителя в подающем трубопроводе при постоянной тепловой мощности системы теплоснабжения приводит к уменьшению металлоемкости системы (уменьшаются диаметры трубопроводов и др.) и снижению эксплуатационных расходов. Эти факторы приобретают особо важное значение для систем теплоснабжения большой мощности, поэтому по мере внедрения водогрейных котлов, трубная система которых рассчитана на температуру 200°C и выше, рекомендуется повышать параметры воды в подающих трубопроводах систем теплоснабжения до 180-210°C.

Продолжительность отопительного периода и расчетную температуру наружного воздуха $t_{p,0}$ для заданного района (города) принимают в соответствии со СНиП 2.01.01—82 или указывают в задании на проектирование. Отопительный период заканчивается при температуре

наружного воздуха 8°C. Температура воздуха в отапливаемом помещении в зависимости от назначения принимается равной 289—293 К (16— 23°C).

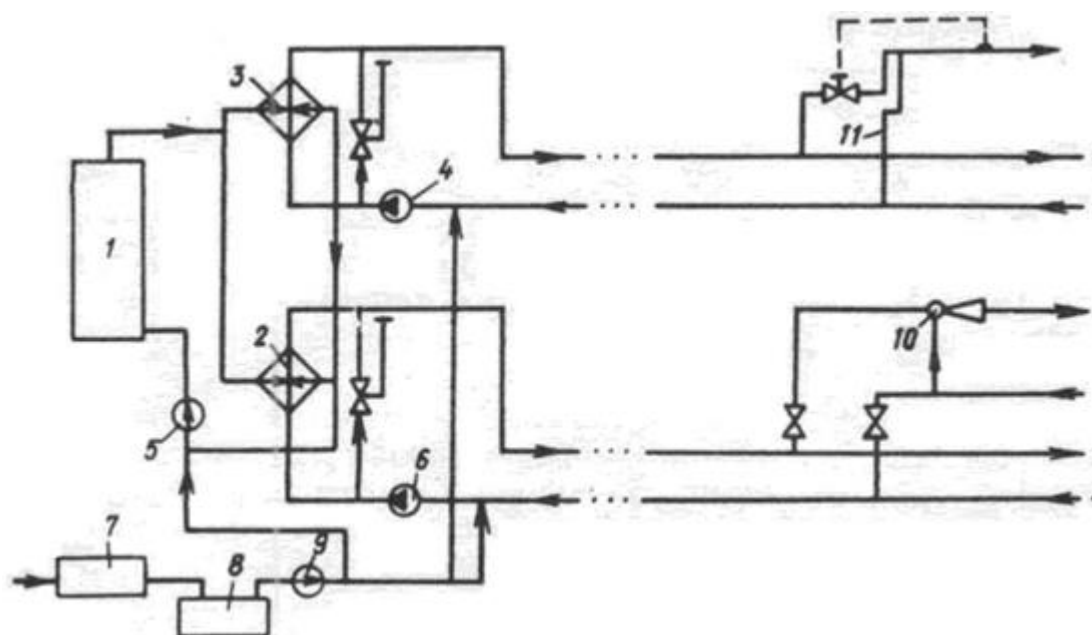


Рис. 6.13. Водяная четырехтрубная система теплоснабжения

Система отопления потребителя может присоединяться к тепловой сети по независимой схеме — через теплообменник 11, а также по зависимой схеме: с непосредственным подключением местной системы к тепловым сетям; с подключением через элеватор 8, в котором смешивается вода из подающего и обратного трубопроводов и, таким образом, достигается температура воды, идущей на отопление; с установкой подмешивающего насоса на перемычке между подающей и обратной линиями, выполняющего те же задачи, что и элеватор 8.

Подача воды на горячее водоснабжение в закрытых системах теплоснабжения осуществляется через водо-водяные теплообменники 7, в которых водопроводная вода подогревается до температуры не ниже 65 и не выше 75°C.

Вода на горячее водоснабжение в открытых системах теплоснабжения отбирается непосредственно из тепловой сети. Температура горячей воды

(65—75°C) достигается в узле смешения 11, например путем подмешивания воды из обратного трубопровода.

На рис. 6.4 показана принципиальная схема водяной четырёхтрубной системы теплоснабжения. Головная часть системы — паровая ТГУ, состоящая из парового котельного агрегата 1, сетевых пароводяных теплообменников 2 и 3, водо-подготовительной установки 7, насосов — питательного 5, подпиточного 9, горячего водоснабжения 4 и сетевого 6, баков-аккумуляторов 8.

Система отопления потребителя 10 присоединяется, например, по зависимой схеме к тепловым сетям, получающим теплоту от сетевого пароводяного подогревателя 2, а горячее водоснабжение 11 осуществляется от пароводяного теплообменника 3.

Четырёхтрубные системы теплоснабжения применяются в основном с теплогенерирующими установками небольшой мощности до 38—58 МВт при небольшом радиусе расположения потребителей. В этих системах осуществляется раздельное центральное регулирование нагрузки на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение. Подробно схемы присоединения потребителей к тепловым сетям рассматриваются в курсе "Теплоснабжение".

§ 6.6. ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИЕ УСТАНОВКИ

Теплогенерирующие установки для систем теплоснабжения — это комплекс технических устройств и агрегатов, предназначенных для выработки энергоносителя заданных параметров (водяного пара или горячей воды) за счет сжигания топлива, подготовки энергоносителя с параметрами, соответствующими требованиям потребителя, а также подачи его в систему теплоснабжения.

Технологическую структуру теплогенерирующих установок можно представить как несколько условно замкнутых циклов, отражающих

основные технологические процессы и функциональные группы оборудования. Рассмотрим структурную схему на примере теплогенерирующей установки с паровыми котлами на твердом топливе, вырабатывающей тепловую энергию для технологических и коммунально-бытовых нужд.

На схеме процессы преобразования и использования рабочих тел условно сгруппированы в шесть циклов.

Цикл № 1 (топливно-шлаковый) включает комплекс оборудования для приемки, складирования, подготовки, подачи и сжигания топлива, а также системы сбора и удаления шлаков. В состав цикла включаются: топливный склад **1** с устройствами для приема и хранения топлива, группа оборудования топливоподготовки и топливоподдачи **2**, питательные устройства **3**, обеспечивающие дозированную подачу топлива в топку котельного агрегата **4**, группа оборудования системы золо-шлакоудаления **5** и шлаковый отвал **6**.

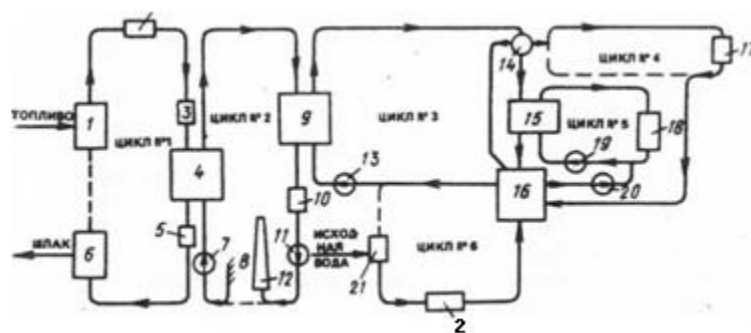


Рис. 6.14. Технологическая структурная схема производственно-отопительной ТГУ

Цикл №2 (воздушно-газовый) обеспечивает подачу воздуха на горение, перемещение высокотемпературных газообразных продуктов сгорания топлива по газовому тракту котельного агрегата и удаление их в атмосферу. В состав цикла включаются: воздухозаборные устройства **8**, дутьевой вентилятор **7** для подачи воздуха на горение в топку **4** котельного

агрегата 9, устройство очистки газообразных продуктов сгорания от вредных выбросов 10, дымосос 11 и дымовая труба 12.

Цикл № 3 (пароводяной) — замкнутый цикл питания парового котла, получения пара в котельном агрегате за счет охлаждения дымовых газов, распределения пара по группам потребляющего оборудования.

В состав цикла входят: котельный агрегат 9, парораспределительный коллектор 14, от которого пар направляется на собственные нужды, к технологическим потребителям и на пароводяные подогреватели 15 сетевой воды для коммунально-бытовых нужд, деаэрационная установка конденсата 16 (поступающего от подогревателя 15, технологических потребителей 17) и питательные насосы 13 для подачи воды в котельный агрегат.

Цикл № 4 (технологического потребления) — обеспечивает транспорт пара к технологическим потребителям 17 от парораспределительного коллектора 14 цикла № 3 и возврат конденсата от технологических потребителей пара после его деаэрации 16 в цикл № 3.

Цикл № 5 (теплоснабжения) — полностью замкнутый цикл получения горячей воды для нужд отопления, вентиляции и горячего водоснабжения в пароводяном подогревателе 15, ее транспортирования по тепловым сетям к потребителям 18 и возврата обратной воды по тепловым сетям за счет работы циркуляционных насосов 19. Компенсация потерь в тепловых сетях обеспечивается подпиточным насосом 20 из деаэратора 16.

Цикл № 6 (подготовки питательной и подпиточной воды) — предназначен для восполнения потерь теплоносителя в циклах № 3, 4, 5. В состав оборудования этого цикла включаются водозаборные устройства 21, установки химводообработки 22 и деаэрации 16. В деаэраторе 16 осуществляется удаление коррозионно-активных газов из химобработанной воды и из всего возвращаемого в теплогенерирующую

установку конденсата. Деаэрированная вода подается насосами 13 для питания котлов, а насосами 20 — на подпитку тепловых сетей.

КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Теплогенерирующие установки подразделяются на районные, квартальные, групповые и установки предприятий.

Районные теплогенерирующие установки используются для теплоснабжения всех потребителей района жилой застройки или промышленной зоны.

Квартальные и групповые теплогенерирующие установки предназначены для теплоснабжения одного или нескольких кварталов, группы жилых домов, общественных зданий. Эти установки являются, как правило, отопительными.

Теплогенерирующая установка предприятия предназначена для теплоснабжения этого предприятия или группы предприятий (на основе кооперирования) и примыкающего жилого фонда.

По характеру тепловых нагрузок потребителей теплогенерирующие установки подразделяются на:

— производственные, предназначенные для теплоснабжения технологических потребителей предприятий;

— производственно-отопительные, служащие для теплоснабжения технологических потребителей предприятий, а также обеспечивающие тепловые нагрузки отопления, вентиляции и горячего водоснабжения промышленных, общественных и жилых зданий и сооружений;

— отопительные, предназначенные только для обеспечения отопления, вентиляции и горячего водоснабжения коммунально-бытовых потребителей.

Теплогенерирующие установки классифицируются только по технологическим признакам:

— по типу котельных агрегатов, которые являются основным оборудованием теплогенерирующих установок (паровые, водогрейные, пароводогрейные);

— по виду энергоносителя и схеме его подачи потребителю (отпускающие пар с возвратом или без возврата конденсата, горячую воду по закрытой или открытой схеме теплоснабжения, пар и горячую воду по перечисленным схемам в различных сочетаниях);

— по виду сжигаемого топлива (на твердом топливе, газе, жидком топливе).

По мощности теплогенерирующие установки можно условно разделить на следующие группы: автономные теплогенераторы поквартирных систем (до 30 кВт), малой (до 23,3 МВт), средней (23,3-116 МВт) и большой (116-700 МВт) мощности. Теплогенерирующие установки мощностью 350 МВт и выше называются тепловыми станциями.

Производственные теплогенерирующие установки проектируются на базе технологических нагрузок по пару или пару и горячей воде с учетом возврата от технологического оборудования определенного количества конденсата. Если имеется технологическая нагрузка по горячей воде, то в состав тепло-генерирующей установки включается водонагревательная установка для получения горячей воды требуемых параметров.

При тепловой мощности производственных теплогенерирующих установок до 58 МВт они проектируются с паровыми котельными агрегатами низкого ($p = 1,4$ МПа) или среднего ($p = 2,4—4,0$ МПа) давления.

При больших технологических нагрузках по горячей воде производственные теплогенерирующие установки могут включать как паровые, так и водогрейные котельные агрегаты.

Производственно-отопительные теплогенерирующие установки проектируются исходя из технологических и отопительных нагрузок. Потребителю производится отпуск пара или пара и горячей воды на технологические нужды и горячей воды для покрытия нагрузок отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Производственно-отопительные теплогенерирующие установки оснащаются, как правило, паровыми котлами и водо-нагревательными установками. При больших нагрузках по горячей воде в состав теплогенерирующей установки могут включаться паровые котлы, вырабатывающие пар на технологические нужды, и водогрейные котлы, нагревающие воду для технологических нужд и целей теплоснабжения коммунально-бытовых потребителей. При установке паровых котлов горячая вода для технологических нужд готовится в отдельной водонагревательной установке, работающей по температурному графику, заданному технологическим режимом. Горячая вода для отопительных целей готовится также в отдельной водонагревательной установке, которая работает по отопительному температурному графику (см. рис. 6.2, б).

Производственно-отопительные теплогенерирующие установки оснащаются паровыми котельными агрегатами низкого ($p = 1,4$ МПа) и среднего ($p = 2,4—4,0$ МПа) давления. При необходимости в состав теплогенерирующей установки могут включаться водогрейные котлы, работающие по самостоятельному контуру.

Отопительные теплогенерирующие установки проектируются исходя из тепловых нагрузок на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение. Температура воды в подающем трубопроводе изменяется в интервале $150—70^{\circ}\text{C}$ для систем отопления и вентиляции и $65—75^{\circ}\text{C}$ для систем горячего водоснабжения.

В отопительных теплогенерирующих установках используются паровые котельные агрегаты низкого давления или водогрейные котлы. Теплогенерирующие установки с паровыми котельными агрегатами включают водонагревательную установку для подготовки сетевой воды; при использовании водогрейных котельных агрегатов они присоединяются непосредственно к тепловым сетям.

Для открытой системы теплоснабжения в состав водогрейной теплогенерирующей установки включаются дополнительные элементы: баки-аккумуляторы для создания запаса воды на горячее водоснабжение в часы максимального ее расходования потребителем, перекачивающие насосы, насосы для подачи горячей воды потребителю и др.

Для четырехтрубных водяных систем теплоснабжения в состав паровой теплогенерирующей установки включаются две водонагревательные установки, одна из которых предназначена для подогрева воды для системы отопления и вентиляции, а другая — для подогрева воды системы горячего водоснабжения (см. рис. 6.4).

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧЕЙ ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩЕЙ УСТАНОВКИ

Рабочая тепловая мощность теплогенерирующей установки — сумма максимальной мощности, подаваемой в тепловую сеть потребителям по всем видам энергоносителя (пару и горячей воде), и мощности, расходуемой установкой для выработки энергоносителя, т.е. мощности на собственные нужды - $Q_{с.н}$ и потерь мощности ΔQ .

В общем случае

$$Q_{мгу} = Q_{о.в} + Q_{мех} + Q_{г.в} + Q_{с.н} + \Delta Q \quad (6.1)$$

Сумма $Q_{о.в} + Q_{мех} + Q_{г.в}$ называется **ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТЬЮ** теплогенерирующей установки. Она определяется в зависимости от

типа системы теплоснабжения и типа теплогенерирующей установки. Обычно $Q_{o.g}, Q_{z.g}, Q_{tex}$ задаются в исходных данных на проектирование теплогенерирующих установок. Тепловая мощность отопительной теплогенерирующей установки для закрытой системы теплоснабжения определяется как

$$Q_{\kappa} = Q_{o.g} + Q_{z.g}^{\max} \quad (6.2)$$

Если отопительная теплогенерирующая установка присоединяется к открытой системе теплоснабжения, то ее тепловая мощность определяется по формуле

$$Q_{\kappa} = Q_{o.g} + Q_{z.g} \quad (6.3)$$

В формулах (6.1) и (6.3) приняты обозначения: Q_{κ} – тепловая мощность период тепловая мощность на горячее водоснабжение, МВт; $Q_{o.g}$ – тепловая мощность на отопление и вентиляцию при максимально-зимнем режиме, МВт; $Q_{z.g}$ – среднечасовая за отопительный; $Q_{z.g}^{\max}$ – максимально-часовая мощность на горячее водоснабжение, МВт.

Тепловая мощность производственно-отопительной теплогенерирующей установки складывается из мощностей на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и мощности на технологические нужды:

$$Q_{\kappa} = Q_{o.g} + Q_{z.g} + Q_{tex} \quad (6.4)$$

Тепловая мощность $Q_{z.g}$ задается в зависимости от типа системы теплоснабжения (открытой или закрытой).

Тепловая мощность, потребляемая теплогенерирующей установкой на собственные нужды, зависит от ее типа и вида топлива, сжигаемого в топках котельных агрегатов, а также от типа системы теплоснабжения. Она расходуется на подогрев воды перед установкой для ее химической

очистки, деаэрацию воды, подогрев мазута (при использовании этого вида топлива) и др.

Ниже приводятся формулы для ориентировочного определения рабочей тепловой мощности теплогенерирующих установок различных типов.

Для отопительных теплогенерирующих установок с водогрейными котлами рабочая тепловая мощность определяется по формуле

$$Q_{\kappa}^{\circ} = A Q_{0.6} + B Q_{2.6}, \quad (6.5)$$

Таблица 6.1.

**Значения коэффициентов A, B, V для определения
тепловой рабочей мощности ТГУ**

Тип теплогенерирующей установки	Система теплоснабжения	Тип котла	Топливо	A	B	V
Отопительная	Закрытая	Водогрейный	Мазут	1,0526	1,0526	-
			Твердое топливо, газ	1,018	1,018	-
	Открытая $(Q_{\Gamma.B} = 0,2 Q_{\kappa})$	То же	Мазут	1,519	1,182	-
			Твердое топливо, газ	1,0172	1,182	-
Производственно-отопительная	Закрытая $(Q_{\Gamma.B} \leq 0,2 Q_{\kappa})$	Паровой	Мазут	1,273	0,00168	-
			Твердое топливо, газ	1,217	0,00168	-
	Закрытая $(Q_{\Gamma.B} > 0,2 Q_{\kappa})$	То же	Мазут	0,4375	0,4375	1,0184
			Твердое топливо, газ	0,4231	0,4231	0,9736
	Открытая $(Q_{\Gamma.B} > 0,2 Q_{\kappa})$	То же	Мазут	0,4372	0,4912	1,0184
			Твердое топливо, газ	0,4227	0,4912	0,9736

где значения коэффициентов A и B приведены в табл. 6.1.

Для производственно-отопительных теплогенерирующих установок с паровыми котлами низкого давления ($p = 1,4$ МПа) и отпуском теплоты по закрытой схеме на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение в размере 20% тепловой мощности теплогенерирующей установки рабочая паропроизводительность D_k определяется по формуле

$$D_k = AD_n - Bt_k G_k = D_n (A - Bt_k \mu), \quad (6.6)$$

где D_n — расход пара на технологические нужды, кг/с; G_k — возврат конденсата от потребителя, кг/с; μ — доля возврата конденсата (по заданию); t_k — температура возвращаемого конденсата, °C.

При нагрузке на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение более 20% тепловой мощности рабочая паропроизводительность производственно-отопительной теплогенерирующей установки может быть определена по формуле

$$D_k = AQ_{o.g} + BQ_{z.g} + D_m (B - 0,00134 \mu t_k) \quad (6.7)$$

Коэффициенты A , B и B в формулах (6.5)—(6.7), приведенные в табл. 6.1, учитывают затраты мощности на собственные нужды и потери в ТГУ.

ВЫБОР ТИПА И МОЩНОСТИ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Число работающих котельных агрегатов по режимам отопительного периода зависит от требуемой тепловой мощности теплогенерирующей установки, необходимой для покрытия тепловых нагрузок отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и технологического потребления.

Тепловая мощность на горячее водоснабжение и технологические нужды (если нет сезонного изменения Q_{tex}) в течение года остается приблизительно постоянной. Тепловая мощность на отопление и вентиляцию, расходуемая только в течение отопительного периода, является переменной величиной.

Экономичность работы котельного агрегата зависит от его нагрузки (Q или D). Максимальная экономичность его работы достигается при номинальной (проектной) нагрузке. Поэтому мощность и количество котельных агрегатов необходимо выбирать таким образом, чтобы в различных режимах отопительного периода они имели нагрузки, приближающиеся к номинальным.

Число котельных агрегатов, находящихся в рабочем состоянии, определяется по относительной величине допустимого снижения тепловой мощности теплогенерирующей установки в режиме наиболее холодного месяца отопительного периода при выходе из строя одного из котельных агрегатов:

$$\alpha = Q_{н.х.м} / Q_{м.р}, \quad (6.8)$$

где $Q_{н.х.м}$ — допустимое снижение тепловой мощности теплогенерирующей установки, равное ее минимально допустимой мощности в режиме наиболее холодного месяца, МВт; $Q_{м.р}$ — максимальная (расчетная) тепловая мощность теплогенерирующей установки, МВт.

Максимальная (расчетная) рабочая тепловая мощность равна $Q_{м.р} = zQ_{к.}$. Тогда число устанавливаемых котельных агрегатов определяется из равенства

$$(z-1)Q_{к.а} = Q_{н.х.м},$$

т.е.

$$z = \frac{1}{1-\alpha} \quad (6.9)$$

где z — количество котельных агрегатов; $Q_{к.а}$ — единичная тепловая мощность котельного агрегата, МВт.

Резервные котельные агрегаты устанавливают только при особых требованиях к надежности теплоснабжения потребителей.

В паровых и водогрейных теплогенерирующих установках, как правило, устанавливают три-четыре котельных агрегата, что соответствует $\alpha = 0,67$ и $\alpha = 0,75$. В ТГУ следует устанавливать однотипные котельные агрегаты одинаковой тепловой мощности.

Технико-экономическое обоснование применения в производственно-отопительных теплогенерирующих установках паровых и водогрейных агрегатов показало, что при общей тепловой мощности теплогенерирующей установки менее 60 МВт рекомендуется устанавливать только паровые котлоагрегаты одинаковой тепловой мощности. Горячая вода для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения в этом случае подготавливается в пароводяных сетевых подогревателях.

В более мощных теплогенерирующих установках целесообразно устанавливать паровые котельные агрегаты (для получения пара на технологические нужды) совместно с водогрейными котлами (для получения горячей воды для коммунально-бытовых целей).

ПАРОВЫЕ КОТЕЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Паровой котельный агрегат — основной элемент паровой теплогенерирующей установки — предназначен для выработки водяного пара. В производственных и производственно-отопительных теплогенерирующих установках устанавливают паровые котлоагрегаты среднего или низкого давления, в отопительных теплогенерирующих установках — котлоагрегаты, вырабатывающие пар только низкого давления.

Основными характеристиками паровых котлоагрегатов, которыми руководствуются при выборе их типа, мощности и числа, являются

производительность и параметры (давление и температура) вырабатываемого пара.

Различают номинальную и минимальную производительность, номинальные параметры пара.

Номинальная производительность — количество вырабатываемого пара в единицу времени, принятое при проектировании котлоагрегата, которое обеспечивается при длительной эксплуатации при сжигании основного топлива при номинальных параметрах пара и питательной воды.

Номинальные параметры пара — номинальные давление и температура пара, принятые при проектировании котельного агрегата.

Таблица 6.2.

Номинальные значения основных параметров паровых котлоагрегатов

Типоразмер	Производительность, кг/с (т/ч)	Абсолютное давление пара, МПа	Состояние и температура пара, К (°С)	Температура питательной воды, К (°С)
Е-4-14	1,1 (4)	1,4	Насыщенный или перегретый, 498 (225)	363 (100)
Е-6,5-14	1,8 (6,5)			
Е-10-14	2,8 (10)			
Е-16-14	4,4 (16)			
Е-25-14	6,9 (25)			
Е-35-14	9,7 (35,0)	-	Перегретый, 498 (225)	-
Е-50-15	13,9 (50)			
Е-75-14	20,8 (75)			
Е-100-14	28,0 (100)	2,4	Насыщенный или перегретый, 523 (250)	373 (100)
Е-10-24	2,8 (10)			
Е-25-24	6,9 (25)			
Е-35-24	9,7 (35)			

Е-50-24	13,9 (50)	2,4	Перегретый, 523 (250)	373 (100)
Е-100-24	28,0 (100)			
Е-160-24	44,4 (160)			
Е-25-40	6,9 (25)	4,0	Перегретый, 713 (440)	428 (145)
Е-35-40	9,7 (35)			
Е-50-40	13,9 (50)			
Е-75-40	20,8 (75)			

Минимальная производительность — наименьшая паропроизводительность, при которой котельный агрегат может длительно работать без нарушения режимов циркуляции воды в трубах и горения топлива.

Паровые котельные агрегаты (табл. 6.2) по производительности разделяются на три группы: малой мощности — до 6,9 кг/с (25 т/ч); средней - 9,7-20,8 кг/с (35-75 т/ч), большой - 27,8-44,4 кг/с (100-160 т/ч).

По давлению вырабатываемого пара котлоагрегаты объединяются в группы: с давлением пара 1,4—2,4 МПа — низкого давления, 4,0 МПа — среднего давления.

К паровым котельным агрегатам низкого давления и малой мощности относятся котлоагрегаты ДКВР, КЕ и ДЕ. Общие конструктивные признаки этих котлоагрегатов — естественная циркуляция воды, наличие двух барабанов (верхнего и нижнего), вертикальное расположение труб, в которых происходит парообразование.

Новые специализированные **паровые котельные агрега-ты КЕ и ДЕ** низкого давления имеют производительность 0,69 —6,9кг/с (2,5—25т/ч). Котлоагрегаты серии КЕ предназначены *для сжигания твердого топлива в неподвижном слое на движущейся колосниковой решетке. Загрузка топлива и удаление шлака механизированы.*

Таблица 6.3.

Основные расчетные характеристики котельных агрегатов КЕ-14С

Характеристика	KE-2,5-14C	KE-4-14C	KE-6,5-14C	KE-10-14C	KE-25-14C
Производительность* кг/с (т/ч)	0,69 (2,5)	1,1 (4,0)	1,8 (6,5)	2,8(10)	6,9 (25)
Давление пара**, МПа	1,37	1,37	1,37	1.37	1.37
Температура пара, °С	194	194	194/225	194/225	194/225
КПД (при сжигании каменных углей),%	81-83	81-83	81-83	81-83	87
Площадь поверхности нагрева, м² :					
радиационная	19,0	20,5	24,8	30,3	92,1
конвективная	62	94	149	214	418
Тип топочного устройства	ЗП-РПК-2-1800/1525	ТЛЗМ-1870/2400	ТЛЗМ-1800/3000	ТЛЗМ-2700/3000	ТЧ 3-2700/5600
Площадь зеркала горения, м²	2,75	3,3	4,4	6,4	13,4
Диаметр	51x2,5				

экранных и
кипятильных
труб, мм

Площадь
поверхностей
агрева
экономайзера
(ВТИ), м²

94 142 236 330 808

Масса в
объеме завод-
ской
поставки, т

9,82 11,34 13,95 16,99 37,37

* Котлы серии КЕ обеспечивают устойчивую работу в диапазоне от 25 до 100% номинальной паропроизводительности.

** Котлы КЕ-25-24Р могут работать при давлении пара 1,8-2,4 МПа.

Таблица 6.4

Основные расчетные характеристики котельных агрегатов ДЕ-14ГМ

Характеристика	ДЕ-4-14-ГМ		ДЕ-6,5-14ГМ		ДЕ-10-14ГМ		ДЕ-16-14ГМ		ДЕ-25-14ГМ	
	газ	мазут	газ	мазут	газ	мазут	газ	мазут	газ	мазут
Паропроизводительность, кг/с (т/ч)	1,15 (4,14)		1,87 (6,73)		2,88 (10,35)		4,6 (16,56)		7,47 (26,88)	
Давление пара*, МПа	1,37		1,37		1,37		1,37		1,37	
Коэффициент избытка воздуха	1,05	1,1	1,05	1,1	1,05	1,1	1,05	1,1	1,05	1,1
КПД котельного агрегата, %	90,31	88,68	90,96	89,32	92,15	90,85	91,76	90,07	92,79	91,35
Объем топочной камеры, м ³	8,01		11,2		17,14		22,5		29,0	

Площадь поверхности нагрева, м ² : -радиационной	21,81		27,93		38,96		48,13		60,46	
-конвективной	48,51		68,04		117,69		156,0		212,4	
Полная площадь поверхности стен топki, м ²	23,8		29,97		41,47		51,84		64,22	
Площадь поверхности нагрева экономайзера (ВТИ), м ²	94,4		141,6		236,0		330,4		808,2	
Температура газов за экономайзером, °С	156	192	155	191	143	172	157	194	140	172
Тип топчного устройства (горелки)	ГМ-2,5		ГМ-4,5		ГМ-7		ГМ-10		ГПМ-16	
Масса в объеме заводской поставки, т	8,0		9,6		13,2		18,2		24,4	
Суммарное аэродинамическое сопротивление газоходов котельного агрегата, Па	495		923		1570		1700,8		2753,3	

* Пар насыщенный ($t_n = 194$ °С) или слабоперегретый ($t_n = 225$ °С).

Таблица 6.5

Основные расчетные характеристики котельных агрегатов ДКВР

Характеристика	ДКВР-2,5-13		ДКВР-4-13		ДКВР-6,5-13		ДКВР-10-13		ДКВР-20-13	
	твердое	газ, мазут	твердое	газ, мазут	твердое	газ, мазут	твердое	газ, мазут	Твердое	газ, мазут
Максимальная произво-	0,7 (2,6)	1,0 (3,6)	1,3 (4,6)	1,67 (6,0)	2,1 (7,5)	2,7 (9,7)	3,2 (11,5)	4,2 (15,0)	5,8 (21,0)	7,8 (28,0)

дитель- ность, кг/с (т/ч)										
Давление пара, МПа	1,37		1,37		1,37		1,37		1,37	
КПД котель- ного аг- регата, %	80,7- 83,7	88,8- 90,2	80,4- 84,3	88,5- 90,6	81,5- 85,2	89,0- 91,2	85- 86,8	88,8- 91,3	84,4- 86,4	89,5- 91,8
Тип топочно- го уст- ройства	ПМЗ- РПК	Горе- лки ГМГ	ПМЗ- РПК	Горе- лки ГМГ	ПМЗ- РПК	Горе- лки ГМГ	ПМЗ- ЛЦР ПМЗ- ЧЦР	Горе- лки ГМГ	ПМЗ- ЛЦР ПМЗ- ЧЦР	Горе- лки ГМГ
Площадь зеркала горения, м ²	2,75	-	3,84	-	6,34	-	9,1	-	13,4	-
Площадь поверх- ности нагрева, м ² : - радиа- ционной	1,67		21		27		37		59,7	
- конвек- тивной	58		99		171		227		301	
Площадь поверх- ности нагрева эконо- майзера (ВТИ), м ²	94		142		236		330		808	
Масса в объеме заводс- кой пос- тавки, т	7,1		9,0		12,5		15,6		27,4	

Диаметр экранных и кипящих труб, мм	51x2,5
--	--------

Котлоагрегаты КЕ-2,5-14С, КЕ-4-14С (табл. 6.3) предназначены для выработки только насыщенного пара давлением 1,4 МПа. Котлоагрегаты КЕ остальных типоразмеров предназначены для выработки насыщенного пара как при давлении 1,4, так и 2,4 МПа, а также перегретого пара с температурой 498 К (225°С) при $p = 1,4$ МПа и 523 К (250°С) при $p = 2,4$ МПа.

Котлоагрегаты серии ДЕ (табл. 6.4) предназначены для сжигания жидкого или газообразного топлива. Котлоагрегаты ДЕ всех типоразмеров могут вырабатывать перегретый пар с температурой 498 К (225°С) при давлении $p = 1,4$ МПа, а при $p = 2,4$ МПа (за исключением ДЕ-4ГМ и ДЕ-6,5ГМ) - перегретый пар с температурой 523 К (250°С).

Котельные агрегаты типа ДКВР оборудуются топками для сжигания твердого, жидкого и газообразного топлива. Твердое топливо сжигается в неподвижном слое на подвижной или неподвижной колосниковой решетке. Загрузка топлива, шлакоудаление осуществляются механически. По рекомендации завода-изготовителя котлоагрегаты ДКВР могут эксплуатироваться при повышенной сверх номинальной паропроизводительности (табл. 1.5).

Минимальная производительность котлоагрегатов ДКВР при избыточном давлении 1,3 МПа допускается не ниже 25% номинальной при работе на твердом топливе, при работе на жидком или газообразном топливе – не ниже 30% минимальной.

ВОДОГРЕЙНЫЕ КОТЕЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Температура уходящих газов, °С , при сжигании:							
-газа	150	153	185	190	160	140	140
-мазута	245	245	230	242	250	180	180
КПД при номинальной нагрузке, %, при сжигании:							
-газа	90,5	91,1	91,9	91,9	91,2	92,5	92,5
-мазута	86,35	87,0	88,4	88,0	87,7	91,1	91,3
Аэродинамическое сопротивление газового тракта, Па, при сжигании:							
-газа	221	229	460	600	670	1000	1200
-мазута	258	261	460	600	670	1000	1200
Гидравлическое сопротивление котла, МПа	0,119	0,120	0,15	0,23	0,19	Основной режим	
						0,133	0,165
Расход топлива:							
-газа, м³ /ч	515	830	1260	2520	3680	6260	12520
-мазута кг/ч	500	800	1200	2450	3490	5750	11500
Расход воды через котел, т/ч	49,5	80	123,5	247	370	Основной режим	
						618	1235
Площадь поверхности нагрева, м²:	38,6	48,9	53,6	106,6	126,9	245	325
-радиационной							
-конвективной	88,7	150,4	221,5	406,5	592,6	1223	2385

Таблица 6.7

Основные расчетные характеристики водогрейных котлов серии КВ-ТС

Характеристика	КВ- ТС-4	КВ- ТС-6,5	КВ- ТС-10	КВ- ТСВ- 10	КВ- ТС-20	КВ- ТСВ- 20	КВ- ТС-30

Тепловая мощность котла, МВт (Гкал/ч)	4,6 (4)	8,5 (6,5)	11,6 (10)	11,6 (10)	23,2 (20)	23,2 (20)	36 (30)
Рабочее давление воды, МПа	1,0-2,45						
Температура воды, °С : -на входе в котел -на выходе из котла	 70 150						
КПД брутто, %, при сжигании угля: -каменного марки Д	81,9	82,2	80,9	-	80,66	-	80,6
-бурого марки Б2	81,1	82,1	-	82,8	-	82,5	-
Температура уходящих газов, °С	225	225	220	205	230	218	235
Аэродинамическое сопротивление газового тракта, Па	360-440		670	1000	870	1060	960
Гидравлическое сопротивление котла, МПа	0,1	0,11	0,12	0,11	0,21	0,19	0,15
Расход воды через котел, т/ч	49,5	80	123,5	123,5	247	247	370
Расход топлива, кг/ч: -каменного угля марки Д	875	1420	2160	-	4320	-	6480
-бурого угля марки Б2	1280	2060	-	3140	-	6290	-

Площадь поверхности нагрева, м²:							
-радиационной	38,66	48,9	55,9	55,9	82,8	82,8	-
-конвективной (включая фестон)	88,7	150,4	229	229	417	417	-
-воздухоподогревателя	-	-	-	365	-	728	-

Конструкция стальных водогрейных котлов серии КВ — безбарабанная с прямоточным движением воды и принудительной циркуляцией. В котлах малой и средней мощности (4—34,8 МВт) поверхности нагрева komponуются по горизонтальной схеме, в котлах большой мощности 58 и 116 МВт использована П-образная компоновка; при мощности 209 МВт - Т-образная.

Водогрейные котлы серии КВ выпускаются с топками для сжигания твердого или жидкого и газообразного топлива.

В котельных агрегатах КВ-ГМ, предназначенных для сжигания газообразного и жидкого топлива, устанавливают ротационные газомазутные горелки РГМГ (кроме КВ-ГМ-180) соответствующей производительности (табл. 6.6).

В котлах КВ-ТС, предназначенных для сжигания твердого топлива в слое, применены топки с пневматическими забрасывателями (ПМЗ) и цепными решетками обратного хода типа ТЛЗ; они оборудованы системой возврата уноса угольной мелочи и острым дутьем.

В топках котлов КВ-ТС (табл. 6.7) не рекомендуется сжигать высокозольные высоковлажные бурые угли с теплотой сгорания меньше 11,7 МДж/кг (2800 ккал/кг), горючие сланцы, торф и твердое топливо с высоким содержанием серы. При сжигании высоковлажных бурых углей рекомендуется устанавливать воздухоподогреватели. Котельные агрегаты КВ-ТСВ оборудуются воздухоподогревателем, обеспечивающим подогрев воздуха до 200—220°C.

В котлах со слоевыми топками отсутствует подовый экран, имеющийся в газомазутных котлах. Экранные поверхности нагрева котлов серии КВ выполнены из труб диаметром 60х3 мм, а конвективные поверхности — из труб диаметром 28х3 мм.

§ 6.7. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

Пример 6.1. Определить рабочую паропроизводительность теплогенерирующей установки, число, мощность и тип устанавливаемых агрегатов.

Исходные данные. Система теплоснабжения закрытая. Тепловая мощность, отпускаемая потребителям: технологическая (насыщенный пар $p = 0,7$ МПа) $Q_{\text{тех}} = 24,1$ МВт; отопительная и вентиляционная (вода) $Q_{\text{о.в}} = 14,6$ МВт; горячего водоснабжения (вода) $Q_{\text{г.в}} = 3,4$ МВт.

Допустимое относительное снижение тепловой мощности теплогенерирующей установки $\alpha = 0,75$.

Доля конденсата, возвращаемая от потребителя, $\mu = 0,55$ с температурой $t_k = 60^\circ\text{C}$. Топливо — мазут.

Решение. Доля отопительно-вентиляционной нагрузки и горячего водоснабжения в тепловой мощности, отпускаемой потребителям,

$$\rho = \frac{Q_{\text{ов}} + Q_{\text{г.в}}}{Q_{\text{ов}} + Q_{\text{г.в}} + Q_{\text{тех}}} = \frac{14,6 + 3,4}{14,6 + 3,4 + 24,1} = 0,43,$$

т.е. более 20%.

При этих условиях рабочая паропроизводительность производственно-отопительной теплогенерирующей установки определяется по формуле

$$D_k = A Q_{\text{ов}} + B Q_{\text{г.в}} + D_{\text{тех}} (B - 0,00134 \mu t_k) = 0,4375 \cdot 14,6 + 0,4375 \cdot 3,4 + 9,18(1,0184 - 0,00134 \cdot 0,55 \cdot 60) = 16,8 \text{ кг} / \text{с}.$$

Входящая в эту формулу величина D_{TEX} — технологическая паропроизводительность — может быть определена по тепловой мощности на технологические нужды

$$D_{mex}(i_{0,7}'' - \mu i_k') = Q_{mex}'$$

где $i_{0,7}'' = 2764,1$ кДж/кг — энтальпия насыщенного пара давлением $p = 0,7$ МПа; определяется по паровым таблицам; $i_k' = ct_k = 4,19 \cdot 60 = 251,4$ кДж/кг — энтальпия конденсата, возвращаемого от технологического потребителя;

$$D_{mex}(i_{0,7}'' - \mu i_k') = Q_{mex}'$$

Коэффициенты $A = 0,4375$; $B = 0,4375$; $B = 1,0184$ подбираем для закрытой системы теплоснабжения и теплогенерирующей установки, работающей на мазуте.

Количество устанавливаемых котельных агрегатов определим по формуле (6.9) при $\alpha = 0,75$

$$z = \frac{1}{1-a} = \frac{1}{1-0,75} = 4$$

тогда единичная паропроизводительность котельного агрегата составит

$$D_{\kappa.a} = \frac{D_{\kappa}}{z} = \frac{16,8}{4} = 4,2 \text{ кг/с; } (15,12 \text{ т/ч}).$$

По табл. 6.4 принимаем к установке котельный агрегат ДЕ-16-14ГМ номинальной паропроизводительностью 4,4 кг/с (16 т/ч) насыщенного пара давлением 1,4 МПа.

Пример 6.2. Определить рабочую тепловую мощность отопительной теплогенерирующей установки, число, мощность и тип устанавливаемых котельных агрегатов.

Исходные данные. Система теплоснабжения закрытая. Тепловая мощность, отпускаемая потребителям: отопительная и вентиляционная (вода) $Q_{o.g} = 10$ МВт, горячее водоснабжение $Q_{z.g} = 2,8$ МВт.

Допустимое относительное снижение тепловой мощности теплогенерирующей установки $a = 0,67$.

Топливо — природный газ.

Решение. В отопительных теплогенерирующих установках (при отсутствии нагрузки потребления в виде пара) устанавливают водогрейные котельные агрегаты. Тогда рабочая тепловая мощность отопительной теплогенерирующей установки определяется по формуле (6.5)

$$Q_k^e = 1,018 \cdot 10 + 1,018 \cdot 2,8 = 13,03 \text{ MBt}.$$

Коэффициенты $A = 1,018$; $B = 1,018$ принимаем в соответствии с табл. 6.1.

Количество устанавливаемых агрегатов по формуле (6.9)

$$z = \frac{1}{1 - 0,67} = 3.$$

Единичная расчетная тепловая мощность одного котельного агрегата

$$Q_{k.a} = Q_k^e / z = 13,03 / 3 = 4,34 \text{ MBt}.$$

Пользуясь табл. 6.5, принимаем для отопительной теплогенерирующей установки три водогрейных котельных агрегата КВ-ГМ-4 номинальной мощностью 4,6 МВт.

ГЛАВА 7. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

В структурной схеме теплогенерирующей установки отдельной группой можно выделить технологическое оборудование, объединенное в циклы 3; 4; 5; 6 и обеспечивающее процессы подготовки и использования энергоносителя в виде пара или горячей воды. В этой группе оборудования выработанный в цикле 3 энергоноситель используется для получения пара (цикл 4) для технологических целей и горячей воды (цикл 5) для коммунально-бытовых нужд. К этой отдельной группе можно отнести процессы и оборудование для химической обработки исходной воды и ее деаэрации (цикл 6) с целью использования в выделенных выше циклах.

Условное графическое изображение теплотехнического оборудования, входящего в состав перечисленных циклов теплогенерирующей установки, объединенного линиями трубопроводов для транспортировки теплоносителя в соответствии с технологической последовательностью его движения, называется **тепловой схемой**.

Последовательность разработки тепловой схемы теплогенерирующей установки состоит из этапов составления принципиальной тепловой схемы, ее расчета и (на его основании) подбора всего вспомогательного оборудования (теплообменников, деаэраторов, насосов и др.), а затем составления развернутой и монтажной тепловых схем.

Принципиальная тепловая схема, являющаяся первым этапом проектирования, включает в себя только главное оборудование (котельный агрегат, подогреватели, деаэраторы, насосы и др.) и соединяющие его трубопроводы без вспомогательных устройств, запорно-регулирующей арматуры и второстепенных трубопроводов, без указания количества и расположения оборудования.

В развернутой тепловой схеме теплогенерирующей установки указывают все устанавливаемое оборудование (его количество и технические характеристики), а также все трубопроводы, соединяющие оборудование, их диаметры и размещающую на них запорную и регулирующую арматуру.

Монтажная тепловая схема "привязывает" развернутую схему к конкретному проекту с указанием мест и способа установки оборудования, его массы, отметок узлов монтажа трубопроводов, радиусов изгибов, уклонов, мест крепления и мест установки на трубопроводах запорной и регулирующей арматуры, марки сталей и т.д.

Принципиальную тепловую схему составляют на основании следующих исходных данных: назначения теплогенерирующей установки, параметров используемых теплоносителей, тепловых нагрузок по видам потребления, типа системы теплоснабжения, вида используемого топлива; характеристик исходной воды и др.

Расчет принципиальной тепловой схемы состоит из нескольких этапов:

- 1) анализ и обработка исходных данных;
- 2) составление материальных балансов потоков теплоносителя для отдельных узлов схемы;
- 3) составление тепловых балансов и решение их уравнений для отдельных узлов схемы;
- 4) увязка решения уравнений тепловых балансов отдельных узлов в целом по всей схеме.

Расчет производится для характерных режимов работы теплогенерирующей установки. Выбор расчетных режимов определяется назначением теплогенерирующей установки (отопительная, производственная, производственно-отопительная) и зависит от графика ее работы.

Сложность тепловых схем и большое количество единиц оборудования, входящего в схему, расчет нескольких режимов работы тепловых систем приводят к необходимости задаваться некоторыми величинами (расход теплоты на собственные нужды, потери в ТГУ и тепловых сетях и т.д.) с последующим их уточнением. Если расхождение полученных расчетных величин с ранее принятыми более 2%, расчет следует повторить, используя вместо ранее принятых величин полученные расчетные. Обычно требуемая сходимость результатов получается уже после второго приближения.

§ 7.1. ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩЕЙ УСТАНОВКИ

Производственные предприятия используют пар (преимущественно насыщенный, давлением 0,5—0,7 МПа) для обеспечения технологических процессов и нужд отопления, вентиляции и горячего водоснабжения производственных корпусов и административных зданий.

Условия потребления пара на технологические цели зависят от характера производства и количества смен работы оборудования. При непрерывном

технологическом процессе (трехсменной работе предприятий) суточный график потребления пара имеет малую часовую неравномерность (рис. 7.1).

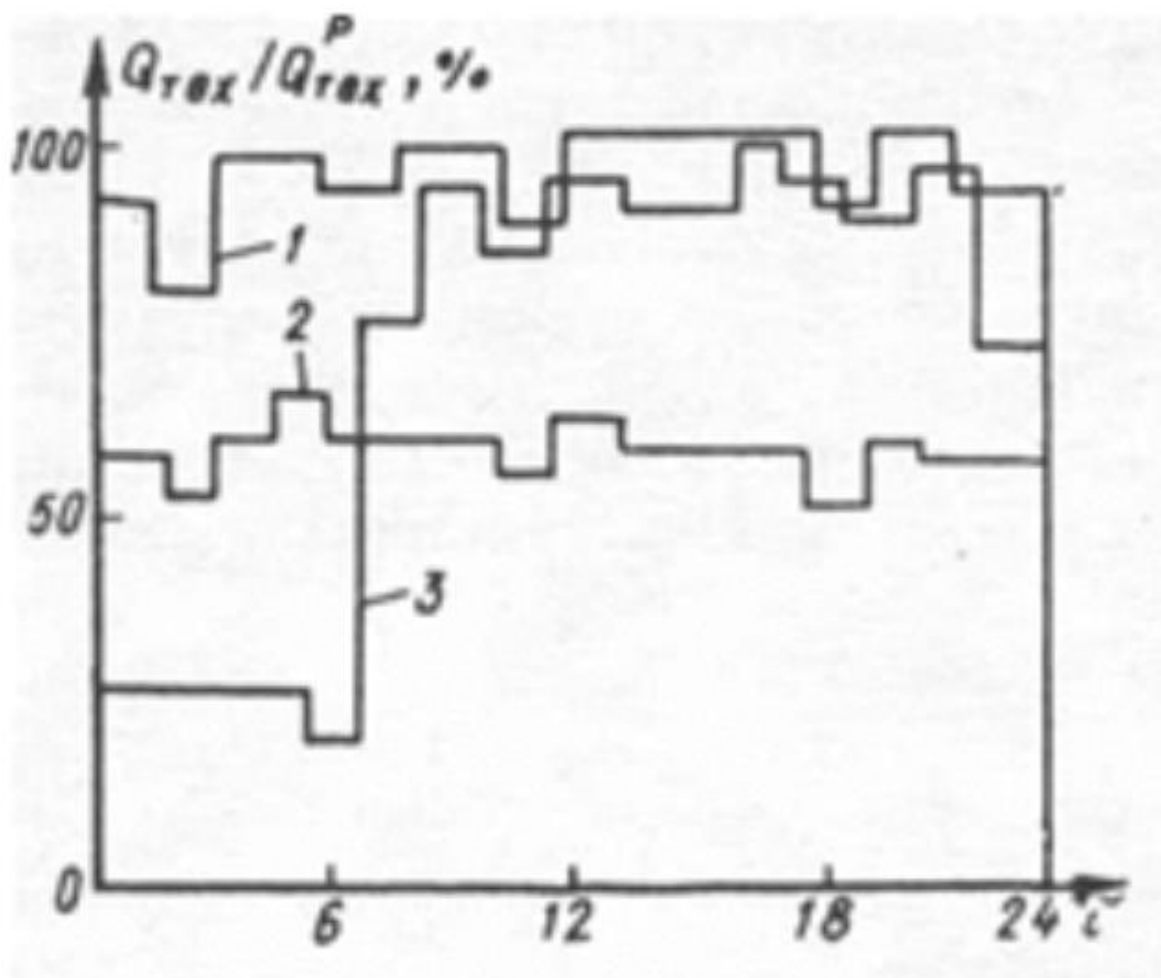


Рис. 7.1. Суточный график потребления пара предприятием с непрерывным технологическим процессом зимой (1) и летом (2), с двухсменной работой технологического оборудования (3)

При сокращении числа смен работы оборудования в сутки часовая неравномерность потребления пара возрастает и может быть весьма значительной.

В летнее время расход пара на производственные нужды обычно уменьшается, что обусловлено повышением температуры исходного сырья, используемых в технологическом процессе воздуха и воды, а также снижением тепловых потерь в окружающую среду через ограждающие конструкции теплотехнического оборудования и установок.

От технологического потребителя в теплогенерирующую установку возвращается конденсат, количество которого, его температура и характер возможных

загрязнений (масла, окись железа, коррозионные газы и т.д.) определяются технологическим процессом использования пара, возможностями сбора конденсата и др. Все потери энергоносителя (пара и конденсата) у технологического потребителя восполняются в тепловой схеме теплогенерирующей установки.

Исходные данные для составления и расчета принципиальной тепловой схемы производственной теплогенерирующей установки должны содержать:

- а) значения тепловых нагрузок технологического теплопотребления;
- б) тип и мощность устанавливаемых котельных агрегатов;
- в) параметры используемых теплоносителей (включая пар и горячую воду), отпускаемых потребителю и возвращаемых от потребителя (конденсат и вода);
- г) характеристику исходной воды;
- д) вид топлива и др.

На основе анализа исходных данных составляют принципиальную тепловую схему. Наиболее простым и наглядным способом составления схемы представляется ее узловое проектирование, при котором выделяются отдельные блоки из групп функционально связанного оборудования с последующим их объединением.

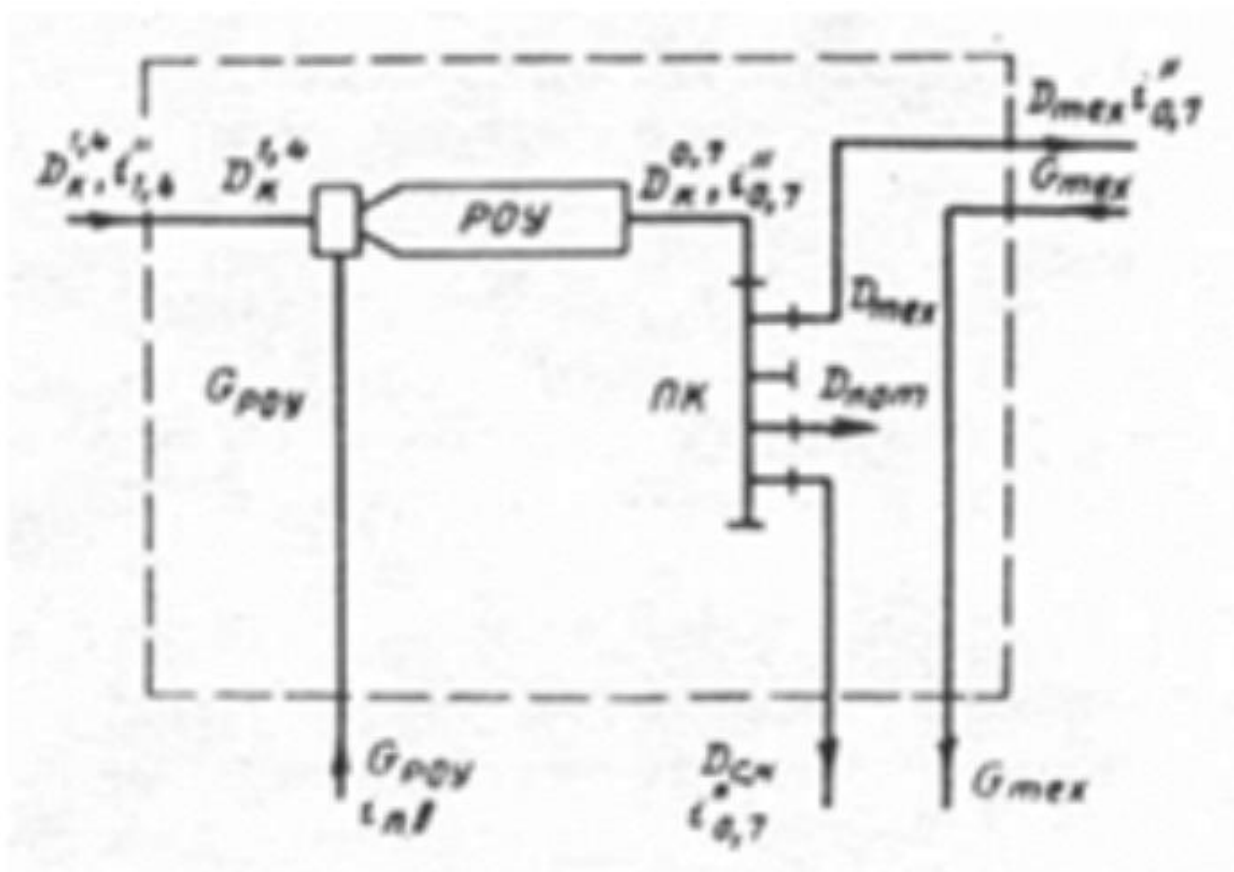


Рис. 7.2. Принципиальная схема блока технологического потребления пара

В качестве примера рассмотрим процесс составления принципиальной тепловой схемы производственной теплогенерирующей установки. Исходные данные: тип котельных агрегатов — паровые, низкого давления $p = 1,4$ МПа, малой мощности с естественной циркуляцией воды. Технологический теплоноситель — насыщенный пар давлением $p = 0,7$ МПа, расход пара на технологические цели $D_{\text{ТЕХ}}$. Количество возвращаемого от технологического потребления конденсата μ . Характеристика исходной воды — солесодержание. Вид используемого топлива — мазут.

Составлять схему будем отдельными блоками оборудования, которые затем объединяются в принципиальную тепловую схему. Начинать нужно с блока потребления тепловой энергии, так как для него можно получить наибольшее количество исходных данных.

В блоке технологического потребления пара (рис. 7.2) вырабатывается насыщенный пар $D_{\kappa}^{0,7}$ давлением $p = 0,7$ МПа, который поступает от парораспределительного коллектора (ПК) к технологическому потребителю $D_{\text{ТЕХ}}$ и на

собственные нужды $D_{с.н}$ теплогенерирующей установки. Насыщенный пар давлением $p = 0,7$ МПа получается в редукционно-охладительной установке (РОУ) путем дросселирования (редуцирования) пара, поступающего в него от котельных агрегатов давлением $p = 1,4$ МПа, и добавления необходимого количества питательной воды. Материальный баланс блока будет выражен равенством потоков, покидающих и поступающих в блок:

$$D_{tex} + D_{с.н} + G_{tex} = D_{к}^{1,4} + D_{poy} + G_{tex}, \quad (7.1)$$

где D_{tex} — расход пара на технологические цели, принимаемый по исходным данным, кг/с; G_{tex} — расход возвращаемого с производства конденсата, кг/с (определяется по заданной величине μ — проценту возврата конденсата, $G_{tex} = \mu D_{tex} / 100$; $D_{с.н}$ — расход пара на собственные нужды теплогенерирующей установки (принимается предварительно), кг/с; $D_{к}^{1,4}$ — расход насыщенного пара из котельного агрегата давлением $p = 1,4$ МПа; кг/с; G_{poy} — расход питательной воды для получения в редукционно-охладительной установке пара требуемых по исходным данным параметров (насыщенный, давлением $p = 0,7$ МПа с расходом $D_{0,7K}$), кг/с.

Входящие в материальный баланс величины принимаются по исходным данным, рассчитываются или задаются предварительно с последующим уточнением.

Редукционно-охладительная установка РОУ предназначена для снижения давления пара путем дросселирования. Однако в результате дросселирования пар получается перегретый. Процесс дросселирования можно изобразить на i - s -диаграмме водяного пара (рис. 2.3) в виде прямой процесса 1—2 при $i = \text{const}$. По исходным же данным требуется насыщенный пар (состояние 3), который можно получить, охладив полученный после дросселирования перегретый пар (состояние 2), путем введения в него питательной воды в необходимом количестве (процесс 2—3).

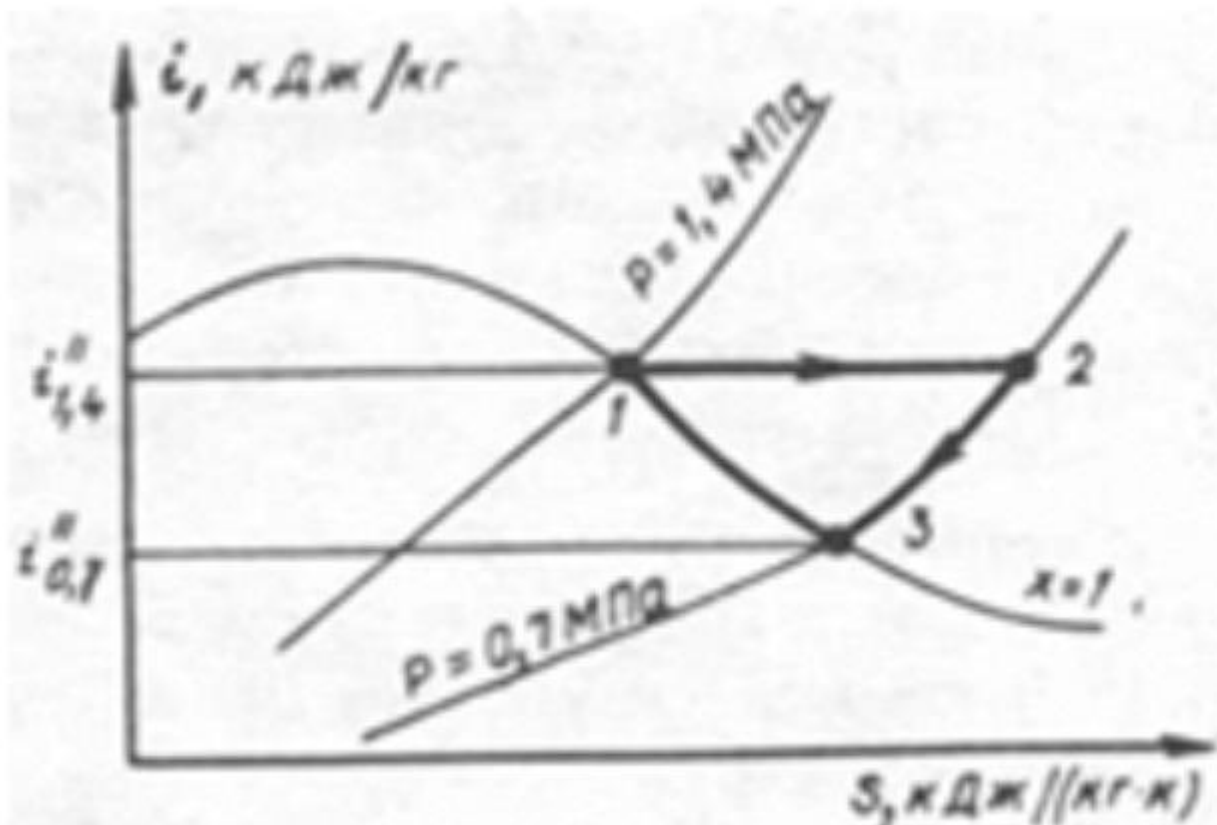


Рис. 7.3. Рабочий процесс в редуционно-охладительной установке

Для определения паропроизводительности всех котельных агрегатов теплогенерирующей установки $D_k^{1,4}$ и расхода питательной воды на редуционно-охладительную установку необходимо составить материальный и тепловой баланс РОУ.

Обозначим: $i''_{1,4}$ и $i''_{0,7}$ — энтальпия сухого насыщенного пара при давлении 1,4 и 0,7 МПа, кДж/кг; $i_{пв}$ — энтальпия питательной воды, определяемая для температур $t_{пв} = 70 \div 100^\circ\text{C}$.

Уравнение материального баланса РОУ определит равенство потоков теплоносителя

$$D_k^{0,7} = D_k^{1,4} + G_{роу}$$

Уравнение теплового баланса РОУ определит равенство тепловых потоков

$$D_k^{0,7} i''_{0,7} = D_k^{1,4} i''_{1,4} + G_{роу} i_{н.с}$$

Совместное решение этих уравнений позволит определить расход питательной воды ГРОУ [подставляя $D_k^{1,4} = D_k^{0,7} - G_{роу}$]:

$$D_k^{0,7} i_{0,7}'' = (D_k^{0,7} - G_{\text{поу}}) i_{1,4}'' + G_{\text{поу}} i_{n.6}$$

$$D_k^{0,7} (i_{1,4}'' - i_{0,7}'') = G_{\text{поу}} (i_{1,4}'' - i_{n.6})$$

$$G_{\text{поу}} = \frac{D_k^{0,7} (i_{1,4}'' - i_{0,7}'')}{i_{1,4}'' - i_{n.6}}$$

Для теплогенерирующей установки расход пара $D_k^{1,4}$ определяется из уравнения материального баланса РОУ

$$D_k^{1,4} = D_k^{0,7} - G_{\text{поу}}$$

Полученный после РОУ пар $D_k^{0,7}$ расходуется на технологическое потребление $D_{\text{тех}}$, собственные нужды $D_{\text{сн}}$ и компенсацию потерь пара $D_{\text{пот}}$ в тепловой схеме теплогенерирующей установки.

Таким образом, полная паропроизводительность теплогенерирующей установки будет равна

$$D_k^{0,7} = D_{\text{тех}} + D_{\text{с.н}} + D_{\text{ном}}.$$

Расход пара на собственные нужды в теплогенерирующих установках малой мощности предварительно принимается в размере 7—15% внешнего потребления пара, т.е.

$$D_{\text{с.н}} = (0,07 \div 0,15) D_{\text{тех}}$$

Расход пара на компенсацию потерь в тепловой схеме и другие неучтенные расходы пара принимаются в размере 2—3% внешнего потребления:

$$D_{\text{ном}} = (0,02 \div 0,03) D_{\text{тех}}$$

Такая форма учета потерь пара (и теплоты) упрощает тепловой расчет оборудования тепловой схемы теплогенерирующей установки малой мощности, так как позволяет в уравнения теплового баланса оборудования (например, подогревателей) не вводить коэффициент сохранения теплоты, учитывающий потери от внешнего охлаждения.

Предварительно принятые величины уточняются на заключительном этапе расчета при сопоставлении принятых D_{CH} и полученных в результате расчета расходов пара на собственные нужды $D_{с.н}^p$.

Составим блок котельного агрегата (рис. 7.4), в который включим котельный агрегат (КА), сепаратор непрерывной продувки (СНП) и охладитель (Т №1) воды, сливаемой из СНП в барботер (БР) и далее в канализационную сеть.

Из котельного агрегата пар $D_k^{1,4}$ поступает в РОУ. По продувочной линии котловая вода $G_{ПР}$ поступает в сепаратор непрерывной продувки. В котельный агрегат подается питательная вода $G_{ПИТ}$ из узла химводообработки и деаэрации.

Расход продувочной воды $G_{ПР}$, кг/с, рассчитывается из условия поддержания солевого состава котловой воды по проценту продувки

$$G_{пр} = P_{пр} D_k^{1,4} / 100,$$

где $P_{ПР}$ — процент непрерывной продувки.

Величина непрерывной продувки (процент) зависит от допустимого солесодержания котловой воды и питательной воды после водоподготовки. Процент непрерывной продувки является контрольной величиной при выборе схемы химической обработки воды. Если процент непрерывной продувки на данном этапе расчета неизвестен, то его величину принимают равной 2—10% паропроизводительности котельных агрегатов

$$G_{пр} = (0,02 \div 0,1) D_k^{1,4}.$$

Сепаратор непрерывной продувки (СНП) устанавливают с целью уменьшения тепловых потерь в схеме теплогенерирующей установки с продувочной водой. Использование СНП экономически обосновано при расходе продувки $G_{ПР} \geq 0,14$ кг/с.

В сепараторе непрерывной продувки происходит снижение давления продувочной воды — от рабочего давления в котельном агрегате 1,4 МПа до 0,15 МПа. Котловая вода с высоким содержанием солей и шлама в СНП вскипает и разделяется на остаточную воду $G_{СНП}$ и пар вторичного вскипания, который является

При расходе продувочной воды $G_{\text{пр}} > 0,28$ кг/с экономически целесообразно использовать не только теплоту, содержащуюся в паре вторичного вскипания, но и теплоту воды $G_{\text{с.н.п.}}$, сливаемой из сепаратора, например в водоподогревателе Т №1 (см. рис. 7.4).

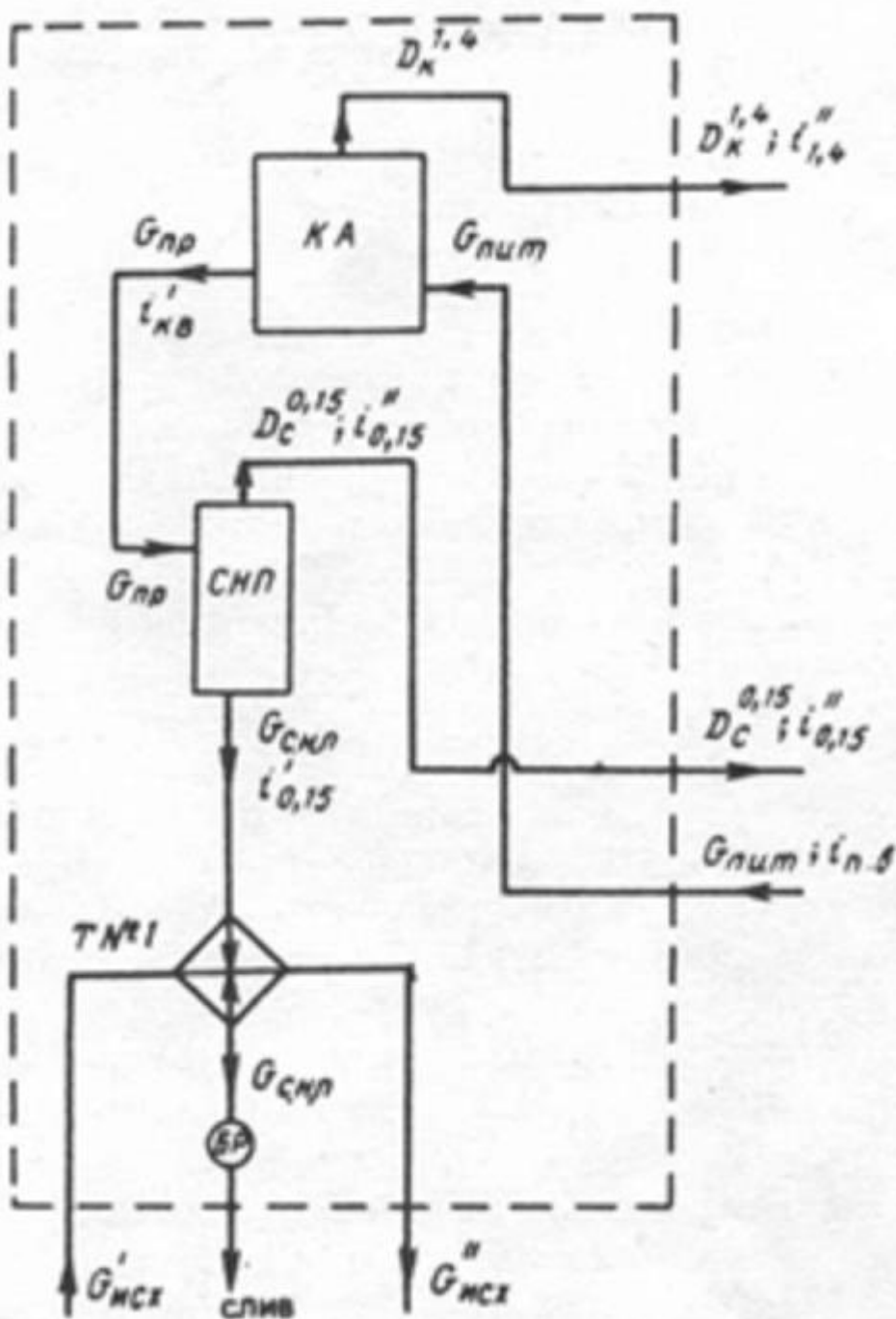


Рис. 7.4. Принципиальная схема блока котельного агрегата

Расчет СНП производится с целью определения расхода пара из сепаратора на основе уравнений материального и теплового балансов:

$$G_{np} = D_c^{0,15} + G_{снп} \quad \text{или} \quad G_{снп} = G_{np} - D_c^{0,15}$$

$$G_{np} i'_{к.в} = D_c^{0,15} i''_{0,15} + G_{снп} i'_{0,15}$$

где $i''_{к.в}; i''_{0,15}; i'_{0,15}$ - энтальпия, кДж/кг, котловой (продувочной) воды, насыщенного пара и воды при давлении $p=0,15$ МПа..

Совместное решение этих уравнений позволяет получить расход

$$D_c^{0,15} = \frac{G_{np} (i'_{к.в} - i''_{0,15})}{i''_{0,15} - i'_{0,15}}$$

При установке в тепловой схеме подогревателя Т №1 определяют температуры подогреваемой $G_{п}$ и охлаждаемой $G_{снп}$ воды. Порядок расчета подогревателя Т №1 аналогичен расчету подогревателя Т №5.

Составим блок водоподготовки (рис. 7.5), в который включим оборудование химической обработки воды (ХВО) и деаэрационную установку (ДР).

В разрабатываемый блок исходная вода $G_{исх}$ поступает из трубопровода питьевой или технической воды, артезианской скважины и др. для целей компенсации расхода воды на собственные нужды и всех потерь теплоносителя в тепловой схеме теплогенерирующей установки (продувка, выпар и др.) в тепловых сетях и у потребителя.

Химической обработке воды с целью ее умягчения предшествуют повышение ее напора в насосах исходной воды (НИ), необходимого для преодоления гидравлических сопротивлений в подогревателях, фильтрах ХВО, трубопроводах, а также предварительный подогрев паром D_2 в подогревателе Т №2 (см. рис. 7.5) и водой: сливаемой из сепаратора непрерывной продувки (СНП) (см. рис. 7.4), в подогревателе Т №1 (до температуры 25—40°C). Указанный диапазон температур исключает конденсацию водяных паров из воздуха на внешней поверхности трубопроводов и оборудовании (при минимальных тепловых потерях этими поверхностями) и, кроме того, не вызывает нежелательных процессов в реагентах

ХВО при достаточно высокой скорости химических реакций. Температура исходной воды $t_{исх}$ летом принимается +15, зимой +5°C, а ее расход $G_{исх}$ определяется с учетом использования на собственные нужды химводообработки 15—20% ее расхода $G_{хво}$ (взрыхление, отмывка, регенерация реагентов и др.):

$$G_{исх} = G_{хво} + G_{с.х} = G_{хво} + (0,15 \div 0,2)G_{хво} = (1,15 \div 1,2)G_{хво}.$$

Расход $G_{хво}$ определяется как сумма всех потерь теплоносителя в источнике и потребителе теплоты.

Пароводяной подогреватель Т № 3 и водоводяной подогреватель Т № 4 обеспечивают нагрев химобработанной воды перед деаэратором (ДР), в котором удаляются растворенные в ней коррозионно-активные газы.

Чем ниже температуры химочищенной воды и конденсата G_K , поступающих в деаэратор (ДР), тем больший расход пара потребуется на деаэрацию D_d .

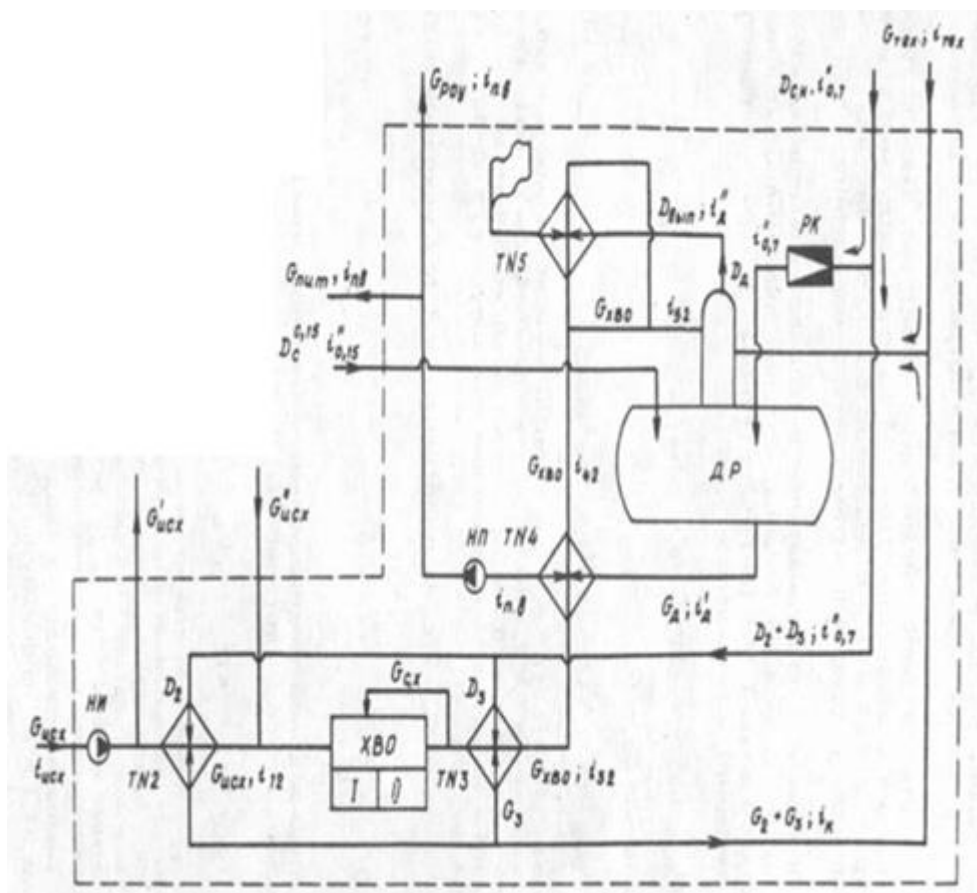


Рис. 7.5. Принципиальная схема блока водоподготовки производственной ТГУ

При атмосферной термической деаэрации (температура насыщения в деаэраторе 102—104°C) рекомендуемая температура воды на входе в деаэратор 60—90°C, при вакуумной термической деаэрации (температура насыщения 70°C) — 55-65°C.

При расчете подогревателей в тепловой схеме используют уравнение теплового баланса, которое для теплообменника исходной воды Т №2 (без учета тепловых потерь от внешнего охлаждения) можно записать:

$$G_{\text{исх}}(i_{22} - i_{21}) = D_2 i_{0,7}'' - G_2 i_k,$$

но так как $D_2 = G_2$,

$$G_{\text{исх}}(i_{22} - i_{21}) = D_2 (i_{0,7}'' - i_k),$$

где $i_{22} = 4,19t_{22}$; $i_{21} = 4,19t_{\text{исх}}$ — энтальпия воды, на выходе и входе в подогреватель Т №2, кДж/кг; $i_{0,7}''$ — энтальпия, кДж/кг, насыщенного пара при давлении 0,7 МПа; i_k — энтальпия конденсата после подогревателя (может рассчитываться для температуры $t_k = 60—90^\circ\text{C}$; т.е.

$$i_k = 4,19t_k, \text{ кДж/кг.}$$

Расход пара, кг/с, на подогреватель Т №2 исходной воды

$$D_2 = \frac{G_{\text{исх}}(i_{22} - i_{21})}{i_{0,7}'' - i_k}$$

Рассчитаем водоводяной подогреватель химочищенной воды Т №4

$$G_{\text{хво}}(i_{42} - i_{41}) = G_{\text{д}}(i_{\text{д}}' - i_{\text{н.в}}),$$

где i_{42} — энтальпия, кДж/кг, химочищенной воды на выходе из подогревателя, рассчитывается по температуре, рекомендуемой для данного типа деаэратора; $i_{41} = i_{32}$ — энтальпия химобработанной воды на входе в подогреватель Т №4 (искомая величина); $i_{\text{д}}'$ — энтальпия воды на выходе из деаэратора; $i_{\text{пв}}$ — энтальпия питательной воды (температура питательной воды принимается не ниже 70°C), кДж/кг.

Температура воды на входе в подогреватель Т №4 (на выходе из Т №3)

$$t_{32} = \frac{i_{32}}{4,19} = \frac{i_{42} - \frac{G_{\text{д}}}{G_{\text{хво}}}(i_{\text{д}}' - i_{\text{н.в}})}{4,19}.$$

Для определения требуемого расхода пара D_3 в пароводяном подогревателе Т №3 используем уравнение:

$$D_3 = \frac{G_{x60} (i_{32} - i_{22})}{i_{0,7}'' - i_k}$$

При работе деаэратора образуется выпар, состоящий из удаляемых из воды коррозионно-активных газов (O_2 и CO_2) и насыщенного пара. Расход выпара, кг/с, определяется по количеству деаэрируемой воды

$$D_{\text{вып}} = dG_{\text{д}}, \quad D_{\text{вып}} = dG_{\text{д}},$$

где d — удельный расход выпара из деаэратора, принимаемый равным 0,002 кг/кг.

Для уменьшения потерь теплоты в тепловой схеме устанавливают охладитель выпара Т №5. Тепловая мощность охладителя выпара Т №5, так же как и подогревателя Т №1, охлаждающего сбросную воду из сепаратора непрерывной продувки (см. рис. 7.4), сравнительно невелика (подогрев воды в них редко превышает 5—7°C), поэтому с достаточной для технических расчетов точностью эти подогреватели рассчитывают так, как если бы через них проходила вся вода, соответственно G_{x60} и $G_{исх}$.

Например, для подогревателя Т №5 уравнение теплового баланса можно записать

$$G_{x60} (i_{52} - i_{42}) = D_{\text{вып}} (i_{\text{д}}'' - i_k)$$

где i_{52} — энтальпия химочищенной воды на входе в деаэратор (искомая величина), кДж/кг; $i_{\text{д}}''; i_k$ — энтальпия выпара насыщенного пара (при давлении в деаэраторе) и конденсата, кДж/кг:

$$t_{52} = \frac{i_{52}}{4,19} = \frac{i_{42} + \frac{D_{\text{вып}}}{G_{x60}} (i_{\text{д}}'' - i_k)}{4,19}.$$

Завершим составление блока химводообработки определением расхода пара $D_{\text{д}}$ на деаэрацию питательной воды.

Материальный баланс деаэратора отражает равенство входящих и выходящих потоков теплоносителей:

$$G_{\text{Д}} + D_{\text{вып}} = G_{\text{хво}} + D_{\text{с}} + G_{\text{к}} + D_{\text{Д}}$$

где расход конденсата

$$G_{\text{к}} = G_{\text{мех}} + G_2 + G_3$$

а расход воды из деаэратора, кг/с,

$$G_{\text{Д}} = G_{\text{нут}} + G_{\text{поу}} = D_{\text{к}}^{0,7} + G_{\text{пр}}$$

Определим искомый расход пара на деаэрацию $D_{\text{Д}}$ из уравнения теплового баланса деаэратора

$$G_{\text{Д}} i'_{\text{Д}} + D_{\text{вып}} i''_{\text{Д}} = G_{\text{хво}} i_{52} + D_{\text{с}} i''_{0,15} = G_{\text{мех}} i_{\text{мех}} + (G_2 + G_3) i_{\text{к}} + D_{\text{Д}} i''_{0,7}.$$

где $i_{\text{мех}}$ — энтальпия конденсата, возвращаемого от технологического потребителя, кДж/кг; $i''_{0,7}$ — энтальпия пара, поступающего в деаэратор после редукционного клапана (РК) (см. рис. 7.5), в котором давление пара снижается от 0,7 до 0,15 МПа путем дросселирования (осуществляемого при $i = \text{const}$).

Преобразуя формулу уравнения теплового баланса деаэратора, получим

$$D_{\text{Д}} = \frac{G_{\text{Д}} i'_{\text{Д}} + D_{\text{вып}} i''_{\text{Д}}}{i''_{0,7}} - \frac{G_{\text{хво}} i_{52} + D_{\text{с}} i''_{0,15} + G_{\text{мех}} i_{\text{мех}} + (G_2 + G_3) i_{\text{к}}}{i''_{0,7}}.$$

Расчетное значение расхода пара на собственные нужды, зная $D_{\text{Д}}$, можно определить по формуле

$$D_{\text{с.н}}^p = D_{\text{Д}} + D_2 + D_3$$

Затем можно определить расчетную паропроизводительность теплогенерирующей установки, кг/с,

$$D_{\text{к.р}}^{0,7} = D_{\text{мех}} + D_{\text{с.н}}^p + D_{\text{ном}}.$$

На первом этапе расчета тепловой схемы расход пара на собственные нужды был предварительно принят, поэтому использованная в расчете паропроизводительность теплогенерирующей установки $D_{\text{к.р}}^{0,7}$ должна быть сопоставлена с вычисленной расчетной величиной $D_{\text{к.р}}^{0,7}$. При расхождении указанных величин более чем на расчет следует повторить, приняв $D_{\text{с.н}}$ равным расходу $D_{\text{с.н}}^p$.

$$\Delta = \frac{D_{\text{к.р}}^{0,7} - D_{\text{к}}^{0,7}}{D_{\text{к.р}}^{0,7}} 100 \geq 2\%$$

Пример расчета принципиальной тепловой схемы производственной теплогенерирующей установки (см. рис. 7.6) с паровыми котлами малой мощности низкого давления $p = 1,4$ МПа серии ДЕ при работе на газе приведен в табл. 7.1 в виде исходных данных и результатов расчета одного режима работы с максимальной нагрузкой.

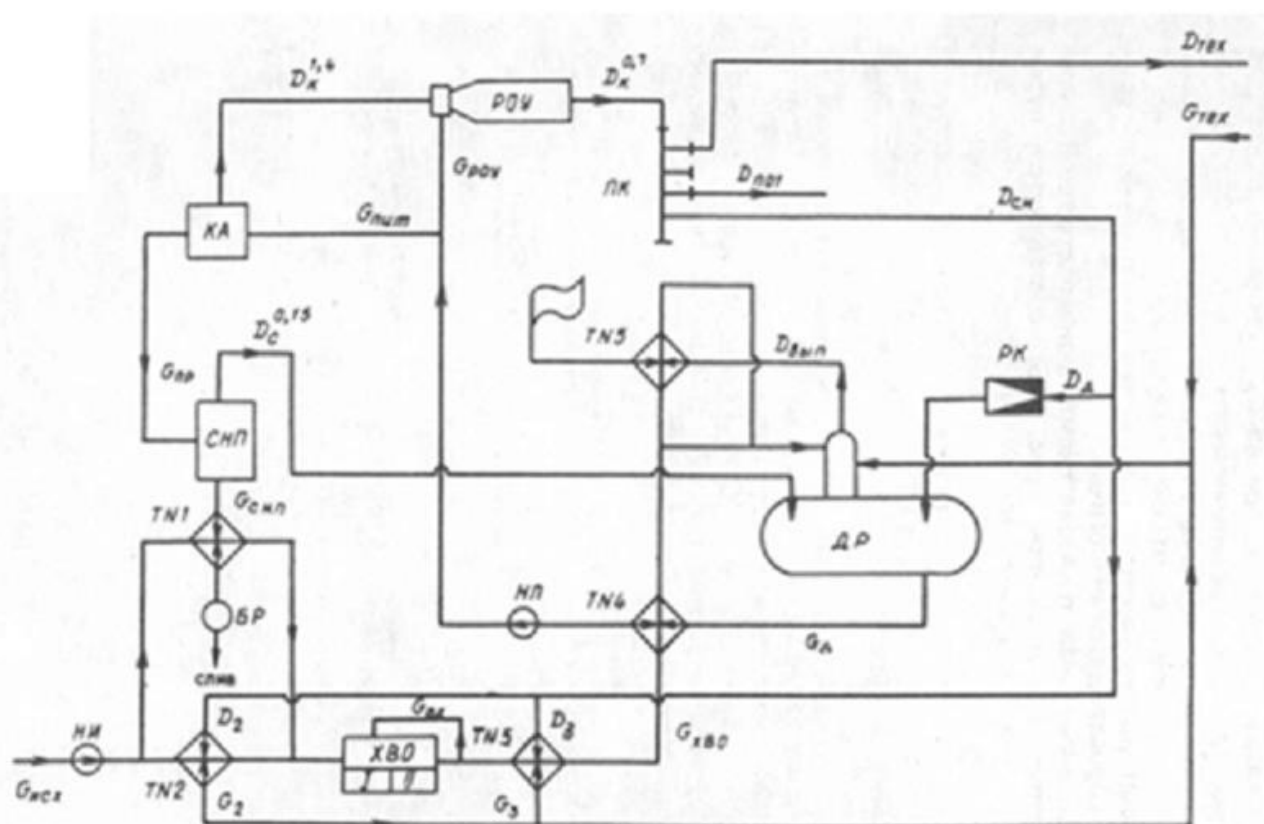


Рис. 7.6. Принципиальная тепловая схема производственной ТТУ

Таблица 7.1.

Исходные данные и результаты расчета тепловой схемы производственной теплогенерирующей установки

№ пп.	Показатели	Метод определения	Величина
Исходные данные			
1	Параметры технологического пара; давление, МПа	$\rho_{\text{ТЕХ}}$	0,7, насыщенный
2	Технологическая нагрузка, кг/с	Режим максимального потребления, $D_{\text{ТЕХ}}$	7,2
3	Доля возвращаемого конденсата от технологического потребителя, %	μ	60
4	Солесодержание	$S_{\text{и.в.}}$	360
5	Температура конденсатора от технологического потребителя, °С	$t_{\text{ТЕХ}}$	55
Результаты расчета			
6	Расход технологического конденсата с производства, кг/с	$G_{\text{ТЕХ}} = (\mu D_{\text{ТЕХ}}) / (100)$	4,32
7	Потери технологического конденсата, кг/с	$G_{\text{мех}}^{\text{ном}} = D_{\text{мех}} - G_{\text{мех}}$	2,88
8	Потери пара в тепловой схеме, кг/с	$D_{\text{ПОТ}} = 0,03 D_{\text{ТЕХ}}$	0,22
9	Расход пара на собственные нужды	$D_{\text{СН}} = 0,1 D_{\text{ТЕХ}}$	0,72

10	Паропроизводительность ТГУ $\rho = 0,7$ МПа, кг/с	$D_k^{0,7} = D_{mex} + D_{c.n} + D_{nom}$	8,14
11	Сумма потерь пара и технологического конденсата (без учета потерь с выпаром и водой из сепаратора непрерывной продувки), кг/с	$G_{mex}^{nom} + D_{nom}$	3,1
12	Доля потерь теплоносителя	$\Pi_x = G_{nom} / D_k^{0,7}$	0,38
13	Солесодержание химобработанной воды, мг/кг	Принимаем $S_x = S_{ив}$	360
14	Солесодержание котловой воды, мг/кг	$S_{к.в}$	3000
15	Процент продувки, %	$P_n = \frac{S_x \Pi_x 100}{S_{к.в} - S_x \Pi_x}$	4,78 $\approx$ 4,8
16	Энтальпия насыщенного пара, кДж/ кг, при давлении, МПа :	По паровым таблицам	
	1,4	$i'_{1,4}$	2790
	0,7	$i'_{0,7}$	2763
	0,15	$i'_{0,15}$	2693
17	Энтальпия, кДж / кг :		
	-технологического конденсата	$i_{mex} = 4,19 t_{mex}$	230,5
	-конденсата ($t_k = 80$ °C)	$i_k = 4,19 t_k$	335,2
	-питательной воды ($t_{п.в} = 90$ °C)	$i_{п.в} = 4,19 t_{п.в}$	377,1

	- воды в деаэраторе ($t_D=100$ °C)	$i'_D = 4,19t_{D,с}$	419
	-исходной воды ($t_{и.в.}=5$ °C)	$i_{и.в.} = 4,19t_{и.в.с}$	21
	-насыщенной воды ($p=0,15$ МПа)	$i'_{0,15}$ (по паровым таблицам)	467
	-котловой воды ($p=1,4$ МПа)	$i'_{1,4}$ (по паровым таблицам)	830
18	Расход питательной воды на РОУ, кг/с	$G_{poy} = D_k^{0,7} \frac{i''_{1,4} - i''_{0,7}}{i''_{1,4} - i_{и.в.}}$	0,09
19	Паропроизводительность ТГУ ($p=1,4$ МПа) кг/с	$D_k^{1,4} = D_k^{0,7} - G_{poy}$	8,05
20	Расход продувочной воды, кг/с	$G_{np} = \frac{P_{np} D_k^{1,4}}{100}$	$0,38 > 0,14$
21	Расход пара ($p=0,15$ МПа) из сепаратора непрерывной продувки, кг/с	$D_c^{0,15} = G_{np} \frac{i'_{к.с} - i'_{0,15}}{i''_{0,15} - i'_{0,15}}$	0,06
22	Расход воды из сепаратора непрерывной продувки, кг/с	$G_{с.н.п} = G_{np} - D_c^{0,15}$	8,52
23	Расход воды из деаэратора, кг/с	$G_D = D_k^{0,7} + G_{np}$	8,52
24	Расход выпара из деаэратора, кг/с	$D_{вып} = dG_D$	0,02
25	Суммарные потери пара и конденсата, кг/с	$G_{ном} = G_{мех}^{ном} + D_{ном} + D_{вып} + G_{с.н.п}$	3,44
26	Расход химобработанной воды, кг/с	$G_{хво} = G_{ном}$	3,44
27	Расход исходной воды, кг/с	$G_{исх} = 1,15G_{хво}$	3,96
28	Расход пара на подогреватель исходной	$D_2 = G_{исх} \frac{i_{22} - i_{21}}{i''_{0,7} - i_{к}}$	0,13

	воды Т№2, кг/с		
29	Температура исходной воды после подогревателя Т№1, °C	$t_{12} = \frac{i_{22} + G_{с.н.п} / G_{исх} (i_{0,15}'' - i_{\kappa})}{4,19}$	27,5
30	Температура воды на входе в Т№4 (на выходе из Т№3), °C	$t_{41} = \frac{1}{4,19} [i_{42} - \frac{G_{д}}{G_{хво}} (i_{д}' - i_{н.6})]$ где $i_{42} = 4,19 \cdot t_{42} = 4,19 \cdot 80 = 335,2$ кДж/кг	53,0
31	Расход пара на подогреватель Т№3, кг/с	$D_3 = \frac{G_{хво} (i_{32} - i_{12})}{i_{0,7}'' - i_{\kappa}},$ где $i_{32} = i_{41} = 4,19 \cdot t_{41}$; $i_{12} = 4,19 \cdot t_{12}$	0,14
32	Температура химобработанной воды после охладителя выпара, °C	$t_{52} = \frac{1}{419} [i_{42} + \frac{D_{вып}}{G_{хво}} (i_{д}'' - i_{\kappa})]$	83,3
33	Расход пара на деаэрацию, кг/с	$D_{д} = \frac{G_{д} i_{д}' + D_{вып} i_{д}''}{i_{0,7}''} - \frac{G_{хво} i_{52} + D_{с} i_{0,15}'' + G_{мех} i_{мех} + (G_2 + G_3) i_{\kappa}}{i_{0,7}''}$	0,47
34	Расчетный расход пара на собственные нужды, кг/с	$D_{с.н}^p = D_{д} + D_2 + D_3$ $D_{с.н} = 0,72 \text{ кг/с}$	0,65
35	Расчетная паропроизводительность ТГУ, кг/с	$D_{\kappa.р}^{0,7} = D_{мех} + D_{с.н}^p + D_{ном}$ $D_{\kappa.р}^{0,7} = 8,14 \text{ кг/с.}$	8,07
36	Ошибка расчета, %	$\Delta = \frac{D_{\kappa.р}^{0,7} - D_{\kappa}^{0,7}}{D_{\kappa.р}^{0,7}} 100$	0,87 < 2%

§ 7.2. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ПРОИЗВОДСТВЕННО-ОТОПИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Производственно-отопительные теплогенерирующие установки предназначены для обеспечения тепловой энергией коммунально-бытовых потребителей и

теплотехнических нужд производственных предприятий. Коммунально-бытовые потребители получают от производственно-отопительной теплогенерирующей установки горячую воду для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения жилых и общественных зданий.

Для технологических целей требуется преимущественно насыщенный пар давлением 0,5—0,7 МПа, потребление которого зависит от мощности и режима работы предприятия (см. рис. 7.1). При одно- и двухсменных режимах работы предприятий потребление пара будет отличаться значительной суточной неравномерностью, что в случае большого удельного веса технологической нагрузки в объеме общей паропроизводительности производственно-отопительной теплогенерирующей установки может существенно сказаться на суточном графике ее работы.

Расход теплоты на отопление и вентиляцию зданий зависит от температуры наружного воздуха (рис. 7.7,а). Причем изменение расхода теплоты на вентиляцию зданий при колебаниях температуры наружного воздуха будет более существенным, чем на отопление, так как в последнем случае колебания температуры наружного воздуха компенсируются за счет теплоаккумулирующей способности зданий.

В течение суток колебания температуры атмосферного воздуха могут иметь значительную амплитуду, что повлечет за собой изменение потребности в тепловой мощности и обусловит неравномерность работы теплогенерирующей установки.

Потребление теплоты на горячее водоснабжение имеет сложный суточный график (рис. 7.7,б). В коммунально-бытовом потреблении горячей воды четко выражены максимумы в утренние и вечерние часы. Средний суточный расход теплоты на горячее водоснабжение является расчетной величиной, однако нужно учитывать, что в последние дни недели она резко увеличивается (примерно в 1,9—2,2 раза).

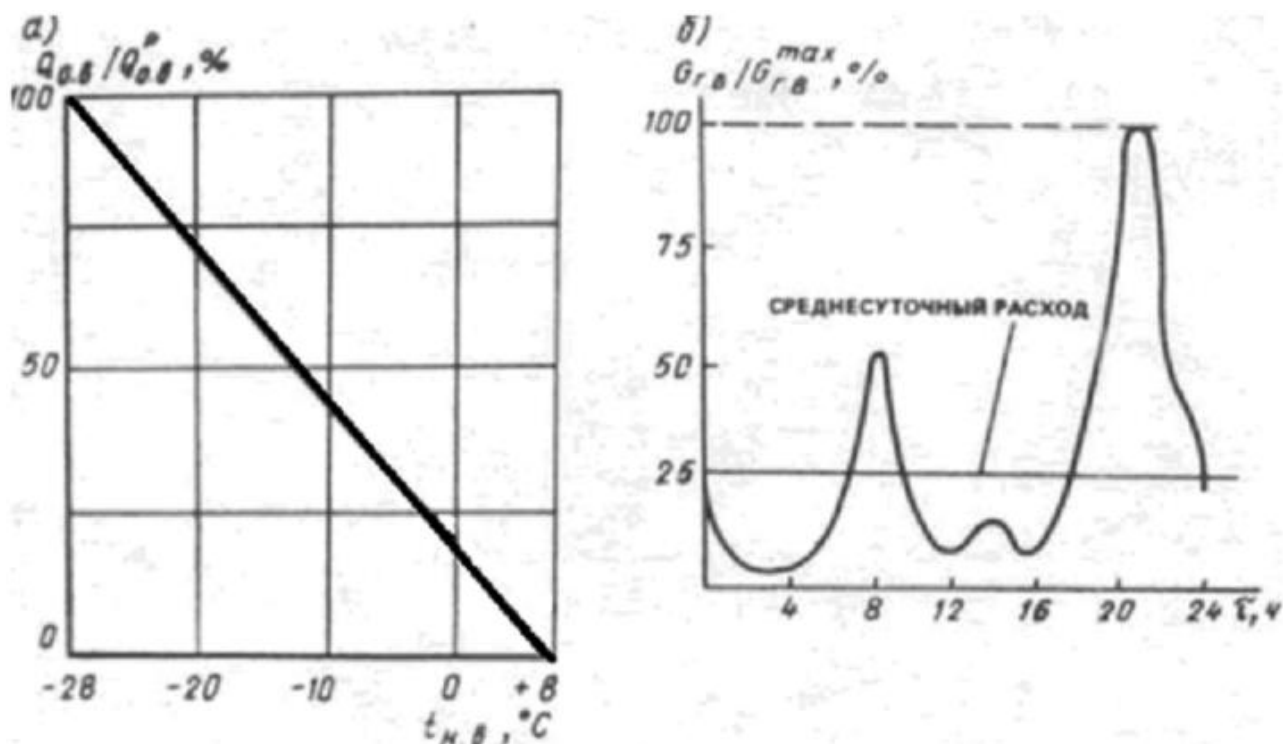


Рис. 7.7. Изменение расхода теплоты на отопление и вентиляцию зданий в зависимости от температуры наружного воздуха (а) и на горячее водоснабжение в течение суток (б)

Суммарный суточный график потребления теплоты для производственно-отопительной теплогенерирующей установки отражает суточную неравномерность перечисленных нагрузок и обычно имеет ступенчатый вид. Суточная неравномерность работы теплогенерирующей установки должна оцениваться исходя из конкретных условий; она определяется относительной долей нагрузки горячего водоснабжения и технологической нагрузки (приодно- и двухсменной работе предприятий—потребителей пара) в балансе тепловых нагрузок источника теплоты.

Если в балансе теплоснабжения основное количество теплоты идет на отопление и вентиляцию, то колебания тепловой мощности не столь существенны и могут характеризоваться величиной относительного среднесуточного теплоснабжения

$$\sum Q_{\text{ср}} / \sum Q_{\text{max}} \approx 0,8 \div 0,9$$

Годовой график нагрузки производственно-отопительной теплогенерирующей установки (рис. 7.8) строится путем сложения годовых графиков отопительной (отопления, вентиляции и горячего водоснабжения) и производственной нагрузок. При построении годовых графиков нагрузки суточная неравномерность потребления

теплоты не учитывается. Для построения годового графика нагрузки отопления и вентиляции используются климатологические данные длительности стояния данной температуры.

В левой части графика строят зависимость требуемой тепловой мощности теплогенерирующей установки от температуры наружного воздуха. Затем эти данные переносят в правую часть графика, где по оси абсцисс откладывают число часов стояния конкретной температуры воздуха в заданном районе.

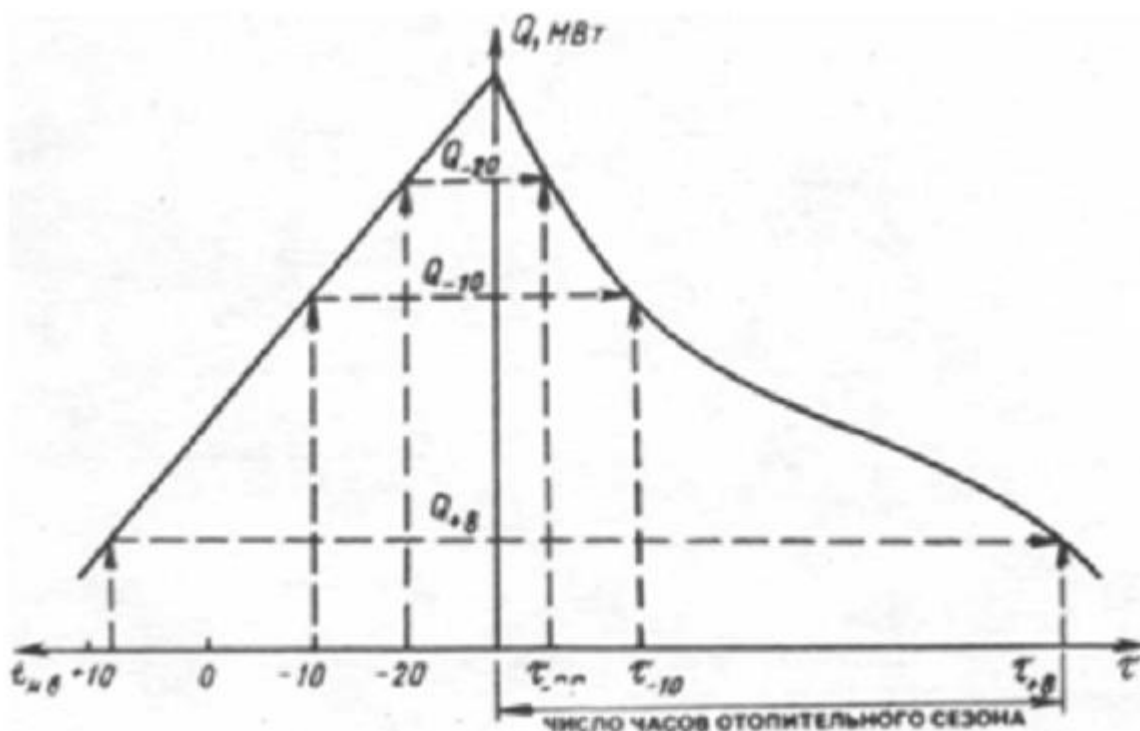


Рис. 7.8. Годовой график, отопительной нагрузки теплогенерирующей установки

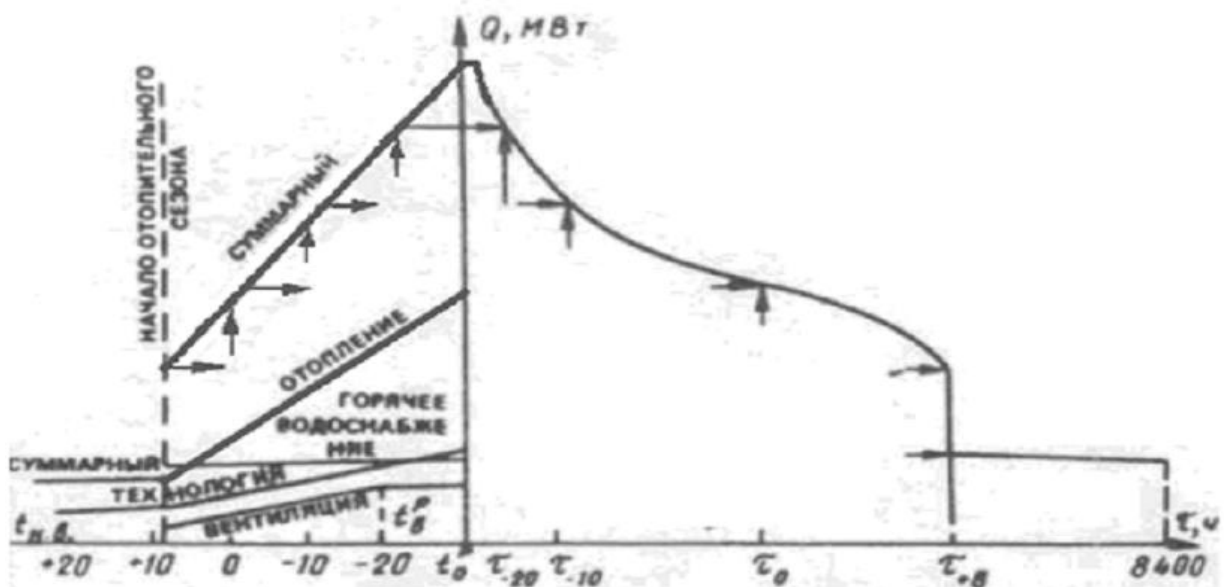
Нагрузка горячего водоснабжения при построении годового графика принимается постоянной, не зависящей от температуры наружного воздуха как для отопительного, так и для летнего периода. Однако в летнее время расчетная нагрузка на горячее водоснабжение меньше, чем в отопительный период, так как расчетная температура холодной воды, поступающей в тепловой пункт из водопровода зимой, принимается $t = +5^{\circ}\text{C}$, а летом $t = +15^{\circ}\text{C}$. Следовательно, расход теплоты на горячее водоснабжение в летнее время по отношению к расходу теплоты в течение отопительного периода (при температуре воды, поступающей на горячее водоснабжение, $t_{\text{ГВ}} = 60^{\circ}\text{C}$) составит:

$$\frac{Q_{2.6}^{\text{л}}}{Q_{2.6}^{\text{з}}} = \frac{G_{2.6}^{\text{нотр}} C_{\text{в}} (60 - 15)}{G_{2.6}^{\text{нотр}} C_{\text{в}} (60 - 5)} = 0,82,$$

где $Q_{2.6}^{\text{л}}; Q_{2.6}^{\text{з}}$ — расчетный расход теплоты на горячее/водоснабжение летом и зимой, кВт; $G_{2.6}^{\text{нотр}}$ — расчетный (часовой) расход горячей воды у потребителя, кг/с; $C_{\text{в}}$ — теплоемкость воды, кДж/(кг·К).

За расчетный расход теплоты на горячее водоснабжение принимают максимальный часовой (пиковый), если в системе теплоснабжения не используются аккумулирующие емкости (для выравнивания суточного графика), и средний часовой за сутки при установке баков-аккумуляторов.

Примерный годовой график тепловой нагрузки производственно-отопительной теплогенерирующей установки представлен на рис. 7.9. Следует иметь в виду, что расходы теплоты на коммунально-бытовые нужды должны определяться исходя из конкретных условий работы теплогенерирующей установки в системе теплоснабжения с учетом режимов работы тепловых сетей. Наибольшее влияние на состав тепловой схемы теплогенерирующей установки и режимы ее работы оказывает наличие (открытая система теплоснабжения) или отсутствие (закрытая система теплоснабжения) водоразбора из тепловых сетей на нужды горячего водоснабжения.



ЗАКРЫТЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

При составлении тепловой схемы производственно-отопительной теплогенерирующей установки с закрытой системой теплоснабжения необходимо учитывать, что для целей горячего водоснабжения сетевая вода из подающего трубопровода поступает в подогреватели системы горячего водоснабжения, где холодная вода из водопровода нагревается и поступает к водоразборным кранам потребителей, а охлажденная сетевая вода возвращается в обратный трубопровод тепловых сетей.

Отсутствие водоразбора из тепловых сетей значительно уменьшает расход подпиточной воды, проходящей водоподготовку в тепловой схеме источника и направляемой для компенсации всех потерь теплоносителя в тепловых сетях и теплогенерирующей установке.

Принципиальную тепловую схему производственно-отопительной теплогенерирующей установки будем составлять, используя ранее рассмотренную принципиальную тепловую схему производственной теплогенерирующей установки.

Основные изменения потребуются внести в блок технологического потребления пара (см. рис. 7.2) дополнив его установкой для подогрева сетевой воды, группой сетевых насосов и др. Блок отопительно-производственного потребления теплоты (рис. 7.10) предназначен для подготовки и отпуска насыщенного пара на нужды технологического потребления и горячей воды на коммунально-бытовые цели при закрытой двухтрубной системе теплоснабжения.

Пар на производственные цели $D_{\text{тех}}$ отпускается аналогично ранее рассмотренной схеме на рис. 7.2 через редукционно-охладительную установку и паровой коллектор. Технологический конденсат $G_{\text{тех}}$ также возвращается в блок водоподготовки, куда от парового коллектора направляется насыщенный пар на собственные нужды $D_{\text{с.н.}}$ источника теплоты.

Пар на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение $D_{ст}$ от парового коллектора ПК направляется в сетевые подогреватели Т №6, Т №7, где передает теплоту воде тепловых сетей G_c закрытой двухтрубной системы теплоснабжения (см. рис. 7.10).

Циркуляция теплоносителя в тепловых сетях осуществляется за счет работы группы сетевых насосов СН, устанавливаемых на обратной магистрали. Температура сетевой воды, направляемой в тепловые сети G'_c , регулируется в соответствии с температурным графиком регулятором температуры РТ путем перепуска части обратной сетевой воды, минуя сетевые подогреватели.

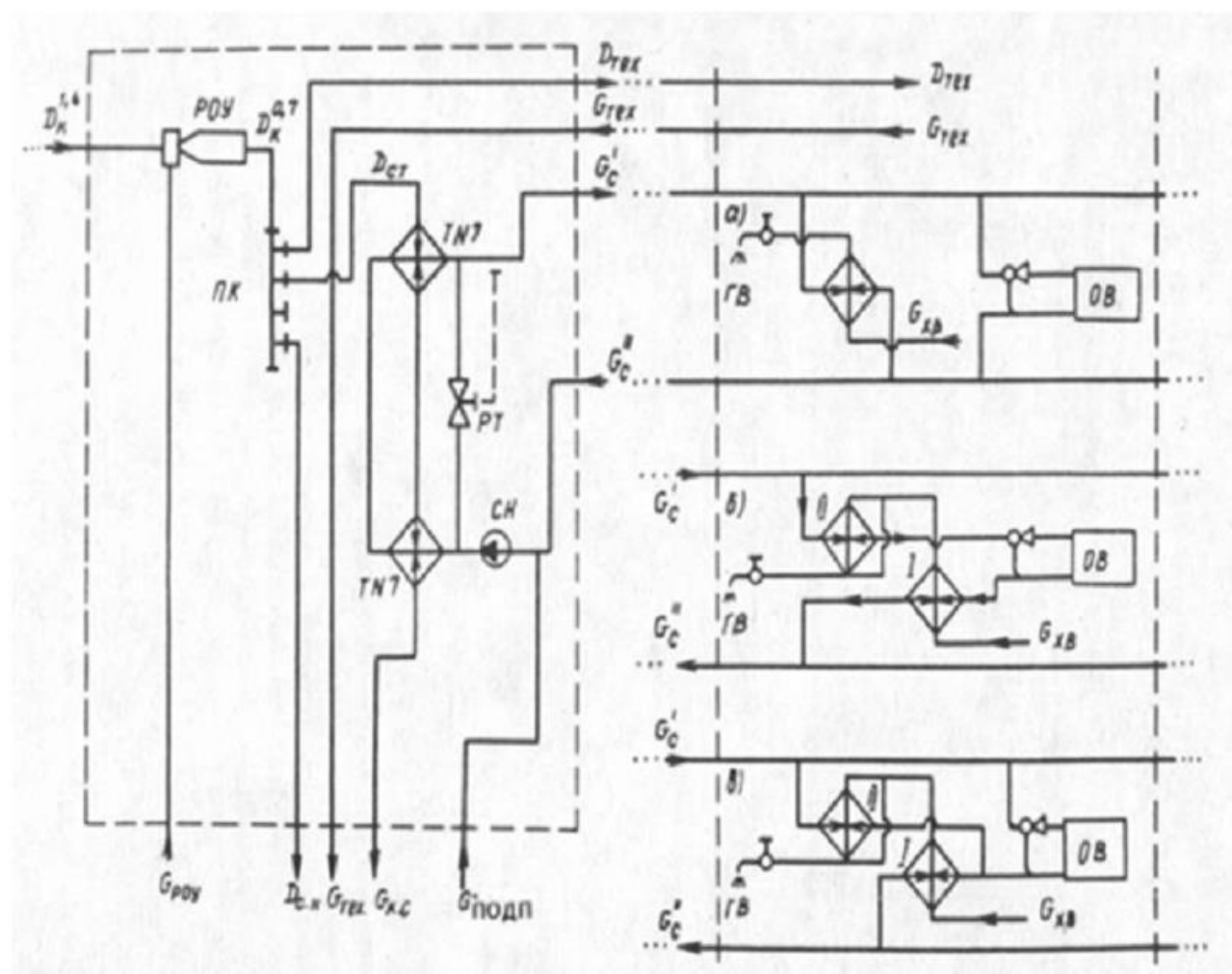


Рис. 7.10. Принципиальная схема блока теплоснабжения производственно-отопительной ТГУ с закрытой двухтрубной системой теплоснабжения

Потери теплоносителя в тепловых сетях компенсируются подачей подпиточной воды $G_{подп}$, прошедшей водоподготовку, в обратный трубопровод перед сетевыми

насосами. Расход подпиточной воды, кг/с, для закрытых систем теплоснабжения принимается в размере 1,5—2% расхода сетевой воды

$$G_{подп} = (0,015 \div 0,02)G'_c.$$

Конденсат от сетевых подогревателей $G_{КС}$ подается на деаэрацию в блок водоподготовки.

При определении общего расхода сетевой воды важно учесть влияние схемы включения подогревателей системы горячего водоснабжения. Так, при параллельной схеме включения теплообменников горячего водоснабжения и отопительно-вентиляционных потребителей общий расход сетевой воды будет складываться из расхода сетевой воды на горячее водоснабжение $G_{ГВС}$, отопление и вентиляцию $G_{ОВС}$:

$$G'_c = G_c^{з.г} + G_c^{о.г}$$

При качественном регулировании отпуска теплоты температуры подающей и обратной сетевой воды принимаются по отопительному температурному графику. Тогда для максимально-зимнего режима расход сетевой воды, кг/с, при параллельной схеме (см. рис. 7.10) можно определить по формуле

$$G'_c = \frac{Q_{з.г} + Q_{о.г}}{C_p(t'_c - t''_c)} = \frac{Q_{з.г} + Q_{о.г}}{4,19(150 - 70)}.$$

Температура воды, поступающей в систему отопления и вентиляции потребителя регулируется, например, с помощью элеваторного узла смешения прямой сетевой воды ($t'_c = 150^\circ\text{C}$ в расчетном режиме) с обратной из системы отопления ($t''_{ОВ} = 70^\circ\text{C}$) для получения воды с температурой ($t''_{ОВ} = 95^\circ\text{C}$), поступающей в систему отопления и вентиляции коммунально-бытового потребителя.

Температура воды, поступающей в водоразборные краны системы горячего водоснабжения ($t'_{ГВ} = 60^\circ\text{C}$), регулируется изменением расхода сетевой воды через подогреватели горячего водоснабжения, установленные в тепловом пункте.

Кроме независимой (параллельной) схемы подключения к тепловым сетям узла приготовления воды для отопления и вентиляции используются зависимые схемы.

При последовательном и смешанном включении подогревателей горячего водоснабжения сетевая вода после системы отопления, вентиляции поступает в

подогреватели горячего водоснабжения I ступени, а уже затем в обратный трубопровод тепловой сети. При необходимости догрев воды горячего водоснабжения (до 60°C) осуществляется прямой сетевой водой в подогревателях II ступени.

Вместе с тем для нормального функционирования системы отопления снижение температуры сетевой воды в подогревателе II ступени при последовательной схеме не должно отражаться на количестве теплоты, подаваемой в отапливаемое помещение. Поэтому для сохранения теплового режима отапливаемых помещений необходимо повышение температуры воды в тепловой сети при сохранении нормального отопительного расхода сетевой воды (повышенные температурные графики).

Основное преимущество последовательной и смешанной схем теплового пункта заключается в более глубоком охлаждении обратной сетевой воды, что обеспечивает снижение ее расчетных расходов.

Важной особенностью закрытых систем теплоснабжения является отсутствие непосредственного водоразбора из тепловых сетей, что определяет малый расход подпиточной воды. Поэтому оказывается экономически целесообразным не устанавливать дополнительный узел водоподготовки для подпиточной воды, а готовить ее в узле водоподготовки питательной воды котельных агрегатов, несмотря на то, что стоимость питательной воды выше, поскольку она требует двух ступеней умягчения и деаэрации, в то время как для подпиточной воды тепловых сетей достаточно одной ступени.

Таким образом, устройство блоков котельного агрегата и водоподготовки при закрытой системе теплоснабжения будет мало отличаться от этих же блоков в рассмотренной ранее тепловой схеме производственной теплогенерирующей установки (см. рис. 7.4 и 7.5).

В соответствии с тепловые нагрузки для расчета и выбора оборудования теплогенерирующих установок должны определяться для трех характерных режимов:

- 1..) максимально-зимнего при средней температуре наружного воздуха в наиболее холодную пятидневку;

2.) наиболее холодного месяца — при средней температуре наружного воздуха в наиболее холодном месяце;

3.) летнего — при расчетной температуре наружного воздуха теплого периода (расчетные параметры А).

Пример расчета принципиальной тепловой схемы производственно-отопительной теплогенерирующей установки рассмотрим для закрытой системы теплоснабжения с независимой (параллельной) схемой подключения к тепловым сетям потребителей горячего водоснабжения, отопления и вентиляции (рис. 7.11). Теплогенерирующая установка с паровыми котельными агрегатами низкого давления $p = 1,4$ МПа, серии ДЕ при работе на газе. Исходные данные и результаты расчета максимально-зимнего и летнего режимов работы тепловой схемы приведены в табл. 7.2.

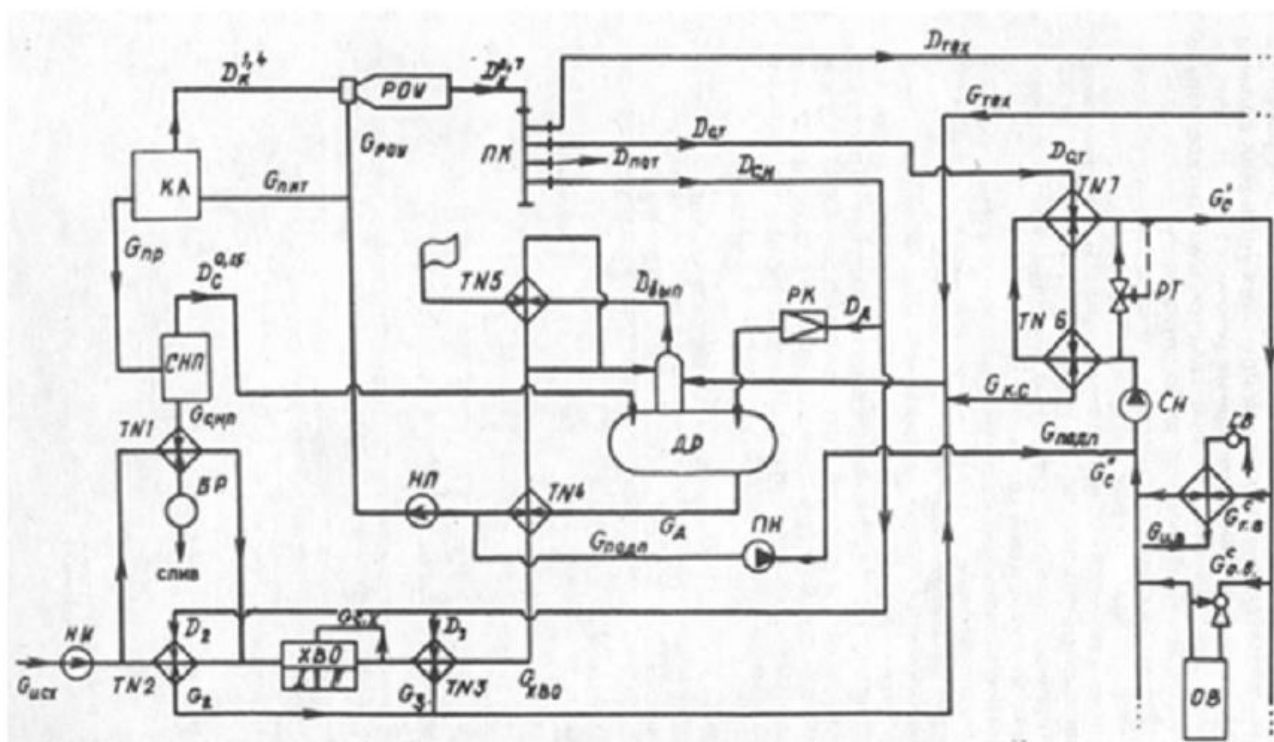


Рис. 7.11. Принципиальная тепловая схема производственно-отопительной ТГУ с закрытой системой теплоснабжения

Таблица 7.2.

Исходные данные и результаты расчета тепловой схемы производственно-отопительной теплогенерирующей установки для закрытой системы теплоснабжения.

№	Параметры	Метод определения	Режим
---	-----------	-------------------	-------

ПП			макси- мально зимний	летний
Исходные данные				
1	Расчетная температура наружного воздуха, °С	$t_{нв}$	-26	+8
2	Параметры технологического пара- давление, МПа	$p_{тех}$	0,7 (насыщенный)	
3	Технологическая нагрузка, кг/с	Режим максимально-го потребления $D_{тех}$	7,2	6,8
4	Доля возвращаемого конденсата от технологического потребителя, %	μ	60	
5	Температура конденсата от технологического потребителя, °С	$t_{тех}$	55	60
6	Отопительная нагрузка, МВт	$Q_{ов}$	12,0	-
7	Нагрузка горячего водоснабжения (зима), МВт	$Q_{з}^{ГВ}$	2,8	-
8	Солесодержание исходной воды, мг/кг	$S_{и.в}$	360	

9	Температура, °С и энтальпия сетевой воды в трубопроводе: -подающем	t'_c температурный график	50	70
		$i'_c = 4,19 t'_c$	628,5	293,3
	-обратном	t''_c температурный график	70	42,5
		$i''_c = 4,19 t''_c$	293,3	178,1
10	Энтальпия, кДж/кг, насыщенного пара при давлении, МПа: 1,4 0,7 0,15 0,12	Паровые таблицы $i''_{1,4}$ $i''_{0,7}$ $i''_{0,15}$ i''_d	2790	
			2763	
			2693	
			2683	
11	Энтальпия, кДж/кг: -технологического конденсата -конденсата, $t_k = 80^\circ\text{C}$ -питательной воды ($t_{п.в.} = 90^\circ\text{C}$) - воды в деаэраторе ($t_d = 100^\circ\text{C}$) -исходной воды ($t_{и.в.} = 5^\circ\text{C}$) -насыщенной воды ($p = 0,15$ МПа)	$i_{\text{ТЕХ}} = 4,19 t_{\text{ТЕХ}}$	230,5	251,4
		$i_k = 4,19; t_k = 4,19 \cdot 80$	335,2	
		$i_{п.в.} = 4,19$ $t_{п.в.} = 4,19 \cdot 90$	377,1	
		$i'_d = 4,19$ $t_d = 4,19 \cdot 100$	419	
		$i_{и.в.} = 4,19$ $t_{и.в.} = 4,19 \cdot 5$	21	
		$i'_{0,15}$ (по паровым таблицам)	4667	

	-котловой воды (p=1,4 МПа)	i'1,4 (по паровым таблицам)	830	
Результаты счета				
12	Расход технологического конденсата с производства, кг/с	GТЕХ = (μDТЕХ) /100	4,32	4,08
13	Потери технологического конденсата, кг/с	G ^{ПОТ} ТЕХ =DТЕХ - GТЕХ	2,88	2,72
14	Нагрузка горячего водоснабжения (лето), МВт	Q ^П ГВ = 0,82 Q ³ ГВ	см. п. 7	2,3
15	Общая нагрузка отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, МВт	QС =QОВ + QГВ	14,8	2,3
16	Расход пара на сетевые подогреватели, кг/с	DСТ = (QС·10 ³)/ /(i'' _{0,7} — iК)	6,09	0,95
17	Общий расход пара на внешние потребители теплоты, кг/с	DВН = DТЕХ + DСТ	13,29	7,75
18	Потери пара в тепловой схеме, кг/с	DПОТ = 0,03DВН	0,4	0,23
19	Расход пара на собственные нужды	DС.Н =0,05DВН	0,66	0,39

	ТГУ, кг/с			
20	Расход сетевой воды, кг/с: для отопления и вентиляции	$G_{O.B}^C = (Q_{O.B} \cdot 10^3) / (i'_C - i''_C)$	35,8	-
	для горячего водоснабжения	$G_{Г.В}^C = (Q_{Г.В} \cdot 10^3) / (i'_C - i''_C)$	8,35	19,96
21	Общий расход сетевой воды, кг/с	$G'_C = G_{O.B}^C + G_{Г.В}^C$	44,15	19,96
22	Расход воды на подпитку тепловых сетей, кг/с	$G_{ПОД} = 0,015 G'_C$	0,66	0,3
23	Паропроизводительность ТГУ $p=0,7$ Мпа, кг/с	$D^{0,7}_K = D_{ТЕХ} + D_{СТ} + D_{С.Н} + D_{ПОТ}$	14,35	8,37
24	Сумма потерь пара, конденсата и сетевой воды (без учета потерь с выпаром и водой из сепаратора непрерывной продувки), кг/с	$G_{ПОТ} = G_{ПОТ}^{ТЕХ} + D_{ПОТ} + G_{ПОДП}$	3,94	3,25
25	Доля потерь теплоносителя	$\Pi_X = G_{ПОТ} / D^{0,7}_K$	0,27	0,38
26	Солесодержание воды, кг/с -химобработанной	Принимаем $S_X = S_{И.В.}$	360	
	-котловой	$S_{К.В.}$ (по табл. 3)	3000	

27	Процент продувки, %	$P_{\Pi} = (S_X \Pi_X 100) / (S_{K.B} - S_X \Pi_X)$	3,22	4,7
28	Расход питательной воды на РОУ, кг/с	$G_{POY} = D_{K,0.7}^{0.7} \cdot (i''_{1.4} - i'_{0.7}) / (i''_{1.4} - i_{ПВ})$	0,16	0,1
29	Паропроизводительность ТГУ, $\rho=1,4$ Мпа, кг/с	$D_{K,1.4}^{1.4} = D_{K,0.7}^{0.7} - G_{POY}$	14,19	8,27
30	Расход продувочной воды, кг/с	$G_{ГП} = (P_{ГП} D_{K,0.7}^{0.7}) / 100$	0,46	0,39
31	Расход пара $\rho=0,15$ Мпа из сепаратора непрерывной продувки, кг/с	$D_{C,0.15}^{0.15} = G_{ГП} \cdot (i'_{KB} - i'_{0.15}) / (i''_{0.15} - i'_{0.15})$	0,08	0,07
32	Расход воды из сепаратора непрерывной продувки, кг/с	$G_{СНП} = G_{ГП} - D_{C,0.15}^{0.15}$	0,38	0,32
33	Расход воды из деаэратора, кг/с	$G^D = D_{K,0.15}^{0.15} + G_{ГП} + G_{ПОДП}$	15,47	9,06
34	Расход выпара из деаэратора, кг/с	$D_{ВЫП} = d \cdot G^D$	0,03	0,02
35	Суммарные потери пара и конденсата (уточненные см. п.26), кг/с	$G_{ПОТ} = G_{ТЕХ}^{ПОТ} + D_{ПОТ} + G_{ПОДП} + D_{ВЫП} + G_{СНП}$	4,35	3,59
36	Расход воды, кг/с : -химобработанной -исходной	$G_{ХВО} = G_{ПОТ}$ $G_{ИСХ} = 1,15 G_{ХВО}$	4,35 5,0	3,59 4,13

37	Расход пара на подогреватель исходной воды Т№2, кг/с	(принято $t_{22} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$) $D_2 = G_{\text{ИСХ}} (i_{22} - i_{21}) / (i''_{0,7} - i_K)$	0,17	0,07
38	Температура исходной воды после подогревателя Т №1, $^{\circ}\text{C}$	$t_{12} = (i_{22} + (G_{\text{СНП}} / G_{\text{ИСХ}})(i_{0,15} - i_K)) / 4,19$	27,4	27,5
39	Температура воды на входе в Т№4 (на выходе из Т№3), $^{\circ}\text{C}$	Где $i_{42} = 4,19$ $t_{42} = 4,19 \cdot 80 = 335,2$ кДж/кг $t_{41} = 1/4,19 \cdot (i_{42} - (G_D / G_{\text{ХВО}}) (i'_D - i_{\text{ПВ}}))$	44,4	54,8
40	Расход пара на подогреватель Т№3, кг/с	$D_3 = (G_{\text{ХВО}}(i_{32} - i_{12})) / (i''_{0,7} - i_K)$ Где $i_{32} = i_{41} = 4,19 t_{41}$, $i_{12} = 4,19 t_{12}$	0,13	0,19
41	Температура химобработанной воды после охладителя выпара, $^{\circ}\text{C}$	$t_{52} = 1/4,19 (i_{42} + (D_{\text{ВЫП}} / G_{\text{ХВО}}) (i''_D - i_K))$	83,8	83,1
42	Расход пара на деаэрацию, кг/с	$D_D = (G_D i'_D + D_{\text{ВЫП}} \cdot i''_D) / i''_{0,7} - (G_{\text{ХВО}} i_{52} + D_{\text{С}} i''_{0,15} + G_{\text{ТЕХ}} i_{\text{ТЕХ}} + (G_2 + G_3) i_K) / i''_{0,7}$	0,59	0,25
43	Расчетный расход пара на собственные	$D_{\text{СН}}^P = D_D + D_2 + D_3$	0,89	0,51
		по п. 19 $D_{\text{СН}}$	0,66	0,39

	нужды, кг/с			
44	Расчетная паропроизводитель- ность ТГУ, кг/с	$D_{\text{кр}}^{0,7} = D_{\text{тех}} +$ $+D_{\text{с.н}}^p + D_{\text{пот}} + D_{\text{с.т}}$ по п. 9 $D_{\text{к}}^{0,7}$	14,58 14,35	8,49 8,37
45	Ошибка расчета, %	$\Delta = 100(D_{\text{кр}}^{0,7} -$ $D_{\text{к}}^{0,7}) / D_{\text{кр}}^{0,7}$	$1,6 < 2$	$1,4 < 2$

ОТКРЫТЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Тепловая схема производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой системой теплоснабжения должна составляться с учетом основной особенности ее функционирования, связанной с наличием непосредственного водоразбора из тепловых сетей на нужды горячего водоснабжения.

Предусмотренное расходование сетевой воды через водоразборные краны системы горячего водоснабжения приводит к существенному увеличению потерь теплоносителя, что требует соответствующего увеличения производительности системы водоподготовки в источнике теплоты. Чтобы получить некоторое количественное представление о соотношении расходов подпиточной воды в закрытой и открытой системах теплоснабжения одинаковой мощности, сопоставим эти цифры в примерах расчета (см. табл. 7.2 и 7.3).

Для закрытой системы теплоснабжения расход подпиточной воды для компенсации всех потерь составил

$$G_{\text{подп}} = (0,015 \div 0,02) G_c' = 0,66 \text{ кг} / \text{с};$$

для открытой системы теплоснабжения (табл. 7.3)

$$G_{\text{подп}} = (0,015 \div 0,02) G_c' + G_{\text{з.г}}^c = 13,13 \text{ кг} / \text{с}.$$

Как видно, расход подпиточной воды на компенсацию потерь теплоносителя в открытых системах теплоснабжения в данном примере в 20 раз больше, чем в закрытых. Столь значительное увеличение расхода подпиточной воды, а следо-

вательно, и увеличение производительности водоподготовки (в составе ТГУ), обуславливает экономическую целесообразность раздельной подготовки питательной воды для паровых котлов и подпиточной воды тепловых сетей. Кроме того, показатели качества подпиточной воды тепловых сетей ниже, чем питательной воды паровых котлов низкого давления, что позволяет обойтись в подавляющем большинстве случаев одной ступенью умягчения и термической деаэрацией подпиточной воды. Вместе с тем использование сетевой воды непосредственно для бытовых целей горячего водоснабжения предъявляет к ней повышенные санитарно-гигиенические требования. В открытых системах теплоснабжения сетевая вода должна отвечать требованиям ГОСТ 2874—82 "Вода питьевая".

Следствием предусматриваемого расходования сетевой воды на нужды горячего водоснабжения в открытых тепловых сетях является также существенное упрощение схемы тепловых пунктов (абонентских вводов), поскольку в них отсутствуют поверхностные теплообменники горячего водоснабжения.

Наряду с этим следует отметить достоинства открытых систем теплоснабжения:

- а) возможность уменьшения расчетной производительности источника теплоты при установке в нем баков-аккумуляторов горячей воды (осреднение расхода теплоты на горячее водоснабжение);
- б) снижение металлоемкости местных сетей холодного водоснабжения (вода для местных систем горячего водоснабжения подается по тепловым сетям);
- в) увеличение срока службы местных распределительных сетей горячего водоснабжения, так как в них подается вода из тепловых сетей, не содержащая солей жесткости и коррозионно-активных газов.

К недостаткам открытых систем теплоснабжения (кроме необходимости раздельной подготовки питательной и подпиточной воды) следует отнести также возможность ухудшения качества разбираемой на цели горячего водоснабжения воды (цветность, запах и др.) и сложность контроля утечек теплоносителя из-за неплотности системы.

Открытые системы теплоснабжения целесообразно применять при малой и очень большой жесткости исходной воды, так как при малой жесткости исходной воды упрощается схема водоподготовки, а при очень жесткой воде или при высокой концентрации агрессивных газов вместо водоподготовки на каждом тепловом пункте (абонентском вводе) в открытых схемах можно использовать централизованную водоподготовку в теплогенерирующей установке, что является экономически более обоснованным решением.

В тепловой схеме теплогенерирующей установки при работе с открытой системой теплоснабжения изменяется блок водоподготовки (рис. 7.12). В узле химводоочистки этого блока обрабатываемая вода разделяется на два потока:

1) питательная вода $G_{xво}^1$ паровых котельных агрегатов, прошедшая две ступени умягчения в узле ХВО и поступающая далее в деаэратор питательной воды ДР1, а из него — на питание котельных агрегатов и в РОУ;

2) подпиточная вода $G_{xво}^2$ тепловых сетей, прошедшая одну ступень умягчения в узле ХВО и поступающая далее в деаэратор подпиточной воды ДР2 (называемый в открытых схемах деаэратором горячего водоснабжения), а затем — на подпитку тепловых сетей.

При расчете тепловых схем важно знать, что увеличение количества воды, проходящей водоподготовку при открытых системах теплоснабжения, приводит к росту потребления пара на собственные нужды $D_{с.н}$ источника теплоты. Это обусловлено еще и тем, что расход пара на горячее водоснабжение учитывается как расход на собственные нужды. Поэтому рекомендуется предварительно принимать расходы пара, кг/с, на собственные нужды

$$D_{с.н} = (0,15 \div 0,3)(D_{tex} + D_{с.м}).$$

Режимы и условия работы водоподогревателей Т №8 и Т №10 аналогичны рассмотренным ранее режимам работы водоподогревателей Т №3 и Т №5. Работа теплообменника Т №9 определяется условием догрева умягченной воды $G_{xво}^2$ перед деаэратором ДР2, а также условием охлаждения подпиточной воды G_d^2 до

температуры $t_{\text{подп}} \approx 65^\circ\text{C}$, что позволит в летнее время использовать эту воду непосредственно для горячего водоснабжения потребителей. Выбор промежуточной температуры $t_{\text{химобработанной}}$ воды после Т №8 (на входе в Т №9 — $t_{\text{г1}}$) упрощается тем, что расход воды $G_{\text{д}}^2$ из деаэратора ДР2 примерно равен расходу воды, поступающей из химводоочистки,

$$G_{\text{д}}^2 = G_{\text{хво}}^2 + D_{\text{д}}^2 - D_{\text{вып}}^2.$$

где $D_{\text{д}}^2$ — расход пара на деаэрацию подпиточной воды, кг/с; $D_{\text{вып}}^2$ — расход выпара из подпиточного деаэратора ДР2.

Следовательно, соответствующие расходы теплоты на нагрев и охлаждение той и другой воды будут также примерно одинаковы.

После теплообменника Т №9 подпиточная вода может подаваться в тепловую сеть. Однако в этом случае все оборудование потребует выбираться по часовым максимумам потребления горячей воды (см. рис. 7.8), т.е. мощность устанавливаемого оборудования будет в несколько раз превышать среднечасовую за сутки.

Подбор оборудования по среднечасовым за сутки расходам возможен, если в тепловой схеме теплогенерирующей установки предусмотреть баки-аккумуляторы химобработанной воды. Тогда все трубопроводы, запорно-регулирующая арматура и вспомогательное оборудование, устанавливаемое в тепловой схеме до баков-аккумуляторов (ХВО I ступени, Т №8, Т №9, деаэратор ДР2, перекачивающие насосы НД), подбираются по среднечасовым расходам за сутки, а после баков-аккумуляторов (трубопроводы, арматура, подпиточные насосы НГ) — по максимальным часовым расходам.

Принципиальную схему блока потребления производственно-отопительной теплогенерирующей установки рассмотрим сначала для открытой двухтрубной системы теплоснабжения (рис. 7.13).

В открытой двухтрубной схеме нагрузка отопления и вентиляции подключается к сетевым трубопроводам аналогично ранее рассмотренным случаям, например через элеваторный узел. Нагрузка горячего водоснабжения обеспечивается подачей воды из обратного трубопровода тепловой сети. При необходимости ее

догрева в узел смешения S через регулятор температуры РТ подается необходимое количество прямой сетевой воды. Во избежание охлаждения воды в системе горячего водоснабжения (при малых водоразборах) предусматривается циркуляция некоторого количества воды $G_{ц}$ с возвратом ее в обратный трубопровод тепловой сети. Количество циркуляционной воды, подаваемой насосом ЦН у потребителя $G_{ц}$, принимается в размере 5% среднечасового за сутки расхода воды на цели горячего водоснабжения:

$$G_{ц} = 0,05G_{з.б}^{nom}$$

$$G_{ц} = 0,05G_{з.б}^{nom}$$

или для системы в целом

$$G_{ц} = 0,05G_{з.б}^c$$

Тогда расход сетевой воды, кг/с, на нужды горячего водоснабжения можно определить по формуле

$$G_{з.б}^c = 1,05 \frac{Q_{з.б}}{i'_c - i''_c}.$$

Установка в блоке потребления теплогенерирующей установки бака-аккумулятора (БА) и подпиточных насосов (НГ) обеспечивает подачу необходимого для восполнения потерь количества подпиточной воды

$$G_{подп} = G_{ном} + G_{з.б}^c.$$

В летнее время при отсутствии отопительно-вентиляционной нагрузки сетевые подогреватели Т №6 и Т №7 отключаются от тепловой сети и парового коллектора, а обеспечение нагрузки горячего водоснабжения может осуществляться подпиточными насосами НГ (иногда их называют "летними") подачей по перемычке АВ (минуя подогреватели Т №6 и Т №7) горячей воды из баков-аккумуляторов непосредственно в подающий трубопровод тепловой сети. По обратному трубопроводу в бак-аккумулятор по линии СL будет поступать циркуляционная вода.

Принципиальная тепловая схема производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения приведена на рис. 7.14.

Рис. 7.14. Принципиальная тепловая схема производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения

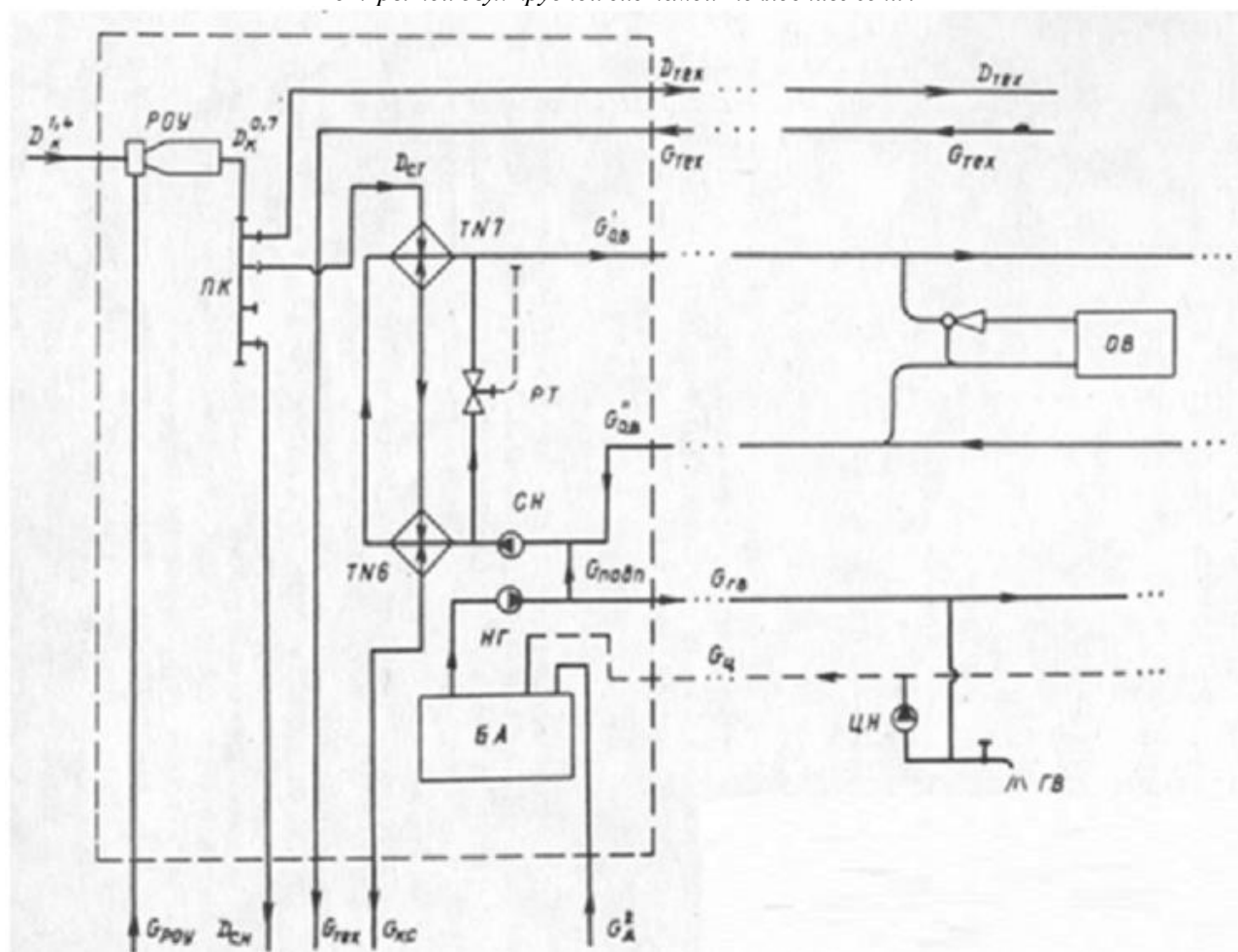


Рис. 7.15. Принципиальная схема блока теплопотребления производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой четырехтрубной системой теплоснабжения

При четырехтрубной системе теплоснабжения (по принципу действия она должна быть отнесена к открытым системам) сетевая вода подается отдельно для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. В четырехтрубных системах теплоснабжения значительно упрощаются как схема тепловых пунктов (абонентских вводов), так и процессы управления тепловыми режимами, поскольку становится возможным центральное регулирование. Однако из-за большого расхода металла на тепловые сети четырехтрубные схемы применяют лишь в системах малой мощности.

В принципиальной тепловой схеме производственно-отопительной теплогенерирующей установки с четырехтрубной открытой системой теплоснабжения блок водоподготовки будет аналогичен ранее рассмотренному для открытой двухтрубной системы (см. рис. 7.12), а в блоке потребления можно выделить две группы

оборудования: сетевые подогреватели воды для отопления и вентиляции; оборудование для аккумуляции и подачи воды для горячего водоснабжения.

В течение отопительного периода пар на коммунально-бытовые цели подается в сетевые подогреватели Т №6 и Т №7 и в деаэратор ДР2 горячего водоснабжения (см. рис. 7.12). Из деаэратора ДР2 обработанная вода поступает в бак-аккумулятор Б А (рис. 7.15), из которого направляется насосами горячего водоснабжения НГ на подпитку тепловых сетей и на горячее водоснабжение.

В летний период пар на коммунально-бытовые цели подается только в деаэратор горячего водоснабжения ДР2 (см. рис. 7.12). Деаэрированная вода после теплообменника Т №9 с температурой $\sim 65^{\circ}\text{C}$ поступает в бак-аккумулятор БА, из которого насосами горячего водоснабжения НГ направляется непосредственно в водоразборные краны потребителей ГВ. По циркуляционному трубопроводу в бак-аккумулятор возвращается циркуляционная вода. Принципы расчета открытых систем теплоснабжения (двух- и четырехтрубных) одинаковы, поэтому ограничимся примером расчета двухтрубной схемы. Результаты расчета тепловой схемы производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения (см. рис. 7.14) приведены в табл. 7.3.

Таблица 7.3

Исходные данные и результаты расчета тепловой схемы производственно-отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения.

№ пп	Показатели	Метод определения	Режим	
			зимний	летний
Исходные данные				
1	Расчетная температура наружного воздуха, °С	t _{PO}	-26	+8
2	Параметры	ρ _{ТЕХ}	0,7(насыщенный)	

	технологическо- го пара- давление, МПа			
3	Технологическая нагрузка, кг/с	Режим максимального потребления $D_{\text{ТЕХ}}$	7,2	6,8
4	Доля возвращаемого конденсата от технологическо- го потребителя, %	μ	60	
№ пп	Показатели	Метод определения	Режим	
			зимний	летний
5	Температура конденсата от технологическо- го потребиителя, %	$t_{\text{ТЕХ}}$	55	60
6	Отопительная нагрузка, МВт	$Q_{\text{ОВ}}$	12,0	-
7	Нагрузка горячего водоснабжения, МВт	$Q_{\text{ГВ}}$	2,8	
8	Солесодержание исходной воды, мг/кг	$S_{\text{И.В}}$	360	

9	Температура, °С, и энтальпия, кДж/кг, сетевой воды в трубопроводе отопления, вентиляции: -подающем	t'°С температурный график	150	70
		i'°С	628,5	293,3
	-обратном	t''°С температурный график	70	42,5
		i''°С	293,3	178,1
10	Энтальпия насыщенного пара, кДж/кг, при давлении, Мпа:	Паровые таблицы		
	1,4	i'° _{1,4}	2790	
	0,7	i''° _{0,7}	2763	
	0,15	i''° _{0,15}	2693	
№ пп	0,12	i'° _д	2683	
	Показатели	Метод определения	Режим	
			зимний	летний
11	Энтальпия, кДж/кг: -технологическо- го конденсата,	i _{ТЕХ} =4,19t _{ТЕХ}	230,5	251,4

	-конденсата, $t_K=80^{\circ}\text{C}$	$i_K=4,19$ $t_K=4,19 \cdot 80$	335,2	
	-питательной воды ($t_{П.В.}=90^{\circ}\text{C}$)	$i_{П.В.}=4,19$ $t_{П.В.}=4,19 \cdot 90$	377,1	
	- воды в деаэраторе ($t_D=100^{\circ}\text{C}$)	$i'_D=4,19$ $t_D=4,19 \cdot 100$	419	
	-исходной воды ($t_{И.В.}=5^{\circ}\text{C}$)	$i_{И.В.}=4,19$ $t_{И.В.}=4,19 \cdot 5$	21	62,9
	-насыщенной воды $p=0,15\text{ МПа}$)	$i'_{0,15}$ (по паровым таблицам)	467	
	-котловой воды ($p=1,4\text{ МПа}$)	$i'_{1,4}$ (по паровым таблицам)	830	
Результаты расчета				
12	Расход технологического конденсата с производства, кг/с	$G_{\text{ТЕХ}} = (\mu D_{\text{ТЕХ}}) /100$	4,32	4,08
13	Потери технологического конденсата, кг/с	$G^{\text{ПОТ}}_{\text{ТЕХ}} =D_{\text{ТЕХ}} - G_{\text{ТЕХ}}$	2,88	2,72
14	Общая нагрузка отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, МВт	$Q_C =Q_{\text{ОВ}} + Q_{\text{ГВ}}$	14,8	2,8

15	Расход пара на сетевые подогреватели, кг/с	$D_{CT} = (Q_C \cdot 10^3) / (i''_{0,7} - i_K)$	4,94	-
	Общий расход пара на внешние потребители теплоты, кг/с	$D_{BH} = D_{TEX} + D_{CT}$	12,14	6,8
№ пп	Показатели	Метод определения	Режим	
			зимний	летний
16	Потери пара в тепловой схеме, кг/с	$D_{ПОТ} = 0,03D_{BH}$	0,37	0,20
17	Расход пара на собственные нужды ТГУ, кг/с	$D_{CH} = (0,15 \div 0,3) (D_{TEX} + D_{CT})$	2,18	1,6
18	Расход сетевой воды, кг/с: для отопления и вентиляции	$G_{ОВ}^C = (Q_{ОВ} \cdot 10^3) / (i'_C - i''_C)$	35,8	-
	для горячего водоснабжения	$G_{ГВ}^C = 1,05(Q_{ГВ} \cdot 10^3) / (i'_C - i''_C)$	8,77	8,77
19	Общий расход сетевой воды, кг/с	$G'_C = G_{ОВ}^C + G_{ГВ}^C$	44,57	19,96
20	Расход воды на подпитку тепловых сетей, кг/с	$G_{ПОД} = 0,015 (G_{ОВ}^C + G_{ГВ}^C) + G_{ГВ}^C$	9,44	8,9
21	Паропроизводи-	$D^{0,7}_K = D_{TEX} + D_{CT} + D_{CH} + D_{ПОТ}$	14,69	8,6

	тельность ТГУ $\rho=0,7$ МПа, кг/с			
22	Сумма потерь пара, конденсата и сетевой воды (без учета потерь с выпаром и водой из сепаратора непрерывной продувки), кг/с	$G_{\text{ПОТ}} = G^{\text{ТЕХ}}_{\text{ПОТ}} + D_{\text{ПОТ}}$	3,25	2,92
23	Доля потерь теплоносителя	$\Pi_X = G_{\text{ПОТ}} / D^{0,7}_K$	0,24	0,34
24	Солесодержание воды, кг/с -химобработанной -котловой	Принимаем $S_X = S_{\text{И.В.}}$ $S_{\text{К.В.}}$ (по табл. 3)	360	
25	Процент продувки, %	$P_{\Pi} = (S_X \Pi_X \cdot 100) /$ $/(S_{\text{К.В.}} - S_X \Pi_X)$	3000	
26	Расход питательной воды на РОУ, кг/с	$G_{\text{РОУ}} = D^{0,7}_K \cdot (i''_{1,4} - i''_{0,7}) /$ $/(i''_{1,4} - i_{\text{ПВ}})$	0,16	0,11
№ пп	Показатели	Метод определения	Режим	
			зимний	летний
27	Паропроизводи- тельность ТГУ, $\rho=1,4$ Мпа, кг/с	$D^{1,4}_K = D^{0,7}_K - G_{\text{РОУ}}$	14,53	8,49
28	Расход продувочной	$G_{\text{ПР}} = (P_{\text{ПР}} \cdot D^{1,4}_K) / 100$	0,43	0,38

	воды, кг/с			
29	Расход пара $\rho = 0,15 \text{ МПа}$ из сепаратора непрерывной продувки, кг/с	$D^{0,15}_C = G_{\text{ГП}} \cdot (i'_{\text{KB}} - i'_{0,15}) / (i''_{0,15} - i'_{0,15})$	0,07	0,07
30	Расход воды из сепаратора непрерывной продувки	$G_{\text{СНП}} = G_{\text{ГП}} - D^{0,15}_C$	0,36	0,31
	из деаэрата питательной воды	$G'_D = D^{0,7}_K + G_{\text{ГП}}$	15,12	8,89
31	Расход выпара из деаэрата питательной воды, кг/с	$D_{\text{ВЫП}} = dG'_D$	0,03	0,02
32	Расход воды из деаэрата горячего водоснабжения, кг/с	$G^2_D = G_{\text{ПОДП}}$ (см. п. 20)	9,44	8,9
33	Расход выпара из деаэрата горячего водоснабжения, кг/с	$G^2_{\text{ВЫП}} = D^2_D$	0,02	0,02
34	Суммарные потери сетевой воды, пара и	$G_{\text{ПОТ}} = G^{\text{ПОТ}}_{\text{ТЕХ}} + D_{\text{ПОТ}} + G_{\text{ПОДП}} + D_{\text{ВЫП}} + G_{\text{СНП}} + D^2_{\text{ВЫП}}$	13,13	12,18

	конденсата (уточненные по п.22), кг/с			
35	Расход химобработанной воды первой ступени умягчения, кг/с	$G_{\text{ХВО}}^2 = G_{\text{ПОТ}}$	13,13	12,18
№ пп	Показатели	Метод определения	Режим	
			зимний	летний
36	Расход химобработанной воды второй ступени умягчения, кг/с	$G_{\text{ХВО}}^1 = G_{\text{ПОТ}} - (G_{\text{ПОДП}} + D_{\text{ВЫП}}^2)$	3,67	3,26
37	Расход исходной воды, кг/с	$G_{\text{ИСХ}} = 1,15 (G_{\text{ХВО}}^1 + G_{\text{ХВО}}^2)$	19,37	17,75
38	Расход пара на подогреватель исходной воды Т№2 кг/с (принято $t_{22} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$)	$D_2 = G_{\text{ИСХ}}(i_{22} - i_{21}) / (i''_{0,7} - i_K)$	0,52	0,24
39	Температура исходной воды после подогревателя Т№1, $^{\circ}\text{C}$	$t_{12} = (i_{22} + (G_{\text{СНП}} / G_{\text{ИСХ}})(i'_{0,15} - i_K)) / 4,19$	25,8	25,7
40	Температура	$t_{41} = 1/4,19 (i_{42} - (G_{\text{Д}}^1 /$	41,5	52,5

	воды на входе в Т№4 (на выходе из Т№3), °С	$/G_{\text{ХВО}}^1 (i'_{\text{Д}} - i_{\text{ПВ}}))$		
41	Расход пара на подогреватель №3, кг/с	$D_3 = (G_{\text{ХВО}}^1 (i_{32} - i_{12})) / (i''_{0,7} - i_{\text{К}})$ где $i_{32} = i_{41} = 4,19t_{41}$, $i_{12} = 4,19t_{12}$	0,11	0,15
42	Температура химобработан- ной воды после охладителя выпара деаэратора питательной воды, °С	$t_{52} = 1/4,19 (i_{42} + (D_{\text{ВЫП}} / G_{\text{ХВО}}^1 (i''_{\text{Д}} - i_{\text{К}})))$	84,6	83,4
43	Расход пара на деаэрацию питательной воды, кг/с	$D_{\text{Д}}^1 = (G_{\text{Д}} i'_{\text{Д}} + D_{\text{ВЫП}} i''_{\text{Д}}) / (i''_{0,7} - (G_{\text{ХВО}} i_{52} + D_{\text{С}}^{0,15} i''_{0,15} + G_{\text{ТЕХ}} i_{\text{ТЕХ}} + (G_2 + G_3) i_{\text{К}}) / i''_{0,7})$	0,75	0,43
№ пп	Показатели	Метод определения	Режим	
			зимний	летний
44	Температура подпиточной воды на входе в теплообменник Т№9, °С, допуская, что $G_{\text{ПОДП}} \approx G_{\text{Д}}^2$	при $t_{\text{ГВ}} = 65^\circ\text{С}$ $t_{\text{Д}} = 100^\circ\text{С}$ $t_{92} = 80^\circ\text{С}$ $t_{92} = 1/4,19 (i_{92} + (G_{\text{Д}}^2 / G_{\text{ПОДП}}) (i_{\text{Д}} - i_{\text{ГВ}}))$	45	45

45	Расход пара на подогрев подпиточной воды в Т№8, кг/с	$D_8 = (G_{\text{ПОДП}}(i_{82} - i_{81})) / (i''_{0,7} - i_K)$ где $t_{82} = t_{91}$	0,31	0,32
46	Температура подпиточной воды после охладителя выпара ДР2, °С	$t_{102} = 1/4,19 (i_{92} + (D_{\text{ВЫП}}^2 / G_{\text{П}}) (i''_{\text{Д}} - i_K))$	81,1	81,3
47	Расход пара на деаэрацию горячего водоснабжения, кг/с	$D_{\text{Д}}^2 = (G_{\text{Д}}^2 i'_{\text{Д}} + D_{\text{ВЫП}}^2 i''_{\text{Д}}) / (i''_{0,7} - (G_{\text{ХВО}}^2 i_{102}) / i''_{0,7})$	0,29	0,27
48	Расчетный расход пара на собственные нужды, кг/с	$D_{\text{СН}}^P = D_{\text{Д}}^1 + D_{\text{Д}}^2 + D_2 + D_3 + D_8$ (по п. 17)	1,98	1,41
49	Расчетная паропроизводительность ТГУ, кг/с	$D_{\text{КР}}^{0,7} = D_{\text{ТЕХ}} + D_{\text{СН}}^P + D_{\text{ПОТ}} + D_{\text{СТ}}$ (по п. 21 табл. 7.3)	2,18	1,22
			14,48	8,41
50	Ошибка расчета, %	$\Delta = 100 (D_{\text{КР}}^{0,7} - D_{\text{К}}^{0,7}) / D_{\text{КР}}^{0,7}$	14,69 1,45 < 2	8,6 0,22 < 2

§ 7.3. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Отопительные теплогенерирующие установки обеспечивают коммунально-бытовых потребителей тепловой энергией в виде горячей воды для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Тепловая мощность отопительной теплогенерирующей установки зависит от температуры наружного воздуха (см. рис. 7.3) и режимов потребления теплоты на горячее водоснабжение (см. рис. 7.7—7.9).

В рассмотренных ранее тепловых схемах производственно-отопительных теплогенерирующих установок с паровыми котельными агрегатами для отопительной нагрузки пар являлся промежуточным теплоносителем, что требовало установки сетевых пароводяных подогревателей, усложняло тепловую схему, водоподготовку и др. Водогрейные котельные агрегаты осуществляют непосредственный подогрев сетевой воды, благодаря чему капитальные затраты на водогрейные котельные агрегаты и вспомогательное оборудование ниже, чем при использовании паровых котельных агрегатов низкого давления, а тепловые схемы проще.

Однако при отсутствии в теплогенерирующей установке пара усложняются процессы подогрева мазута, требуется вакуумная деаэрация воды, имеющая энергетическое преимущество перед атмосферной, но более сложная в эксплуатации.

К работе водогрейных котельных агрегатов в тепловой схеме источника теплоты предъявляются следующие требования:

- гидродинамический режим котельного агрегата должен исключать возможность локального вскипания воды, не претерпевая значительных изменений во всем диапазоне тепловых нагрузок;

- температурный режим поверхностей нагрева не должен вызывать внешней низкотемпературной коррозии.

Выполнение указанных требований обеспечивается различными приемами организации потоков теплоносителя (рециркуляция и перемычка), а также регулированием отпуска тепловой энергии котельными агрегатами в тепловую сеть только путем изменения температуры воды на выходе из котельного агрегата.

Рассмотрим эти приемы регулирования на конкретном блоке водогрейного котельного агрегата (рис. 7.16). Вода из обратного трубопровода тепловой сети поступает с небольшим напором к сетевым насосам (НС). Во всасывающую линию сетевых насосов подается также вода, использованная в тепловой схеме для собственных нужд источника теплоты, и подпиточная вода из блока водоподготовки, компенсирующая утечки в тепловой сети.

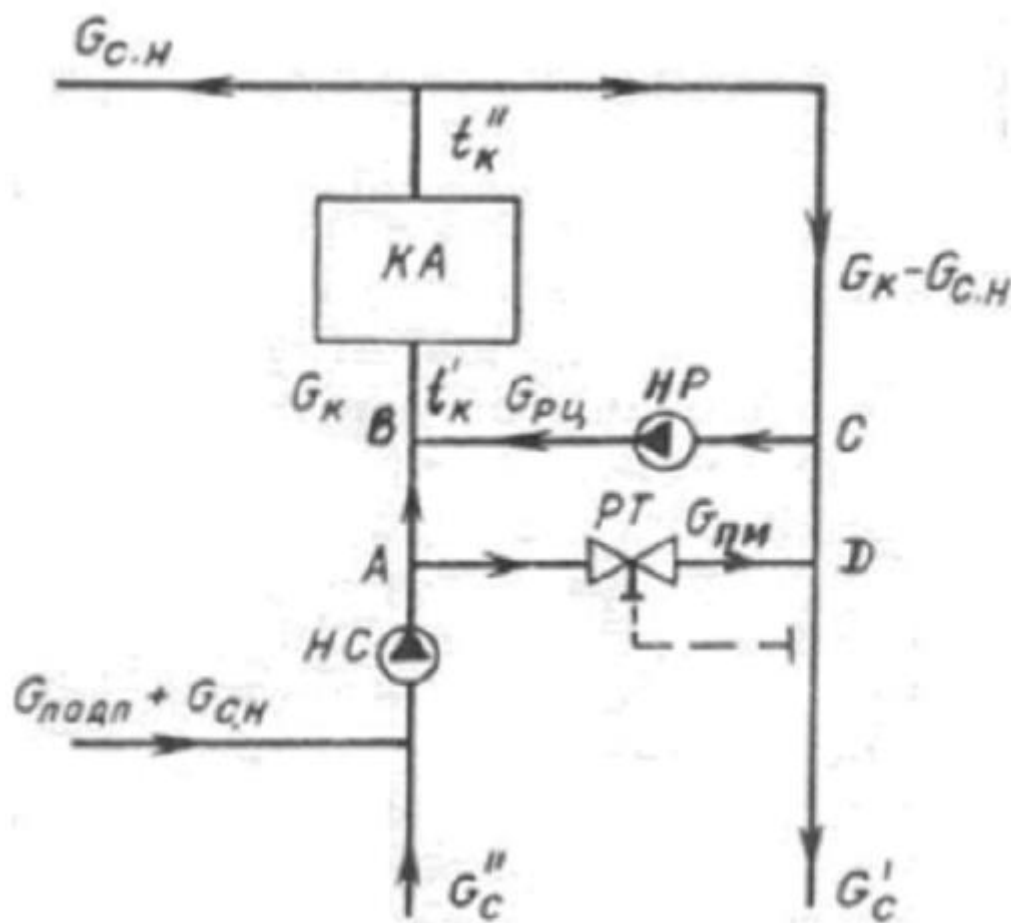


Рис. 7.16. Блок водогрейного котельного агрегата

Во избежание низкотемпературной коррозии перед вводом обратной сетевой воды в водогрейный котельный агрегат ее температура повышается путем подачи по линии рециркуляции СВ насосом НР расчетного количества уже подогретой в котельном агрегате воды. Минимальная температура воды t_K' на входе в стальные водогрейные котлы при работе на газе и малосернистом мазуте принимается не ниже

70°C, а при работе на сернистом и высокосернистом мазуте — соответственно не ниже 90 и 110°C.

После подогрева в котельном агрегате вода разделяется на три потока: на собственные нужды G_{CH} источника теплоты, на рециркуляцию G_{PC} и в тепловую сеть G_C . Рециркуляция воды требуется практически во всех режимах (за исключением максимально-зимнего режима при работе котельных агрегатов на газе и малосернистом мазуте по повышенному температурному графику $t_c' = 150$; $t_c'' = 70^\circ\text{C}$), так как обратная сетевая вода имеет температуру ниже нормируемых минимальных значений t'_K .

При всех режимах работы, кроме максимально-зимнего, для обеспечения требуемой (по температурному графику) температуры воды в подающей линии тепловой сети t_c' необходимое количество обратной сетевой воды $G_{ПМ}$ через регулятор температуры (РТ) по перемычке AD подается, минуя котельный агрегат, на смешивание с водой, выходящей из него G_K .

Температура воды и расходы по перемычке $G_{ПМ}$, линии рециркуляции G_{PC} , сетевой воды G_C , подпиточной воды $G_{ПОДП}$ и горячей воды на собственные нужды источника G_{CH} необходимо определить для следующих температур наружного воздуха:

- 1) минимально-зимней;
- 2) средней наиболее холодного месяца;
- 3) средней за отопительный период;
- 4) в точке излома температурного графика;
- 5) летней.

Для перечисленных режимов важно определить также расход воды через котельный агрегат и сопоставить его с паспортными данными завода-изготовителя. Особо подлежит проверке гидродинамический режим котельного агрегата в летний период при минимальном теплоснабжении.

Результаты расчета пяти режимов работы тепловой схемы позволяют определить рациональное количество, единичную производительность и другие характеристики

вспомогательного оборудования источника теплоты в соответствии с требованиями регулирования работы тепловых сетей для экономного расходования тепловой и электрической энергии.

Значительное влияние на тепловую схему и оборудование теплогенерирующей установки оказывают тип системы теплоснабжения (открытая или закрытая) и соотношение нагрузок на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение.

ЗАКРЫТЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Для тепловой схемы отопительной теплогенерирующей установки с закрытой системой теплоснабжения характерны малые расходы подпиточной воды, компенсирующие утечки в тепловых сетях и потери в тепловой схеме.

При расчете блока котельного агрегата (см. рис. 7.16) можно руководствоваться следующими положениями:

1) потери воды, кг/с, в закрытой системе теплоснабжения принимаются в размере 1,5—2% расхода сетевой воды;

$$G_{\text{подп}}^c = (0,015 \div 0,02) G_c;$$

2) потери воды, кг/с, в тепловой схеме источника теплоты принимаются в размере 25-30 % количества подпиточной воды $G_{\text{подп}}^c$, т.е.

$$G_{\text{подп}} = G_{\text{подп}}^c + G_{\text{под}} = (0,02 \div 0,025) G_c;$$

3) максимальные часовые расходы теплоты на собственные нужды принимаются в размере до 3% максимальной тепловой мощности теплогенерирующей установки.

Расход сетевой воды, кг/с, для нужд отопления и вентиляции в максимально-зимнем режиме составляет

$$Q_{\text{ОВ}}^c = Q_{\text{ОВ}}^p / (4,19 (t'_c - t''_c))$$

где $Q_{\text{ОВ}}^p$ — расчетная нагрузка отопления, вентиляции в максимально-зимнем режиме, кВт.

В других расчетных режимах расход сетевой воды для отопления и вентиляции рассчитывается для заданных температур $t_{\text{нв}}$ наружного воздуха по формуле

$$Q_{o.б} = Q_{o.б}^p \frac{t_{вн}^p - t_{вн}}{t_{вн}^p - t_o^p}.$$

где t_o^p — температура наружного воздуха при максимально-зимнем режиме (расчетная отопления), °C; $t_{вн}^p$ — температура воздуха в отапливаемом помещении (принимается +18°C).

Расход сетевой воды, кг/с, горячего водоснабжения (при параллельном включении теплообменников горячего водоснабжения с системой отопления и вентиляции составит

$$G_{z.б}^c = \frac{Q_{z.б}}{4,19(t_c' - t_c'')}.$$

Расход воды в подающей магистрали тепловой сети

$$G_c = \frac{Q_{o.б} + Q_{z.б}}{4,19(t_c' - t_c'')} = G_{o.б}^c + G_{z.б}^c.$$

Определенные затруднения при расчете тепловой схемы вызывает определение расходов по линии рециркуляции $G_{рц}$ и по перемычке $G_{пм}$. Точный расчет приходится проводить методом последовательных приближений с учетом:

- а) расхода горячей воды на собственные нужды;
- б) изменения температуры (энтальпии) обратной сетевой воды G_c после подачи в нее подпиточной воды и отработавшей в тепловой схеме воды, использованной на собственные нужды.

Если допустить, что перечисленные факторы не оказывают существенного влияния на точность расчета, то в первом приближении расход по линии рециркуляции $G_{рц}$ и по перемычке $G_{пм}$ можно определить, составив уравнения материального и теплового баланса соответственно для узлов В и Д (см. рис. 7.16).

Составим расчетную схему узла смешивания В на рециркуляционной линии (рис. 7.17, а).

Уравнение материального баланса потоков воды позволит определить расход G_x , кг/с:

$$G_x + G_{pc} - G_k = 0$$

или

$$G_x = G_k - G_{pc}$$

Используя уравнение теплового баланса, можно определить расход воды на рециркуляцию

$$G_k i'_k = G_x i''_c + G_{pc} i''_k$$

или

$$G_k i'_k = (G_k - G_{pc}) i''_c + G_{pc} i''_k$$

После выделения искомой величины G_{pc} получим

$$G_{pc} = \frac{G_k (i'_k - i''_c)}{(i''_k - i''_c)} = \frac{G_k (t'_k - t''_c)}{(t''_k - t''_c)}.$$

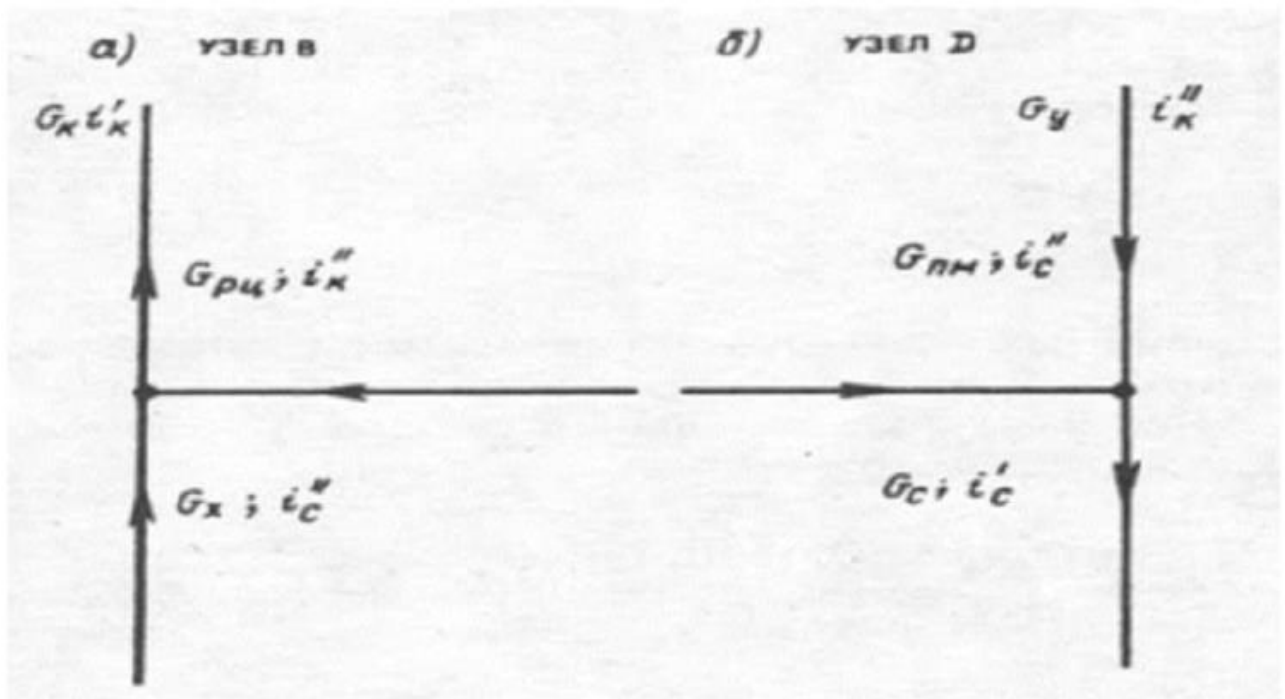


Рис. 7.17. К расчету расходов по линии рециркуляции и перемычки

Аналогично решим узел Д смешения на линии перемычки (рис. 7.17, б).

Уравнение материального баланса позволяет определить неизвестный расход G_y , кг/с:

$$G_y = G_c - G_{nm}.$$

а уравнение теплового баланса — найти расход воды по перемычке:

$$G_c i'_c = (G_c - G_{nm}) i''_k + G_{nm} i''_c$$

или

$$G_{pc} = \frac{G_c (i''_k - i'_c)}{(i''_k - i''_c)} = \frac{G_c (t''_k - t'_c)}{(t''_k - t''_c)}.$$

Расход воды через котельные агрегаты G_K по условиям их работы принимается постоянным при различных режимах и может быть определен для максимально-зимних условий, так как при этом режиме температуры воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети соответствуют номинальным параметрам теплоносителя в котельном агрегате $t''_k = t'_c = 150^\circ C$; $t'_k = t''_c = 70^\circ C$; поэтому расходы по линии рециркуляции $G_{PC} = 0$ и по перемычке $G_{PM} = 0$. Следовательно,

$$G_K^p = \frac{Q_{o.6}^p + Q_{z.6}^p}{4,19(t''_k - t'_k)}.$$

Для других режимов работы источника теплоты расход воды через котельный агрегат останется постоянным и с учетом расхода на собственные нужды (в объеме 1—3% максимальных расходов) составит

$$G_K = \frac{Q_{o.6} + Q_{z.6} + (0,01 \div 0,03)(Q_{o.6}^p + Q_{z.6}^p)}{4,19(t''_k - t'_k)} = \frac{Q_K}{4,19(t''_k - t'_k)}.$$

Завершающим этапом расчета блока котельного агрегата будет определение температуры воды на выходе из котельного агрегата при различных режимах его работы, полагая, что $G_K = \text{const}$ и $t'_k = \text{const}$:

$$Q_K = G_K 4,19(t''_k - t'_k) = Q_{o.6} + Q_{z.6} + Q_{c.n}$$

или

$$t_k'' = t_k' + \frac{Q_c}{4,19G_k}.$$

Блок водоподготовки отопительной теплогенерирующей установки с закрытой системой теплоснабжения (рис. 7.18) предназначен для подготовки необходимого количества умягченной и деаэрированной воды, компенсирующего все потери теплоносителя.

Процесс обработки воды будет включать следующие стадии: повышение давления в насосах исходной воды (НИ) ; подогрев исходной воды в Т №1 до температур, исключающих конденсацию водяных паров из воздуха на внешних поверхностях вспомогательного оборудования ($t_{12} = 20 \div 25^\circ\text{C}$); химводоочистка (обычно одна ступень умягчения) ; догрев химобработанной воды в подогревателе Т№2; вакуумная термическая деаэрация воды и подача подпиточной воды насосами (ПН) в тепловую сеть.

Источником теплоты для осуществления процессов обработки воды является горячая вода, забираемая на выходе из котельного агрегата, имеющая максимальную температуру в тепловой схеме.

При использовании водогрейных котельных агрегатов, работающих на сетевой воде, в большинстве случаев можно ограничиться одной ступенью умягчения воды в узле ХВО, для вакуумной термической деаэрации (при $t_d = 70^\circ\text{C}$) требуется создать разрежение в вакуумном деаэраторе (ВДР) около $P_{\text{РАЗР}} \approx 0,03 \text{ МПа}$. Разрежение может создаваться откачиванием выпара из ВДР вакуумными насосами или водоструйными эжекторами ЭР, работающими от насосов рабочей воды НР. Рабочая вода циркулирует в контуре эжектора, а откачиваемый выпар выводится в атмосферу из бака рабочей воды БРВ.

Температура умягченной воды, поступающей на деаэрацию после теплообменника Т №2, принимается $t_{22} = 60 \div 65^\circ\text{C}$.

В тепловых схемах источника теплоты с закрытой системой теплоснабжения теплоту, выносимую с выпаром $D_{\text{вып}}$, в расчетах обычно не учитывают с целью их упрощения и ввиду относительно малого расхода $D_{\text{вып}}$.

баланса деаэратора:

$$G_{z,\partial} = \frac{D_{bin} i_{\partial}'' + G_{x\partial} (i_{\partial}' - i_{22})}{i_{\kappa}'' - i_{\partial}'}$$

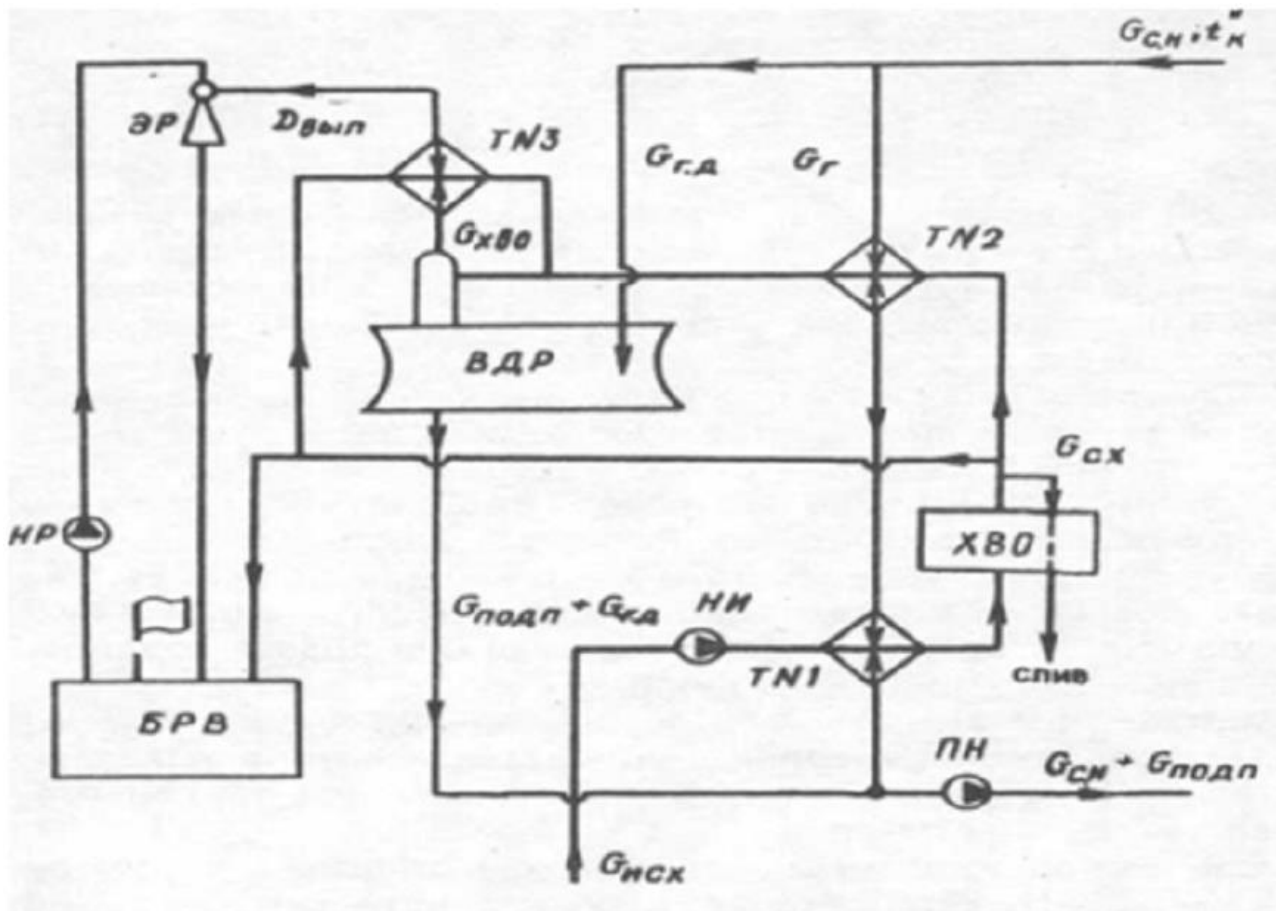


Рис. 7.18. Блок водоподготовки отопительной теплогенерирующей установки с водогрейными котельными агрегатами

закрытых схем)

$$G_{\epsilon,\delta} = \frac{G_{x\delta 0}(i_{\delta}' - i_{22}')}{i_K'' - i_{\delta}'} = \frac{G_{x\delta 0}(t_{\delta} - t_{22})}{t_K'' - t_{\delta}'}.$$

полученных в результате расчета. При расхождении более 2% расчет повторяется.

Расчет принципиальной тепловой схемы рассмотрим на примере отопительной теплогенерирующей установки с закрытой системой теплоснабжения (рис. 7.19).

Исходные данные для расчета (табл. 7.4): котельные агрегаты — водогрейные, стальные; вид топлива — газ.

Тепловые нагрузки теплогенерирующей установки (с учетом тепловых потерь во внешних сетях) в максимально-зимнем режиме: на отопление и вентиляцию — 45 МВт; на горячее водоснабжение — 15 МВт. Тепловые сети работают по отопительному повышенному температурному графику $t'_c = 150^\circ\text{C}$, $t''_c = 70^\circ\text{C}$. Для горячего водоснабжения принимается параллельная схема подогрева воды у абонентов.

Расчетные температуры наружного воздуха для пяти характерных режимов работы: максимально-зимняя $t_o^p = -26^\circ\text{C}$; средняя наиболее холодного месяца $t_x^{cp} = -9,3^\circ\text{C}$; средняя отопительного сезона $t_o^{cp} = -3,7^\circ\text{C}$; в точке излома температурного графика тизл определяется после построения температурного графика (рис. 7.20); летняя $t_{л} = +8^\circ\text{C}$.

Температура исходной воды $t_{исх}^3 = 5^\circ\text{C}$; $t_{исх}^4 = 15^\circ\text{C}$. Деаэрация — термическая вакуумная.

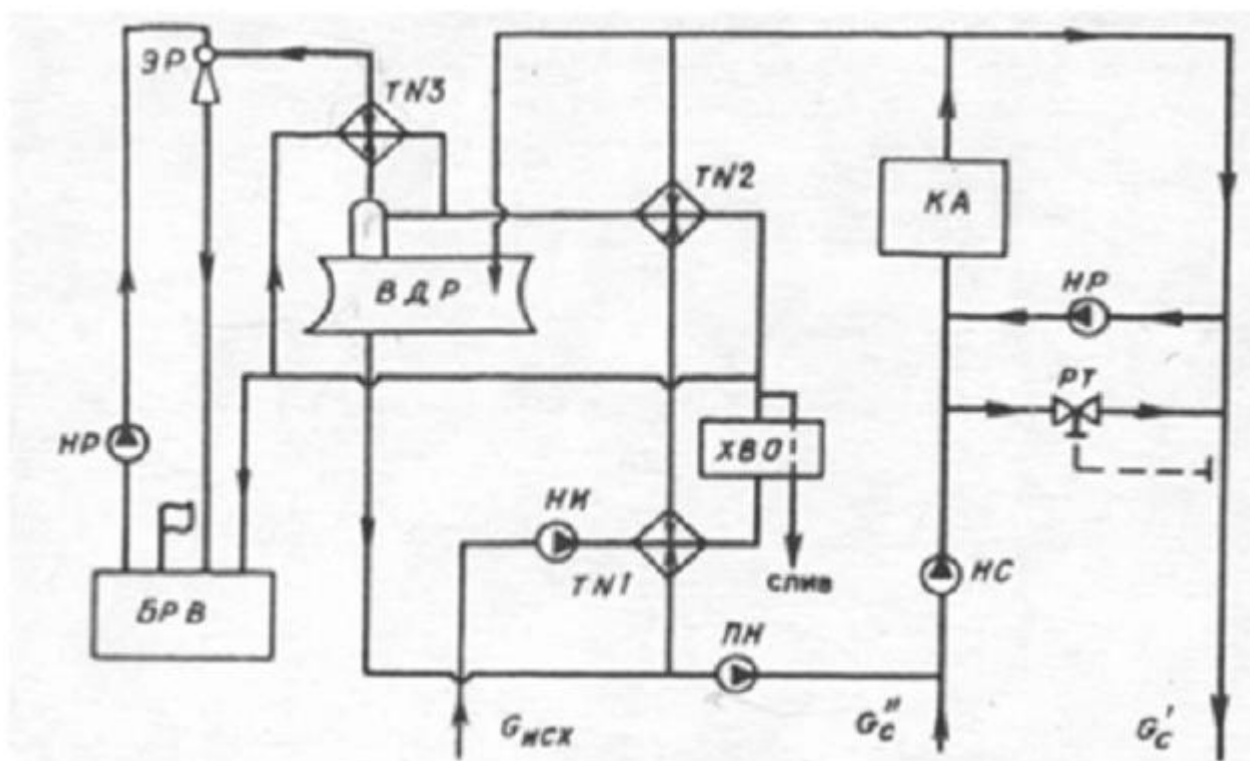


Рис. 7.19. Принципиальная тепловая схема отопительной теплогенерирующей установки с закрытой двухтрубной системой теплоснабжения

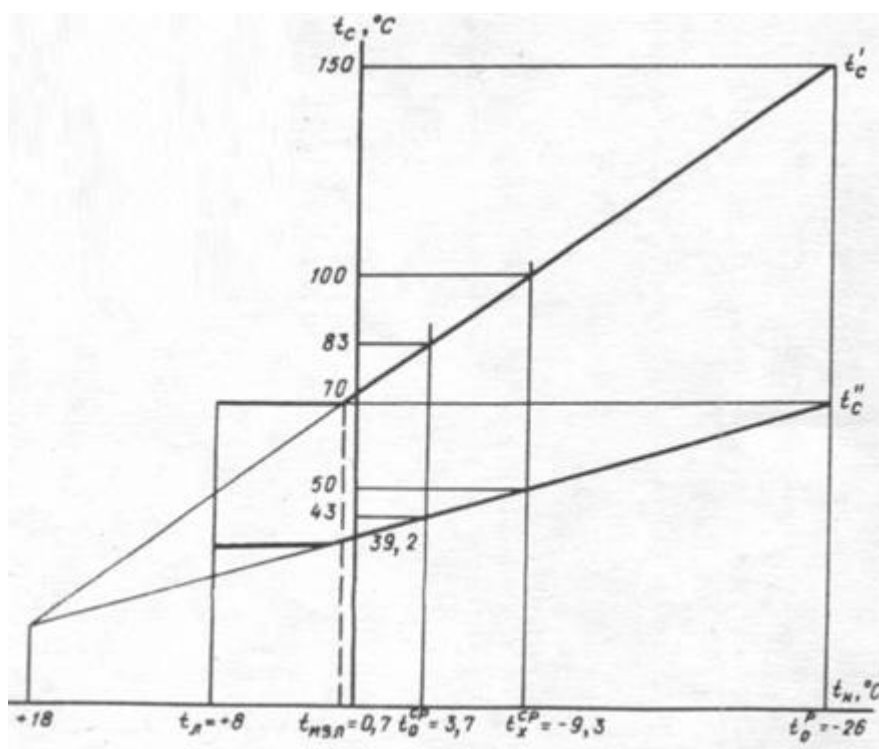


Рис. 7.20. Температурный график к расчету принципиальной тепловой схемы отопительной теплогенерирующей установки

Таблица 7.4.

Исходные данные и результаты расчета принципиальной тепловой схемы отопительной теплогенерирующей установки с закрытой системой теплоснабжения.

№ пп	Параметры	Метод определения	Расчетные режимы				
			макс. зим- ний	ср. наиболее холод- ного месяца	ср. отопи- тельного периода	точ. излома темп. графика	лет- ний
1	Темпера- тура наружно- го воздуха $t_{\text{нв}}, ^\circ\text{C}$	Климатологичес- кие табл., температурный график (рис.7.20)	-26	-9.3	-3.7	+0.7	+8
2	Расход теплоты, МВт: -на отопление, вентиля- цию	$Q_{\text{ов}}^{\text{п}} = (t_{\text{вн}}^{\text{п}} - t_{\text{нв}}) / (t_{\text{вн}}^{\text{п}} - t_{\text{о}}^{\text{п}})$	45	17,9	22,2	17,7	-

	-на горячее водоснабжение	$Q_{ГВ}^Л = 0,82Q_{ГВ}^3$	15	15	15	15	12.3
3	Общая тепловая мощность теплогенерирующей установки (без учета потерь и расхода на собственные нужды), МВт	$Q_T = Q_{ОВ} + Q_{ГВ}$	60	42,9	37,1	32,7	12,3
4	Температура прямой сетевой воды на выходе из теплогенерирующей установки, °С	По температурному графику, t'_C (см. рис. 7.20)	150	100	83	70	70
5	Температура обратной сетевой воды на входе в теплогенерирующую установку, °С	По температурному графику, t''_C (см. рис. 7.20)	70	50	43	39,2	39,2

6	Расход сетевой воды, кг/с: -на отопление и вентиляцию	$G_{ОВ} = Q_{ОВ} / (4,19(t'_{с} - t''_{с}))$	134,2	133,2	132,5	137,2	-
	-на горячее водоснабжение	$G_{ГВ} = Q_{ГВ} / (4,19(t'_{с} - t''_{с}))$	44,7	71,6	89,5	116,2	95,3
	-общий		178,9	204,8	222,0	253,4	95,3
7	Расход воды на подпитку и потери в тепловой схеме, кг/с	$G_{подп} = G_{подп}^c + G_{пот} = (0,02 \div 0,025)G_c$	3,64	4,19	4,54	5,22	1,98
8	Расход теплоты на собственные нужды теплогенерирующей установки, МВт	$Q_{сн}$ (предварительно принимается до 3 % от Q_T)	1,0	1,0	1,0	1,0	0,5
9	Общая тепловая мощность теплогенерирующей установки с учетом затрат теплоты на собственные нужды, МВт	$Q_{\kappa} = Q_{ов} + Q_{гв} + Q_{сн}$	61	43,9	38,1	33,7	12,8

10*	Расход воды, кг/с, через котельные агрегаты теплоэнергующей установки	$G_k = Q_k / (4,19(t_k'' - t_k'))$ (определяется по расчетному режиму, во всех режимах $G_k = const$)	182,0	182,0	182,0	182,0	182,0
11	Температура воды на выходе из котельного агрегата при $t_k' = 70$ °C=const	$t_k'' = t_k' + Q_k / 4,19G_k$	150	127,6	120,0	114,2	86,8
12	Расход воды (через котельный агрегат) на собственные нужды, кг/с, при $t_k' = 70^\circ C$	$G_{ch} = Q_{ch} / 4,19(t_k'' - t_k')$	3,0	4,1	4,8	5,4	7,1
13	Расход воды на линии рециркуляции, кг/с, при $t_k' = 70^\circ C$	$G_{pu} = G_k(t_k' - t_c'') / (t_k'' - t_c'')$	0	46,9	63,9	74,7	117,8

15	Расход греющей воды на теплообменник химочищенной воды Т№2. кг/с	$G_{\Gamma} = G_{\Gamma 2} = G_{x\theta o} (t_{x\theta o}'' - t_{x\theta o}') / (t_{21} - t_{22}),$ принимаем $t_{x\theta o}'' = 65^{\circ}\text{C}; t_{x\theta o}' = t_{ucx}'' = 25^{\circ}\text{C};$ $t_{21} = t_{\kappa}''; t_{22} = 70^{\circ}\text{C}..$	1,82	2,91	3,63	4,72	4,71
16	Температура греющей воды после теплообменника исходной воды Т№1, °C	Принимаем $G_{\Gamma 1} = G_{\Gamma 2}$ $t_{11} = t_{22} = 70^{\circ}\text{C};$ $t_{ucx}' = +5^{\circ}\text{C} \text{ -зима};$ $t_{ucx}' = +15^{\circ}\text{C} \text{ - лето};$ $t_{ucx}'' = +25^{\circ}\text{C};$ $t_{12} = t_{11} - G_{ucx} (t_{ucx}'' - t_{ucx}') / G_{\Gamma 1}$	22,0	35,4	40,0	43,4	65,0
17	Расход выпара из деаэратора, кг/с	$D_{вып} = dG_{\delta}; G_{\delta} = G_{x\theta o}$	0,01	0,01	0,01	0,01	0,004
19	Расчетный расход воды, кг/с: -на собственные нужды	$G_{сн}^p = G_{\delta} + G_{\varepsilon}$ (см. рис. 7.18)	2,05	3,27	4,08	5,31	5,31

	-через котель- ный агрегат	Определяется в расчетном режиме $G_k^p = G_{ch}^p + (Q_{ог} + Q_{2ог}) / 4,19(t_k^n - t_k^i)$	181,1	182,3	183,1	184,31	184,3
20	Относи- тельная погреш- ность расчета, %	$\Delta = \frac{G_k^p - G_k}{G_k^p} \leq 2$ (G_k принимается по п.10)	0,5	0,2	0,6	1,25	1,25

*Расчет тепловой схемы выполнен (в учебных целях) для условий работы при расчетных режимах всех установленных котельных агрегатов теплогенерирующей установки. При уменьшении числа работающих котельных агрегатов соответственно уменьшается и G_k .

ОТКРЫТЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Основные особенности тепловой схемы отопительной теплогенерирующей установки с открытой системой теплоснабжения обусловлены большими расходами сетевой воды, поступающей к водоразборным кранам потребителей горячего водоснабжения, так как компенсация этого разбора осуществляется в блоке водоподготовки источника теплоты. Влияние этих особенностей на тепловую схему теплогенерирующей установки с водогрейными котельными агрегатами сказывается не столь существенно по сравнению с источниками теплоты с паровыми котельными агрегатами, где требуется организация отдельной водоподготовки двух потоков теплоносителя: для питания паровых котельных агрегатов и подпитки тепловых сетей, включая горячее водоснабжение.

Неравномерность потребления горячей воды (см. рис. 7.7,6) и повышенные затраты теплоты на собственные нужды делают особенно важной задачу выравнивания суточного графика нагрузок горячего водоснабжения. Наиболее простое решение — включение в состав тепловой схемы баков-аккумуляторов для

подпиточной воды. Установка баков-аккумуляторов позволяет не только выровнять график нагрузок на оборудование источника теплоты, но и уменьшить расчетную производительность вспомогательного оборудования (до среднечасовых значений за сутки). Суммарный объем баков-аккумуляторов принимается в 6—8 раз больше среднечасового за сутки расхода воды на горячее водоснабжение.

Повышенные требования к качеству сетевой воды в открытых системах теплоснабжения при больших расходах подпиточной воды, использование вакуумной деаэрации и баков-

аккумуляторов делают перечисленную группу оборудования вторым по значению элементом тепловой схемы после водогрейного котельного агрегата.

Состав и режимы работы оборудования источника теплоты наиболее удобно изучать на конкретном примере. Рассмотрим принципиальную тепловую схему отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения (рис. 7.21).

Тепловые и гидродинамические режимы водогрейных котельных агрегатов, узлов рециркуляции и переключки, создание разрежения в вакуумном деаэраторе и др. были рассмотрены ранее. Более подробно остановимся на влиянии водоразбора из тепловой сети на режимы работы оборудования тепловой схемы, рассмотрим зимний и летний режимы работы тепловой схемы.

Для функционирования открытой двухтрубной системы теплоснабжения в максимально-зимнем режиме в тепловую сеть может подаваться только сетевая вода на отопление и вентиляцию $G_{o,g}^c$. Нагрузка горячего водоснабжения удовлетворяется обратной сетевой водой, поступающей с температурой $t_{c,c}^* = 70^\circ\text{C}$ непосредственно к водоразборным кранам ГВ. Часть воды от местных систем ГВ по циркуляционной линии $G_{ц}$ возвращается в обратный трубопровод. Циркуляция горячей воды предотвращает ее охлаждение в подводящих трубопроводах при суточных минимумах потребления. В местных системах циркуляционная вода проходит через полотенцесушители и охлаждается до принимаемой температуры $45 \div 40^\circ\text{C}$. Расход циркуляционной воды, кг/с, принимается равным

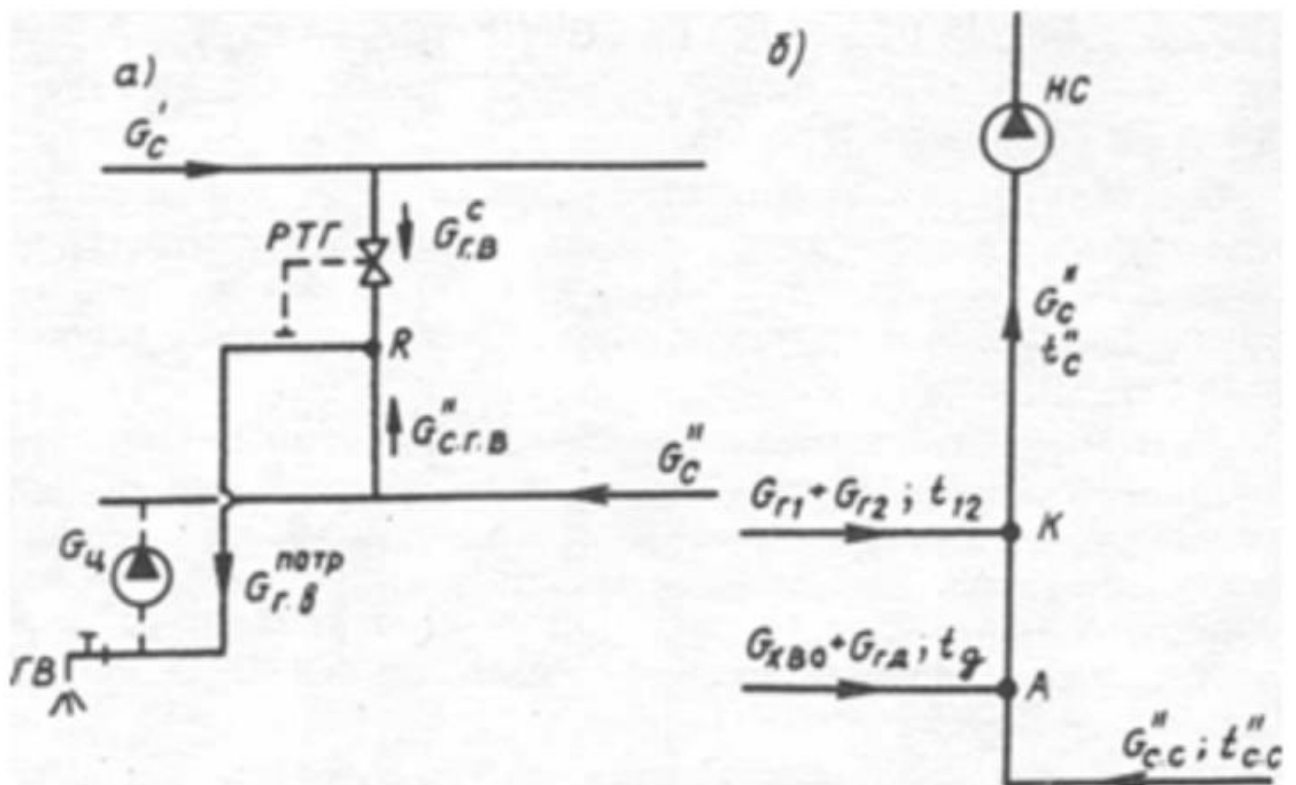


Рис. 7.22. К расчету узлов смешения потребителя горячей воды (а) и тепловой схемы (б)

Таким образом, в максимально-зимнем режиме к потребителю поступает обратная сетевая вода в количестве $G_{c.б}^{номр}$. При других режимах работы в течение отопительного периода температура обратной сетевой воды снижается ниже нормируемых для горячего водоснабжения температур, поэтому в принятой схеме узла приготовления горячей воды в местных системах ГВ к обратной сетевой воде через регулятор температуры (РТГ) подмешивается необходимое количество прямой сетевой воды.

Для определения расхода сетевой воды из подающего трубопровода на цели горячего водоснабжения рассмотрим узел смешения R у потребителя горячей воды (рис. 7.22, а). В уравнении теплового баланса узла смешения расход горячей воды у потребителя выражен как сумма расходов, кг/с, сетевой воды из подающего $G_{c.б}^c$ и обратного трубопроводов:

$$G_{c.б}^{номр} = G_{c.б}^c + C_{c.б}''.$$

Уравнение теплового баланса узла R смешения

$$G_{c.б}^{номр} i_{c.б}' = G_{c.б}^c i_c' + C_{c.б}'' i_{c.б}''.$$

позволяет определить расход сетевой воды для целей горячего водоснабжения, добавляемый к расходу сетевой воды на отопление и вентиляцию:

$$G_{\text{с.в}}^c = \frac{G_{\text{с.в}}^{\text{номп}} (i'_{\text{с.в}} - i''_{\text{с.с}})}{i'_c - i''_{\text{с.с}}} = \frac{G_{\text{с.в}}^{\text{номп}} (t'_{\text{с.в}} - t''_{\text{с.с}})}{t'_c - t''_{\text{с.с}}}.$$

Полный расход сетевой воды, кг/с, на нужды горячего водоснабжения определяется с учетом (кроме максимально-зимнего) циркуляционного расхода

$$G'_{\text{с.в}} = G_{\text{с.в}}^c + G_{\text{ц}} = G_{\text{с.в}}^c + (0,05 \div 0,1) G_{\text{с.в}}^{\text{номп}}.$$

Полный расход воды на подпитку тепловой сети и горячее водоснабжение можно определить, предварительно сложив все потери теплоносителя (без учета выпара) :

$$G_{\text{хво}} = G_{\text{подп}} + G_{\text{с.в}}^{\text{номп}},$$

где расход $G_{\text{подп}}$ определяется с учетом утечек теплоносителя в тепловых сетях и в тепловой схеме.

Компенсация водоразбора и утечек в тепловой сети будет осуществляться в блоке водоподготовки, где исходная вода проходит весь цикл химической обработки и вакуумной деаэрации. Подогрев исходной воды в теплообменниках Т №1 и Т №2 и ее деаэрация потребуют соответствующего расхода горячей воды, забираемой от котлов в количестве

$$G_{\text{с.н}} = G_{\Gamma 1} + G_{\Gamma 2} + G_{\Gamma \text{Д}}.$$

Однако в процессе расчета для определения указанных расходов необходимо знать температуры греющей воды (например t''_{κ}), определить которые можно, только предварительно задавшись расходом теплоты $Q_{\text{сн}}$ на собственные нужды.

Удовлетворительную сходимость принятых и расчетных величин удастся получить, принимая расход теплоты, МВт, на собственные нужды в размере

$$Q_{\text{с.н}} = (1,03 \div 1,05) G_{\text{хво}} (i'_{\text{с.в}} - i_{\text{исх}}),$$

где $i'_{\text{с.в}}$ — энтальпия воды, поступающей на горячее водоснабжение; $i'_{\text{с.в}} = 4,19 t'_{\text{с.в}}$ кДж/кг; $i_{\text{исх}}$ — энтальпия исходной воды, кДж/кг.

Расход теплоты для горячего водоснабжения включен в Q_{CH} , так как подпиточная вода после вакуумного деаэратора в баках-аккумуляторах имеет температуру $t_d = 70^\circ\text{C}$ и, следовательно, ее нагрев для целей горячего водоснабжения уже осуществлен в схеме водоподготовки.

Общая тепловая мощность теплогенерирующей установки, МВт, может быть принята:

$$Q_K = Q_{O.B} + Q_{C.H}$$

Наличие в баках-аккумуляторах подпиточной воды в количествах и с температурой, соответствующих целям горячего водоснабжения, позволяет в летнее время при отсутствии отопительно-вентиляционной нагрузки подавать эту воду непосредственно в тепловую сеть. По обратному трубопроводу в источник теплоты будет возвращаться только циркуляционная вода от местных систем горячего водоснабжения (ГВ), которая направляется через узел М в баки-аккумуляторы.

Таким образом, в летний период можно отключить водогрейный котельный агрегат от тепловой сети на участке МА обратного трубопровода и на участке В подающего трубопровода. Расход воды на горячее водоснабжение $G_{2.6}^c$ будет подаваться в подающий трубопровод непосредственно из баков-аккумуляторов по линии В подпиточными насосами НЛ, которые в этом случае называют "летними".

Котельные агрегаты в летнее время оказываются включенными только на нагрузку Q_{CH} (в которую входит нагрузка горячего водоснабжения). Расход воды через котельные агрегаты складывается из потоков использованной для целей водоподготовки греющей воды от Т №1 и Т №2, поступающей в узел К, и от деаэратора ВДР, поступающей в узел А на всасывающую линию насосов НС.

При работе в отопительный период необходимо учитывать, что вследствие больших расходов воды через узел водоподготовки подаваемая в обратный трубопровод подпиточная и использованная греющая вода (узлы А и К) смешивается с обратной сетевой водой и существенно изменяет температуру потока. Для определения конечной температуры рассмотрим уравнение теплового баланса узла смешения АК (рис. 2.22,б") (пренебрегая расходом выпара из деаэратора) :

$$G_c'' i_c'' = (G_{z1} - G_{z2}) i_{12} + (G_{xво} + G_{z.д}) i_d' + G_{c.c}'' 4,19 t_{c.c}''$$

Входящий в уравнение расход $G_{c.c}''$ поступающий в тепло-генерирующую установку из тепловой сети, принимается равным: для отопительного периода $G_{c.c}'' = G_c' - G_{z.в} - G_{nom}$; для летнего периода $G_{c.c}'' = 0$, так как циркуляционный расход $G_{ц}^л$ поступает сразу в баки-аккумуляторы (см. рис. 7.21).

Расход G_c'' , проходящий через сетевые насосы (НС) (без учета выпара), определяется по уравнениям:

для отопительного периода

$$G_c'' = G_c' + G_{сн} = G_c' + G_{z1} + G_{z2} + G_{z.д};$$

для летнего периода

$$G_c'' = G_{c.н}.$$

Можно получить расчетную формулу для определения конечной температуры, °С, после смешения потоков

$$t_c'' = \frac{(G_{z1} + G_{z2}) i_{12} + (G_{xво} + G_{z.д}) i_d' + G_{c.c}'' 4,19 t_{c.c}''}{4,19 G_c''}.$$

Затем определяются потоки теплоносителя по линии рециркуляции и через перемычку.

На завершающем этапе правильность расчета режимов работы тепловой схемы контролируется проверкой соответствия принятых и полученных в результате расчета величин.

Расчет принципиальной тепловой схемы рассмотрим на примере отопительной теплогенерирующей установки с открытой двухтрубной системой теплоснабжения (см. рис. 7.21). Исходные данные для расчета (табл. 7.5): котельные агрегаты – водогрейные, стальные; вид топлива – газ; тепловые нагрузки теплогенерирующей установки (с учетом тепловых потерь во внешних сетях) в максимально-зимнем режиме: на отопление и вентиляцию 45 МВт ; на горячее водоснабжение -15 МВт.

Тепловые сети – двухтрубные, работающие по отопительному повышенному температурному графику $t'_c = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t''_c = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$

Система горячего водоснабжения – открытая.

Расчетные температуры наружного воздуха для пяти характерных режимов работы: максимально- зимняя $t^0_o = -26\text{ }^{\circ}\text{C}$; средняя наиболее холодного месяца $t^{cp}_x = -9,3\text{ }^{\circ}\text{C}$;средняя отопительного сезона $t^{cp}_o = -3,7\text{ }^{\circ}\text{C}$; точка излома температурного графика $t_{изл}$ определяется после построения температурного графика (см. рис. 7.20) ; летняя $t_l = +8\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Температура исходной воды $t^3_{исх} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t^l_{исх} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Деаэрация – термическая вакуумная.

Таблица 7.5.

Исходные данные и результаты расчета принципиальной тепловой схемы отопительной теплогенерирующей установки с открытой системой теплоснабжения.

№ пп	Параметры	Метод определения	Расчетные режимы				
			макс. Зим- ний	ср. наиболее холодно- го месяца	ср. отопи- тельного периода	точ. излома темп. графика	лет- ний
1	Температу- ра наружного воздуха $t_{нв}$, $^{\circ}\text{C}$	Климатологичес- кие табл. (12), температурный график (рис.7.20)	-26	-9.3	-3.7	+0.7	+8
2	Расход теплоты, МВт : -на отопление,	$Q^p_{ов} = (t^p_{вн} -$ $-t_{нв})/(t^p_{вн} - t^p_o)$	45	27,9	22,2	7,7	-

	ВЕНТИЛЯЦИЮ						
	-на горячее водоснабжение	$Q_{ГВ}^Л = 0,82Q_{ГВ}^З$	15	15	15	15	12.3
3	Общая тепловая мощность теплогенерирующей установки (без учета потерь и расхода на собственные нужды), МВт	$Q_m = Q_{ов} + Q_{зг}$	60	42,9	37,1	32,7	12,3
4	Температура прямой сетевой воды на выходе из теплогенерирующей установки, °С	По температурному графику, t'_c (см. рис. 7.20)	150	100	83	70	70

5	Температура обратной сетевой воды на входе в теплогенерирующую установку, °С	По температурному графику, t''_{cc} (см. рис. 7.20) Летом температура циркуляционной воды $G_{ц}$ принимается $t''_{cc} = 45 \div 40$ °С	70	50	43	39,2	40,0
6	Расход сетевой воды, кг/с, на отопление и вентиляцию	$G_{ов} = Q_{ов} / 4,19(t'_c - t''_c)$	134,2	133,2	132,5	137,2	-
7	Расход горячей воды у потребителя, кг/с	$G_{зг}^{номп} = G_{зг} / 4,19(t'_{зг} - t_{исх})$	55,1				
8	Расход сетевой воды на горячее водоснабжение, кг/с	$G_{зг}^c = G_{зг}^{номп} (t'_{зг} - t''_{cc})$	0	22,0	37,2	55,1	55,1
9	Расход циркуляци-	$G_{ц} = (0,05 \div 0,1) G_{зг}^{номп}$	0,5				

	онной воды, кг/с						
10	Полный расход сетевой воды, кг/с	$G'_c = G_{ов} + G_{зв}^c + G_{ц}$	134,7	155,7	170,2	192,8	55,6
11	Расход воды на подпитку тепловых сетей и потери в тепловой схеме, кг/с	$G_{подп} = G_{подп}^c + G_{потерь} =$ $= (0,015 \div 0,025) G'_c$	2,7	3,1	3,4	3,9	1,1
12	Расход воды на подпитку и горячее водоснабже ние, кг/с	$G_{хво} = G_{подп} + G_{зв}^{номр}$	52,8	52,8	58,5	59,0	56,2
13	Расход теплоты на собственны е нужды, МДж	$Q_{сн} = (1,05 \div 1,02) G_{хво} (i'_{зв} - i_{исх})$	16,3	16,4	16,5	16,6	13,2
14	Общая тепловая мощность ТГУ, МВт	$Q_{\kappa} = Q_{ов} + Q_{сн}$	61,3	44,3	38,7	34,3	13,2

15	Расход воды, кг/с, через котельные агрегаты*, установ- ленные в теплогенери- рующей установке, кг/с	$G_k = Q_k / (4,19(t_k'' - t_k'))$	183,0	183,0	183,0	183,0	61,0*
16	Температу- ра воды на выходе из котельного агрегата при $t_k' = 70^\circ\text{C} =$ $= \text{const}$	$t_k'' = t_k' + Q_k / 4,19G_k$	150	127,8	120,5	114,7	121,6
17	Расход воды (через котельный агрегат) на собствен- ные нужды, кг/с, при $t_k' = 70^\circ\text{C}$	$G_{ch} = Q_{ch} / 4,19(t_k'' - t_k')$	48,6	67,7	78,0	88,6	61,0
18	Расход исходной	$G_{исх} = (1,15 \div 1,2)G_{xво}$	69,4	69,8	70,2	70,8	67,4

	воды, кг/с						
19	Расход греющей воды на теплообменник, кг/с: -исходной воды Т№1	$G_{\varepsilon 1} = G_{\text{исх}} (t_{\text{хво}}'' - t_{\text{исх}}) / (t_{11} - t_{12})$ принимаем $t_{\text{исх}} = 25^{\circ}\text{C};$ $t_{11} = t_{\kappa}''; t_{12} = 70^{\circ}\text{C}.$	28,9	40,3	46,3	52,8	43,5
	-химочищенной воды Т№2;	$G_{\varepsilon 2} = G_{\text{хво}} (t_{\text{хво}}'' - t_{\text{исх}}) / (t_{21} - t_{22})$ принимаем $t_{\text{хво}}'' = 65^{\circ}\text{C};$ $t_{21} = t_{\kappa}''; t_{22} = 70^{\circ}\text{C}.$	17,35	24,2	27,8	31,6	13,1
20	Расход выпара из деаэратора, кг/с	$D_{\text{вып}} = dG_{\partial} = dG_{\text{хво}},$	0,12	0,12	0,12	0,12	0,11
21	Температура воды после охладителя выпара Т№3, °С	$t_{\partial}' = 1 / 4,19 ((i_{\text{хво}}'' + (D_{\text{вып}} / G_{\text{хво}})(i_{\partial}'' - i_{\kappa}')),$ $i_{\kappa}' = 4,19 \cdot 70 = 293,3;$ $i_{\partial}'' = i_{0,3}'' = 2626$ кДж/кг	66,2	66,2	66,1	66,1	66,1

22	Расход греющей воды на деаэрацию, кг/с	$G_{\text{зод}} = (D_{\text{вып}} t_{\text{д}}'' + G_{\text{хво}} (i_{\text{д}}' - i_{22}) / (i_{\text{к}}'' - i_{\text{д}}')),$ $i_{\text{д}} = 4,19 \cdot 70 = 293,3$ кДж/кг	3,69	5,15	6,01	6,83	5,6
23	Расчетный расход воды, кг/с : -на собственные нужды;	$G_{\text{сн}} = G_{\text{Г1}} + G_{\text{Г2}} + G_{\text{ГД}}$	49,9	69,6	80,1	91,2	62,2
	-из тепловой сети, поступающей в ТГУ;	$G_{\text{сч}}'' = G_{\text{с}}' - G_{\text{зв}}^{\text{номп}} - G_{\text{подп}}$	76,4	97,5	111,7	133,8	0
	-через сетевые насосы	Зима - $G_{\text{сч}}'' = G_{\text{с}}' + G_{\text{сн}}$ Лето - $G_{\text{с}}'' = G_{\text{сн}}$	184,1	225,3	250,3	284,0	62,3
24	Температура воды на входе в сетевые насосы, °С	$t_{\text{с}}'' = ((G_{\text{Г1}} + G_{\text{Г2}}) i_{12} + (G_{\text{хво}} + G_{\text{зод}}) i_{\text{д}} + G_{\text{сч}}'' 4,19 t_{\text{сч}}'') / 4,19 G_{\text{сч}}''$	70	71,3	58,0	55,5	70
25	Расход воды, кг/с, на линии рециркуляции при	$G_{\text{рц}} = G_{\text{к}} (t_{\text{к}}' - t_{\text{с}}') / (t_{\text{к}}'' - t_{\text{с}}'')$	0	23,9	35,1	44,8	0

	$t'_K=70^{\circ}\text{C}=\text{const}$						
26	Расход воды по перемычке, кг/с	$G_{\text{лм}} = G'_c (t''_K - t'_c) / (t'_K - t'_c)$	0	65,1	102,1	145,6	0
27	Расчетная тепловая мощность теплогенерирующей установки на собственные нужды, МВт	$Q_{\text{сн}}^p = G_{\text{сн}}^p (t''_K - t'_K)$	16,7	16,9	16,9	17,1	13,4
28	Общая расчетная тепловая мощность ТГУ, МВт	$Q_K^p = Q_{o.6} + Q_{\text{сн}}^p$	61,7	44,8	39,1	34,8	13,4
29	Принятая в расчете общая тепловая мощность, МВт	Q_K	61,3	44,3	38,7	34,3	13,2
30	Погрешность	$\Delta = (Q_K^p - Q_K) / Q_K^p < 2$	0,7	1,1	1,0	1,4	1,5

	расчета, %						
--	------------	--	--	--	--	--	--

*В отопительный период определяется для максимально-зимнего режима при $t''_K = 150^\circ\text{C}$, $t'_K = 70^\circ\text{C}$ и в остальных режимах остается $G_K = \text{const}$.

В летний период можно учесть уменьшение числа работающих котельных агрегатов. Для этого оценивается доля нагрузки горячего водоснабжения $Q_{ГВ}/(Q_{ОВ} + Q_{ГВ}) = 15/60 = 0,25$, принимается общее количество котлоагрегатов в ТГУ, например 3, определяется расчетный расход в летнее время для одного котельного агрегата $G^L_K = G_K/3 = 183/3 = 61,0$.

ГЛАВА 8. ВОДОПОДГОТОВИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ ТГУ.

В отопительных и производственных котельных поступающая из водопровода, артезианских скважин или водоемов вода после очистки от взвешенных и растворенных примесей расходуется на восполнение потерь пара, конденсата, сетевой воды, а также на собственные нужды котельной, включая техническое водоснабжение.

При производстве пара потери воды происходят непосредственно в котельной за счет расхода пара на собственные нужды: продувку котлоагрегатов, очистку и обдувку его поверхностей, нагрев, деаэрацию воды, подогрев и распыление мазута, привод насосов, утечки через неплотности. Потери конденсата происходят из-за принятия технологического решения, не обеспечивающего возможность его возврата, а также за счет загрязнения его вследствие несовершенства теплообменных аппаратов.

В водогрейных котельных потери воды происходят при деаэрации, обмывке поверхностей нагрева котла, разогрев мазута, утечках через неплотности, а также в системах теплоснабжения. Если используется открытая система теплоснабжения, то к потерям добавляется расход воды на горячее водоснабжение.

Комплекс специальных устройств, обеспечивающих очистку воды, необходимой для возмещения расходов воды и пара на покрытие потерь и другие нужды котельной установки, называется водоподготовкой.

§ 8.1. ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВОДЫ И ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ВОДЫ И ПАРА

При использовании воды в котельных установках необходимо знать показатели качества воды, определяющие ее пригодность. К числу важнейших показателей качества воды относятся: содержание взвешенных веществ, сухой остаток; общая жесткость и ее составляющие, ионный состав, концентрация водородных ионов (водородный показатель), окисляемость, содержание растворенных газов.

В природных водах взвешенные вещества содержатся в виде частиц песка, отмершей растительности и глинистой суспензии. В обрабатываемой и котловой воде взвешенные вещества содержатся в виде шлака, в состав которого входят плохо растворимые вещества $Mg(OH)_2$, $CaCO_3$, $Fe(OH)_2$ и некоторые другие.

Объемная концентрация C определяется количеством миллиграммов (микрограммов) вещества, содержащихся в единице объема (литре) воды.

$$C_V = g / V, \text{ (мг/л или мкг/л)}$$

Молярная концентрация C_M показывает сколько миллиграмм-молей (микрограмм-молей) данного вещества растворено в 1 литре раствора :

$$C_M = C_V / M = g / V \cdot M, \text{ (мг·моль/ л или мкг·моль/л)},$$

где M – молекулярная масса вещества.

В водоподготовке концентрация растворов выражается не числом молей, а числом эквивалентных масс вещества в 1 литре раствора.

Эквивалентной массой данного вещества называется его количество, выраженное в миллиграмм · молях, отнесенное к его валентности в данной реакции (или переходу одного электрона). Т.е. миллиграмм · эквивалентом $\mathcal{E}$ называется количество вещества в миллиграммах, отвечающее его эквивалентной массе $\mathcal{E}$ (мг/мг·экв) необходимо молекулярную массу вещества M (мг/мг · моль) разделить на его валентность и в данной реакции:

$$\mathcal{E} \text{ (мг/мг·экв)} = M / n,$$

И тогда концентрация раствора в эквивалентных единицах (количество растворенных эквивалентных масс) определяется отношением объемной концентрации C (мг/л) к эквивалентной массе $\mathcal{E}$ (мг/мг·эquiv) вещества:

$$C = C_V / \mathcal{E} \text{ (мг·эquiv/л)}$$

По прозрачности определяют содержание взвешенных в воде частиц (мг/л), хотя прозрачность воды зависит не только от их концентрации, но и от размера, формы, цвета.

Сухой остаток - суммарное количество растворенных в воде нелетучих молекулярно-дисперсных и коллоидных веществ минерального и органического происхождения. Сухой остаток (мг/л) определяется путем выпаривания свободной от взвешенных веществ пробы и высушивания свободного остатка при 105—110°C до постоянной массы.

Минеральный остаток (общее солесодержание) можно определить суммированием катионов и анионов, полученных в результате полного химического анализа воды.

Жесткость — показатель, определяющий суммарную концентрацию в воде катионов кальция и магния, т.е. катионов-накипеобразователей, выраженную в эквивалентных единицах (мг·эquiv / л или мкг·эquiv / л).

Общая жесткость воды J_O , мг·эquiv/л, определяется суммарным содержанием в воде Ca^{2+} + (кальциевая жесткость) и Mg^{2+} + (магниевая жесткость} -.

Карбонатной жесткостью J_K называется часть общей жесткости, эквивалентная концентрации бикарбонат-ионов HCO_3^- .

Некарбонатной жесткостью $J_{НК}$ называется разность между карбонатной и общей жесткостью.

Наличие в воде бикарбонатов $\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$ и $\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$ обуславливает карбонатную жесткость, а наличие в воде хлоридов, сульфатов и некарбонатных солей кальция и магния (CaCl_2 , MgCl_2 , CaSO_4 , CaSiO_3 , MgSiO_3) — некарбонатную жесткость.

Щелочность — показатель, определяющий содержание в воде гидроксильных ионов OH^- , анионов слабых кислот HCO_3^- , CO_3^{2-} , PO_4^{3-} , SiO_3^{2-} и других, связанных с катионами Na^+ , K^+ , Ca^{2+} , Mg^{2+} , которые при диссоциации образуют сильные щелочи и придают раствору щелочной характер.

Общей щелочностью воды $\text{Щ}_\text{О}$, мг/л, называется сумма содержащихся в ней гидроксильных ионов и анионов слабых кислот. Общую щелочность можно определить титрованием пробы воды соляной кислотой в присутствии сначала фенолфталеина, а затем метилоранжа. В природных водах щелочность обуславливается присутствием карбонатов, бикарбонатов, гидратов, гуматов, поэтому различают:

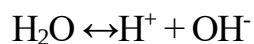
- гидратную щелочность $\text{Щ}_\text{г}$, обусловленную концентрацией в воде гидроксильных ионов OH^- ;
- карбонатную щелочность $\text{Щ}_\text{к}$, обусловленную концентрацией в воде карбонатных ионов CO_3^{2-} ;
- бикарбонатную щелочность $\text{Щ}_\text{б}$, обусловленную концентрацией в воде бикарбонатных ионов HCO_3^- .

Относительной щелочностью $\text{Щ}_\text{от}$ называется общая щелочность воды в пересчете на NaOH , отнесенная к сухому остатку и выраженная в процентах,

$$\text{Щ}_\text{от} = (\text{Щ}_\text{О} \cdot 40 \cdot 100) / S$$

где $\text{Щ}_\text{О}$ — общая щелочность воды, мг-экв/л; S — сухой остаток воды, мг/л; 40 — эквивалент NaOH .

Водородный показатель. Степень диссоциации молекул воды на ионы:



оценивается ионным произведением воды, являющимся произведением концентраций, г-ион / л, $K_\text{в} = C_{\text{OH}^-} \cdot C_{\text{H}^+}$, которое при данной температуре является величиной постоянной. Так при 298 К ионное произведение воды $K_\text{в} = 10^{-14}$, а реакция воды будет нейтральной, если $C_{\text{H}^+} = C_{\text{OH}^-}$, г-ион / л, т.е.

$$C_{\text{H}^+} = C_{\text{OH}^-} = \sqrt{K_\text{в}} = 10^{-7}.$$

В кислой среде $C_{H^+} > 10^{-7}$, а в щелочной среде $C_{H^+} < 10^{-7}$. Концентрация C_{OH^-} для характеристики щелочной реакции среды будет соответственно изменяться по обратной зависимости. Реакция среды определяется *водородным показателем* воды рН, под которым подразумевается антилогарифмом концентраций ионов водорода, т.е.

$$pH = -\lg C_{H^+}$$

Условие нейтральности водного раствора или воды будет определяться значением $pH = 7$, кислая среда $pH < 7$ (т.е. $pOH > 7$), щелочная $pH > 7$ (т.е. $pOH < 7$).

Принято считать, что среда при:

$3 < pH < 7$ – слабокислая;

$pH < 3$ – сильнокислая;

$7 < pH < 10$ – слабощелочная;

$10 < pH < 14$ – сильнощелочная.

Для чистой воды водородный показатель зависит от ее температуры, с ростом которой (рис. 8.1) численной значение рН уменьшается, т.н. вода приобретает слабо-кислую реакцию, что имеет существенное значение для оценки изменения свойств воды в паро- и теплогенерирующем оборудовании.

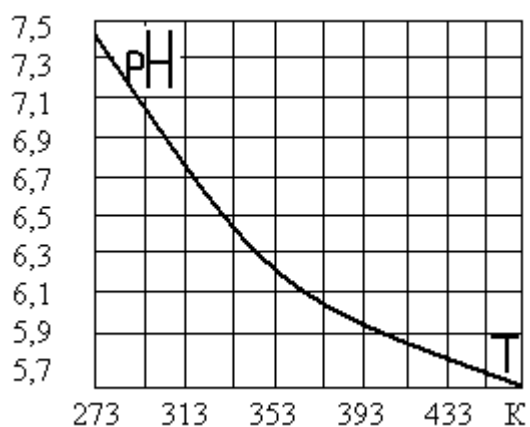


Рис. 8.1. Зависимость рН чистой воды от температуры.

Ионный состав воды определяют растворенные в ней соли, которые в той или иной степени диссоциированы на ионы. Вода как электролит является электрически нейтральной, так как сумма положительно заряженных ионов (катионов) всегда равна сумме отрицательно заряженных ионов (анионов).

При использовании воды в качестве теплоносителя в котельных установках и тепловых сетях наибольший интерес представляют те растворенные в ней газы, которые могут стать причиной коррозии металла. К числу таких газов относятся кислород, уголекислота, сероводород, аммиак. Главным коррозионно-активным агентом является растворенный в воде кислород.

В природных водах уголекислота встречается в виде свободной CO_2 (растворенный в воде газ), полусвязанной HCO_3^- (бикарбонатные ионы) и связанной уголекислоты CO_3^{2-} (карбонатные ионы). Наличие в воде уголекислоты в том или ином виде зависит от температуры, pH среды и пр. Для поддержания определенной концентрации бикарбонатных ионов в растворе необходимо присутствие свободной уголекислоты в концентрации, называемой равновесной. Если количество свободной уголекислоты в воде больше ее равновесной концентрации, то избыток CO_2 называют агрессивной уголекислотой, вызывающей коррозию металла.

В соответствии с действующими правилами Госгортехнадзора докотловая обработка воды должна предусматриваться:

- для всех котлов паропроизводительностью более 0,7 т/ч;
- для котлов, имеющих экранные поверхности нагрева, независимо от паропроизводительности и давления;
- для неэкранированных котлов, сжигающих высококалорийное топливо (газ, мазут) ;
- для всех водогрейных котлов.

Для неэкранированных котлов паропроизводительностью менее 0,7 т/ч и давлением пара до 1,4 МПа, работающих на твердом топливе, допускается внутрикотловая обработка воды. В этих случаях жесткость питательной воды не должна превышать 3 мг·экв/л.

Внутрикотловая магнитная обработка воды допускается для паровых чугунных секционных котлов при питании их исходной водой с преимущественно карбонатной жесткостью и при надежном удалении шлама.

Магнитная обработка воды для водогрейных чугунных секционных котлов при закрытой системе теплоснабжения допускается при соблюдении следующих условий:

а) подогрев воды в котле не выше 95°C; б) омагничивание подпиточной воды и восстановление магнитных свойств воды, циркулирующей в системе; в) карбонатная жесткость исходной воды не более 9 мг·экв/л; г) содержание железа Fe^{2+} не более 0,3 мг/л.

Для паровых котлов общую щелочность и сухой остаток питательной воды не нормируют. Они обуславливаются выбранными методами обработки в соответствии с допустимыми размерами продувки котлов и качеством исходной воды (табл. 3.1).

Таблица 8.1.

Показатели качества питьевой воды для паровых котлов при докотловой обработке

Показатели	Нормы для котлов с давлением, МПа		
	до 1,4	до 2,4	до 4,0
Содержание взвешенных частиц, мг/л	5	5	Не допускается
Общая жесткость, мг-экв/л	20/15	15/10	10/5
Содержание соединений железа, мкг/л	Не нормируется 200/100		100/50
Содержание соединений меди, мкг/л	Не нормируется		Не нормируется/10
Содержание растворенного кислорода, мкг/л	50/30	50/20	20/20
pH при $t = 25^{\circ}C$	8,5-9,5	8,5-9,5	8,5-9,5
Содержание свободной углекислоты, мкг/л	Не допускается		
Содержание NO_2 , мкг/л	Не нормируется		20
Содержание масел, мг/л	3	3	0,6

Примечание. Перед косой чертой указаны значения для котлов, работающих на твердом топливе с локальным тепловым потоком 350 кВт/м², а после черты — для котлов, работающих на газе и жидком топливе, а также для котлов, работающих на твердом топливе с локальным тепловым потоком более 350 кВт/м².

Качество насыщенного и перегретого пара должно отвечать нормам, приведенным в табл. 8.2.

Таблица 8. 2.

Нормы качества насыщенного перегретого пара

Показатели	Нормы для котлов, работающих при давлении, МПа	
	1,4	2,4
Содержание оксидов азота (в пересчете на Na_2O_4 , м кг/кг	1000*	500*
Содержание свободной углекислоты, мкг/кг	20**	20**
Содержание свободного аммиака, не связанного с углекислотой, мкг/кг	Не допускается	

Примечания. * Для котлов без пароперегревателей допускается влажность пара до 1 % (солесодержание не нормируется).

** Для установок, не имеющих разветвленной системы конденсатопроводов у потребителей пара и большого количества теплообменной аппаратуры, допускается содержание свободной углекислоты в паре до 100 мг/кг (централизованное потребление пара с вентиляцией паровых объемов теплоиспользующих аппаратов).

Таблица 8.3.

Расчетные нормы качества котловой воды при внутрикотловой обработке

Котлы	Сухой остаток, мг/л	Щелочность, мг-экв/л	Шламосодержание, мг/л
Водотрубные: без нижних барабанов и грязевиков	2500	11	2000
с нижними барабанами	4000	16	12 000

с грязевиками	4500	18	20 000
Газотрубные	4000	14	5000
Жаротрубные	16 000	25	7000

При эксплуатации паровых котлов и при выборе схем водоподготовки качество котловой (продувочной) воды нормируют по общему солесодержанию (сухому остатку) (табл. 8.3). Допустимое солесодержание устанавливается заводом-изготовителем в зависимости от конструкции сепарационных устройств, которыми оборудован котел.

По данным Бийского котельного завода, солесодержание котловой воды в котлах с одноступенчатым испарением не должно превышать 3000 (котел с пароперегревателем) и 1500 мг/л (котел без перегревателя), а в котлах с двухступенчатым испарением и выносными ступенями — 1500 в первой ступени испарения и 6000—10000 мг/л во второй ступени испарения.

§ 8.2. СХЕМЫ ВОДОПОДГОТОВКИ. ДОКОТЛОВАЯ ПОДГОТОВКА ВОДЫ

Основными способами докотловой обработки воды являются: коагуляция и осветление, осаждение, магнитный метод, обработка путем ионного обмена.

Таблица 8.4.

Методы обработки поверхностных вод

Показатель исходной воды	Вид обработки	Основное оборудование
Содержание взвешенных веществ, мг/л:		
до 50	Фильтрование	Механические однослойные (вертикальные и горизонтальные) фильтры с загрузкой антрацита с крупностью 0,6—1,4 мм, высота слоя загрузки Н = 1000 мм
до 100	Фильтрование для удаления	Механические фильтры с двухслойной загрузкой (антрацит и кварцевый песок) ; загрузка крупностью соответственно 0,7—1,7 и 0,5—1,2 мм. Высота

	тонкой взвеси.	загрузки каждого слоя 600—500 мм.
более 100	фильтрование с коагуляцией Осветление с последующим фильтрованием	Осветлители для коагуляции с последующим фильтрованием через однослойные механические фильтры

Поверхностные воды требуют удаления грубой (частицы размером до 10-3 мм), тонкой (10-3—10-11 мм) взвеси коллоидно-дисперсных веществ (10-6—10-11 мм) и цветности. Песок, глина, животные и растительные остатки образуют грубую и тонкую взвеси. Органические вещества, окислы металлов, кремнекислые соединения могут находиться в коллоидном состоянии.

Процесс удаления из воды тонкой взвеси путем ввода специальных реагентов называется коагуляцией. Методы и оборудование для коагуляции и осветления воды выбирают в зависимости от характера и величины загрязнений (табл. 8.4).

Для осуществления процесса коагуляции применяются следующие реагенты: сернокислый алюминий $Al(SO_4)_3 \cdot 12H_2O$, сернокислое железо $FeSO_4 \cdot 7H_2O$, хлорное железо $FeCl_2 \cdot 6H_2O$.

Наибольшее распространение при коагуляции получил сернокислый алюминий, однако его применение ограничивается величиной pH обрабатываемой воды 6,5—7,5. В более щелочной среде вследствие амфотерных свойств алюминия образуется легкорастворимый алюминат натрия, поэтому при известковании в качестве коагулянта применяют сернокислое или хлорное железо, допустимые колебания pH в пределах 4—10.

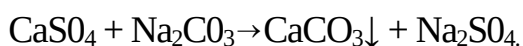
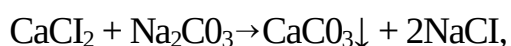
К методам обработки воды путем осаждения относятся известкование, известково-содовый, термический методы.

Известкование основано на связывании ионов, подлежащих удалению, в малорастворимые соединения, осаждаемые в виде шлама. Основное назначение известкования — удаление из воды связанной и свободной углекислоты, снижение щелочности и сухого остатка исходной воды с одновременным ее умягчением.

Известкование, совмещенное с коагуляцией, позволяет обезжелезить поверхностные воды, удалять органические вещества.

Процесс известкования осуществляют в осветлителях, при этом перед осветлителями воду необходимо подогревать до 30—40°C. Во избежание нарушения взвешенного шламowego фильтра в осветлителях процесс подогрева воды осуществляется автоматически.

Применение известково-содового метода позволяет осажда́ть соли жесткости совместно известью и содой. При этом протекают те же реакции, что и при известковании: магний удаляется полностью, а кальциевые соли некарбонатной жесткости удаляются содой:



Этот метод применяют для вод, в которых общая жесткость больше щелочности исходной воды.

Термический метод осаждения эффективен при нагревании исходной воды до температуры кипения и энергичном ее перемешивании. При этом протекают реакции разложения солей карбонатной жесткости:



Термический метод осаждения применяется в тех случаях, когда не требуется глубокого умягчения воды и когда в исходной воде содержится в основном бикарбонат кальция, поскольку выпадение в осадок $\text{Mg}(\text{OH})_2$ происходит очень медленно. Содержание в исходной воде органических веществ тормозит процесс кристаллизации и выпадение шлама. Это в значительной степени снижает эффективность термического метода. Указанные ограничения делают метод практически малопримемым.

В последнее время наиболее широкое распространение получили физические методы водоподготовки воды — магнитный и ультразвуковой. Применяются также электролиз и обратный осмос.

Обработка воды магнитным способом заключается в воздействии магнитных полей на поток воды. При этом вода после воздействия магнитного поля при нагреве ее в котле не дает никаких отложений накипи, и соли жесткости выпадают в виде шлама.

При обработке воды магнитным полем концентрация растворенных газов (O_2 и CO_2) и окислов железа в ней снижается, т.е. уменьшение концентрации кислорода под влиянием магнитного поля является одним из способов торможения электрохимических процессов, а следовательно, и коррозии металлов.

К качеству воды, подлежащей обработке, предъявляются определенные требования. Вода не должна содержать механических примесей соединений железа больше установленных норм и агрессивной двуокиси углерода. Концентрация двуокиси углерода в природной воде определяется в значительной степени значением карбонатной жесткости. При карбонатной жесткости до 2,0—2,5 мг·экв/л почти вся растворенная в воде двуокись углерода по содержанию превышает равновесную и является агрессивной. С повышением карбонатной жесткости концентрации равновесной двуокиси углерода возрастает, а агрессивной — падает. Такая вода по карбонату кальция может быть пересыщена, т.е. нестабильна при нормальных условиях (это требуется по условиям обработки воды магнитным полем).

Солесодержание исходной воды не имеет большого значения, но для вод с $S_{и\text{в}} = 100$ мг/кг и ниже и $Ж_{\text{к}} \leq 1,5$ мг·экв/кг применение магнитной обработки малоэффективно и нецелесообразно.

Содержание окислов железа не должно превышать 0,4—0,5 мг/кг во избежание значительных отложений в межполюсном пространстве, что вызывает образование "мостиков", шунтирующих магнитное поле.

Противонакипный эффект, получаемый при наложении магнитного поля, зависит от параметров аппарата и свойств воды: индукции магнитного поля,

градиента напряженности в зазоре магнитного поля, времени воздействия магнитного поля, периодичности воздействия, скорости потока воды, концентрации и состава растворенных в воде примесей. Для вод с солесодержанием $S_{IV} \leq 1000$ мг/кг и $Ж_K \leq 7$ мг-экв/кг противонакипный эффект получается при следующих параметрах: напряженность магнитного поля (9,6—12) 10^4 А/м, скорость воды 1,5 — 2,5 м/с, пребывание воды в активной зоне аппарата 0,02—0,05 с, наличие в воде окислов железа 0,2— 0,5 мг/кг.

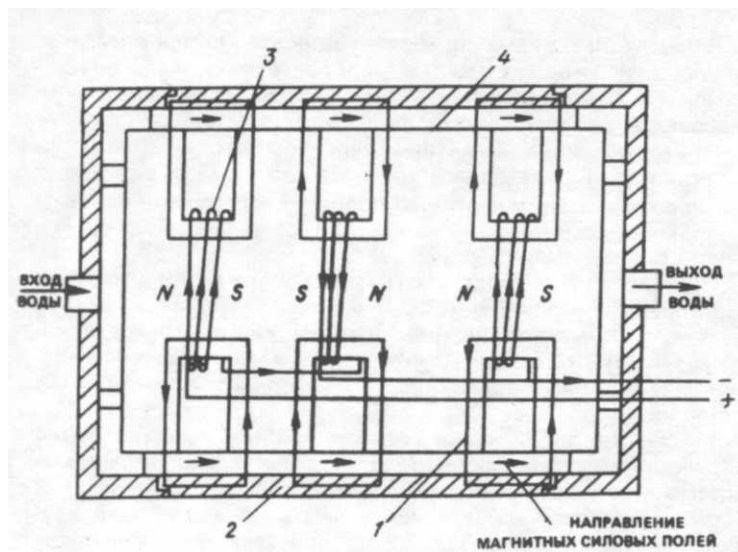


Рис. 8.2. Схема электромагнитного аппарата
1 — сердечник; 2 — корпус (магнитопровод); 3 — намагничивающая катушка; 4 — кожух

Основным элементом каждого магнитного аппарата является магнит или электромагнит, в межполюсном пространстве которого протекает вода с определенной скоростью (рис. 8.2). Вода, подлежащая обработке, поступает в аппарат через патрубок, потом по кольцевому межполюсному пространству пересекает магнитные силовые линии, возникающие между внешним магнитопроводом и сердечником. Электромагнит подключают к сети переменного тока через селеновый выпрямитель. Более просты в эксплуатации аппараты на переменном токе.

Для достижения необходимого эффекта при магнитной обработке воды нужно удалять образующийся шлам. Шлам обычно удаляется продувкой. При магнитной

обработке наиболее экономичной и эффективной является нижняя продувка, если продувочное устройство примыкает непосредственно к грязевику.

Для обработки воды магнитным полем наиболее широко применяются аппараты ПМУ с постоянными магнитами и АМО-УХЛ4 с электромагнитами (табл. 8.5).

Одним из способов физического метода водоподготовки воды является ультразвуковой с применением ультразвуковых колебаний (20—40 кГц) для предотвращения накипеобразования в паровых котлах низкого давления.

Таблица 8.5.

Технические характеристики электромагнитных аппаратов АГИО-25УХЛ4 и АМО-200УХЛ4

Параметры	АМО-25УХЛ4	АМО-200УХЛ4
Расход воды, м ³ /ч	25	200
Скорость воды, м/с	1,25	1.4
Максимальная напряженность магнитного поля в зазоре, А/м (Э)	2,4-10S (3000)	1,6-10S (2000)
Площадь сечения для прохода воды, м ²	56,5-10-4	380-10-4
Максимальная потребляемая мощность, Вт	350	500
Температура обрабатываемой воды, °С	50	40
Масса аппарата, кг	66,5	325

Механическое воздействие ультразвуковых волн на процессы накипеобразования проявляется при вибрациях металлической поверхности, контактирующей с котловой водой. При воздействии сил инерции на растущий кристалл, а также при разрушающем действии поперечных волн на границе кристаллических связей

прочность связи внутри накипи, между накипью и металлом нарушается и образуются трещины.

Капиллярный эффект существенно увеличивает скорость проникания воды к поверхности нагрева, где она мгновенно испаряется, вызывая вспучивание и отслаивание накипи. Отслоившиеся чешуйки накипи, скапливающиеся в нижней части котла, удаляются периодической продувкой.

Большую роль играют содержащиеся в воде газовые пузырьки. Колеблющийся с ультразвуковой частотой пузырек попадает в трещину между металлом и накипью и нарушает сцепление накипи со стенкой.

Обработка котловой воды комплексонами может обеспечить безнакипный и бесшламовый режимы котловой воды, а при некоторых условиях – и бескоррозионный. в качестве представителя этого класса веществ можно привести достаточно широко применяющуюся этилендиаминтетрауксусную кислоту (ЭДТА), двузамеченная натриевая соль которой получила название « трилон Б».

Процесс состоит в том, что в обрабатываемую воду вводят $\leq 1,5$ % -ный раствор трилона Б, предварительно подщелоченный NaOH или NH_4OH до $\text{pH}=8,5$. Этот комплексон связывает катионы накипеобразователей в прочное хорошо растворимое соединение сложного строения (комплексонат). В результате шламо- и накипеобразующие соединения не возникают, чем и обеспечивается безнакипный режим работы котельных агрегатов, а также в обрабатываемой воде связываются соледержащиеся в ней железо и медь в растворимые комплексы.

Расход комплексона в значительной мере зависит от жесткости обрабатываемой воды, ее расхода и концентрации железа и меди. Комплексная обработка воды ограничена значениями водородного показателя воды $\text{pH} < 11$.

Ионные методы обработки воды основаны на способности некоторых практически нерастворимых в воде металлов вступать в ионный обмен с растворимыми в воде солями, сорбируя из обрабатываемой воды одни ионы и отдавая в обрабатываемый раствор эквивалентное количество других ионов, которыми ионит периодически насыщается при регенерации.

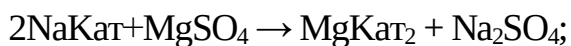
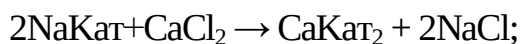
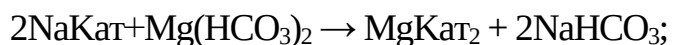
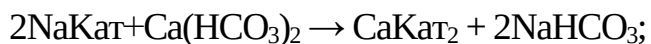
Катиониты при регенерации их растворами NaCl, H₂SO₄, NH₄Cl способны обменивать содержащиеся в них катионы

(соответственно Na⁺, H⁺ или NH₄⁺) на катионы обрабатываемой воды. Этот процесс называется катионированием.

Аниониты при регенерации их щелочью NaOH, содой Na₂CO₃ или поваренной солью NaCl насыщаются соответственно анионами OH⁻, CO₃²⁻ или Cl⁻ и затем обменивать их на анионы, содержащиеся в обрабатываемой воде. Этот процесс называется анионированием.

Рассмотрим четыре наиболее распространенных метода обработки воды путем ионного обмена: натрий-катионирование, натрий-хлор-ионирование, водород-катионирование и параллельное водород-натрий-катионирование.

При натрий-катионировании обменным катионом является натрий. При фильтровании жесткой воды через слой натрий-катионита происходит обмен катионов натрия на кальций и магний, что может быть представлено следующими реакциями:



где Кат — катионит (сульфоуголь, КУ-1, КУ-2 и др.).

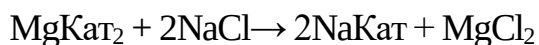
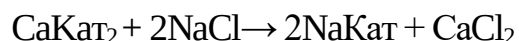
Как видно из приведенных реакций, вместо кальциевых и магниевых солей в обрабатываемой воде образуется эквивалентное количество хорошо растворимых натриевых солей, изменяется только катионный состав обрабатываемой воды. Присутствующие в ней анионы HCO₃⁻, SO₄²⁻, Cl⁻, NO₃⁻ и др. переходят в обработанную (умягченную) воду. Следовательно, щелочность обрабатываемой воды не уменьшается, что относится к недостатку натрий-катионитного процесса. Происходит лишь более или менее полная замена катионов Ca²⁺ и Mg²⁺ натрием, вследствие чего жесткость натрий-катионированной воды снижается до 10-15 мкг·эquiv /кг и ниже, а

сухой остаток несколько возрастает. Метод натрий-катионирования рекомендуется применять, если не требуется снижения бикарбонатной щелочности и допустимо увеличение солесодержания обрабатываемой воды за счет обмена кальция и магния на натрий.

Для получения глубокоумягченной воды с $J_0 < 0,02$ мг·экв/л (с одновременной экономией расхода соли) требуется двухступенчатое натрий-катионирование.

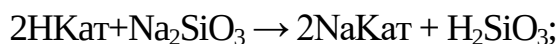
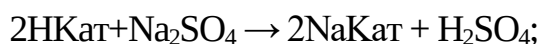
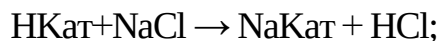
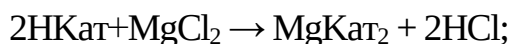
После замены всех обменных катионов натрия катионами кальция и магния катионит истощается, т.е. теряет способность умягчать воду. В связи с этим можно сказать, что свежий катионит обладает некоторой емкостью по отношению к поглощаемым катионам, которая называется рабочей обменной емкостью и обозначается e_r . Она измеряется количеством грамм-эквивалентов катионов, поглощаемых 1 м³ катионита, т.е. г·экв/ м³. Следовательно, катионит теряет способность умягчать воду после того, как величина e_r будет полностью исчерпана.

Для восстановления рабочей обменной емкости необходимо удержанные катионы удалить из него и заменить обменным катионом натрия. Этот процесс называется регенерацией (восстановлением обменной емкости) катионита. Он производится фильтрованием раствора NaCl через слой истощенного катионита. Реакции, происходящие при этом, могут быть условно выражены следующими уравнениями :



Натрий-хлор-ионирование основано на умягчении воды с одновременным снижением щелочности и осуществляется путем последовательного фильтрования обрабатываемой воды через натрий-катионный фильтр первой ступени, хлор-анионитный фильтр, а затем натрий-катионный фильтр второй ступени.

Метод водород-катионирования заключается в фильтровании обрабатываемой воды через катионит, отрегенированный кислотой. В этом процессе катиониты, растворенные в обрабатываемой воде, обмениваются на водород:

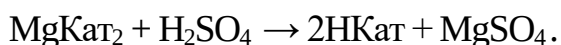
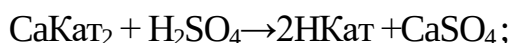


Как видно из приведенных реакций, в процессе водород-катионирования вода умягчается — катионы жесткости Ca^{2+} и Mg^{2+} обмениваются на водород; бикарбонатный ион, образующий так называемую карбонатную жесткость, разрушается с образованием углекислоты, а анионы солей постоянной жесткости образуют эквивалентное количество минеральных кислот.

Следовательно, водород-катионирование изменяет не только катионный, но и анионный состав обрабатываемой воды, поскольку ионы HCO_3^- удаляются. Общая кислотность катионированной воды будет при этом равна сумме присутствующих в исходной воде анионов минеральных кислот Cl^- , SO_4^{2-} , NO_3^- . Таким образом, водород-катионированная вода является кислой.

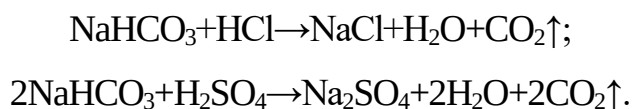
В зависимости от требований к качеству обработанной воды и от состава исходной воды метод водород-катионирования может осуществляться в различных схемах.

Регенерация истощенного катионита состоит в фильтровании через него слабого раствора серной кислоты. При этом катионы водорода вытесняют ионы Ca^{2+} и Mg^{2+} , которые переходят в раствор и удаляются из фильтра. Этот процесс можно описать следующими реакциями:



Наиболее часто водород-катионирование применяется в схемах с "голодной" регенерацией фильтров или в схеме параллельного водород-натрий-катионирования.

При параллельном водород-натрий-катионировании обрабатываемая вода разделяется на два потока, каждый из которых пропускается через водород- или натрий-катионитные фильтры. В каждом из потоков вода умягчается до остаточной жесткости фильтрата около 0,1 мг·эquiv/л, после чего кислая водород-катионированная вода смешивается со щелочной натрий-катионированной водой, происходит реакция нейтрализации:



Образовавшаяся свободная углекислота выводится из обрабатываемой воды путем продувки воздухом в декарбонизаторе. При параллельном водород-натрий-катионировании можно получить остаточную щелочность обрабатываемой воды около 0,35 мг·эquiv/л.

Декарбонизированная вода, если не требуется глубокого умягчения, используется для подпитки тепловых сетей либо направляется на вторую ступень натрий-катионирования.

ВНУТРИКОТЛОВАЯ ОБРАБОТКА ВОДЫ

Внутрикотловая обработка воды осуществляется путем ввода в котел щелочных реагентов, которые в сочетании с подогревом воды в котле вызывают осаждение солей жесткости в виде нерастворимых соединений CaCO_3 и $\text{Mg}(\text{OH})_2$.

В качестве реагентов могут использоваться едкий натр, кальцинированная сода, тринатрийфосфат в зависимости от состава исходной воды и требований к составу котловой воды. Если $\text{Щ}_{\text{и.в}} > \text{Ж}_{\text{к}}$ и $\text{Ж}_{\text{к}} = \text{Ж}_{\text{о}} = \text{Ж}_{\text{Ca}}$, то для умягчения такой воды достаточно ее подогрева в котле (термоумягчение), при $\text{Щ}_{\text{и.в}} = \text{Ж}_{\text{Ca}}$ в котел следует добавлять только едкий натр, при $2 \text{Щ}_{\text{и.в}} < \text{Ж}_{\text{Ca}}$ следует дозировать едкий натр и соду.

Внутрикотловая обработка должна обязательно сопровождаться периодическим или непрерывным удалением из котла шлама (продувкой). Поддержание в котловой воде солесодержания, щелочности и допустимого количества шлама должно отвечать нормам качества котловой воды.

Магнитный метод является разновидностью внутрикотловой обработки воды при применении его для чугунных паровых котлов при температуре более 100°C. Метод может быть рекомендован в основном для воды с карбонатной жесткостью до 10 мг·экв/л.

§ 8.3. ВЫБОР СХЕМЫ ВОДОПОДГОТОВКИ

Схему водоподготовки выбирают в зависимости от качества исходной воды, применяя методы, исключаящие использование агрессивных реагентов, а следовательно, не требующие специальной защиты оборудования от коррозии. Рекомендуется использовать преимущественно прямоточные схемы без промежуточного перекачивания воды.

При выборе схемы водоподготовки для паровых котлов основными критериями являются: величина продувки, содержание углекислоты в паре и относительная щелочность воды.

Величину продувки котлов определяют по формуле

$$p = \frac{S_{o.б} - \alpha_{o.б} 100}{S_{к.б} - S_{o.б} \alpha_{o.б}}$$

где p — величина продувки по сухому остатку, %; $\alpha_{o.б}$ — доля обработанной воды в питательной; $S_{ов}$ и $S_{кв}$ — сухой остаток обработанной и котловой воды, мг/л.

Величина продувки определяется для режима максимальных потерь пара и конденсата, выраженных в % паропроизводительности котельной.

Относительная щелочность котловой воды, равная относительной щелочности обработанной воды, определяется по формуле

$$\text{Щ}_{от}^{к.б} = \text{Щ}_{от}^{o.б} = \frac{40 \text{Щ}_{o.б} 100}{S_{ов}},$$

где $\text{Щ}_{от}^{к.б}$ и $\text{Щ}_{от}^{o.б}$ — относительная щелочность котловой и обработанной воды, %; $\text{Щ}_{ов}$ — щелочность обработанной воды, мг·экв/л; $S_{ов}$ — сухой остаток обрабатываемой воды, мг/л; 40 — эквивалентная масса NaOH.

Щелочность обрабатываемой воды для схем натрий-катионирования следует принимать равной щелочности исходной воды, для схем водород-натрий-катионирования и аммоний-натрий-катионирования — 0,5—0,7 мг·экв/л; для схем водород-катионирования с "голодной" регенерацией фильтров — 0,7—1,0 мг·экв/л. В соответствии с правилами Госгортехнадзора относительная щелочность котловой воды для паровых котлов не должна превышать 20%.

Концентрацию углекислоты в паре определяют при отсутствии деаэрации питательной воды или при использовании деаэраторов атмосферного типа без барботажа

$$CO_2 = 22Щ_{o.в} \alpha_{o.в} (1 + \sigma),$$

где CO_2 — концентрация углекислоты в паре, мг/кг; $Щ_{o.в}$ — щелочность обработанной воды, мг·экв/л; σ — доля разложения Na_2CO_3 .

принимается равной 0,6 при давлении в котле 1 МПа; 0,8 — при 2 МПа; 0,9 - при 3 МПа, 0,95 - при 4 МПа и 0,97 - при 5 МПа; $\alpha_{o.в}$ — доля обработанной воды в питательной.

При деаэрации питательной воды с барботажем концентрацию углекислоты в паре определяют по формуле

$$CO_2 = 22Щ_{o.в} \alpha_{o.в} (\sigma_1 + \sigma_2),$$

где σ_1 — доля разложения $NaHCO_3$ в котле, равная приблизительно 0,4.

Для подготовки питательной воды в паровых котельных рекомендуются следующие схемы обработки:

- 1) натрий-катионирование — если эта схема допустима по величине продувки, концентрации углекислоты в паре, относительной щелочности; для экранированных котлов, требующих глубокого умягчения, применяют двухступенчатое натрий-катионирование;
- 2) натрий-катионирование с дозировкой нитратов в обрабатываемую воду, снижающих щелочность исходной воды;
- 3) водород-натрий-катионирование, когда необходимо снизить щелочность, солесодержание и углекислоту в паре;

4.) натрий-хлор-ионирование, когда требуется снизить щелочность и концентрацию углекислоты в паре, а величина продувки котлов не превышает нормы;

5) аммоний-натрий-катионирование, когда требуется снизить щелочность, солесодержание котловой воды и концентрацию углекислоты в паре (при этом допускается наличие в паре аммиака).

В случаях, допускающих внутрикотловую обработку, осуществляется дозировка щелочных реагентов, соответствующих составу исходной воды, в питательную воду.

§ 8.4. РАСЧЕТ ВОДОПОДГОТОВИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

В качестве примера рассмотрим схему водород-катионирования с "голодной" регенерацией фильтров (рис. 8.3), которая широко применяется в котельных установках, когда требуется разрушение бикарбонатного иона со снижением только карбонатной жесткости (щелочности) до 0,7—1,5 мг-экв/л.

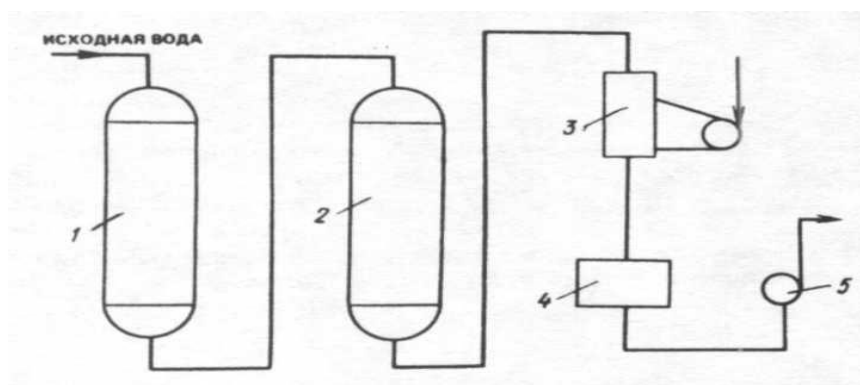


Рис. 8.3. Схема водород-катионирования с "голодной" регенерацией фильтров

1 — водород-катионитные фильтры; 2 — буферные фильтры; 3 — декарбонизатор с вентилятором; 4 — бак декарбонизированной воды; 5 — насос декарбонизированной воды

В отличие от обычного процесса водород-катионирования (когда избыток кислоты принимается в 1,5—2 раза больше теоретического), в этом процессе расход кислоты на регенерацию соответствует теоретическому или даже несколько меньше его. При этом верхние слои отрегенированного катионита будут содержать

обменный катион водорода H^+ , а в нижних слоях останутся ранее задержанные ионы Ca^{2+} , Mg^{2+} и Na^+ .

В верхних слоях катионита, отрегенированного "голодной" дозой кислоты, происходят реакции ионного обмена, в результате которых образуются сильные минеральные кислоты и угольная кислота. Проходя неотрегенированные слои катионита, ионы водорода сильных минеральных кислот обмениваются на ионы Ca^{2+} , Mg^{2+} , Na^+ . При этом происходит как регенерация, а затем вновь образуются те же соли, что были в исходной воде. Таким образом, можно считать, что при "голодной" дозе кислоты на регенерацию происходит только разрушение связанной углекислоты и удаляются связанные с бикарбонатом катионы.

В присутствии сильных кислот диссоциация угольной кислоты подавлена, поэтому образовавшийся в верхних слоях углекислый газ находится в воде в виде растворенного газа и проходит как бы "транзитом" неотрегенированные слои катионита, и только когда в фильтрате уже нет сильных кислот, некоторое количество ионов водорода обменивается в нижних слоях на натрий, чем и обуславливается появление вторичной щелочности водород-катионированной воды. Постепенно количество ионов водорода в фильтре уменьшается и перемещается в более нижние слои. К моменту отключения фильтра на регенерацию ионы водорода в катионите практически расходуются полностью.

Особенности процесса водород-катионирования с "голодной" регенерацией фильтров зависят от химического состава исходной воды, который и диктует оптимальные условия проведения процесса.

Характеристика катионного состава исходной воды

$$K = \frac{Na^+}{Ca^{2+} + Mg^{2+}} = \frac{Na^+}{Ж_o};$$

характеристика анионного состава

$$A = \frac{HCO_3^-}{Cl^- + SO_4^{2-}} = \frac{HCO_3^-}{\Sigma A_{c.k.}},$$

где K и A — отношения, характеризующие катионный и анионный составы исходной воды; Na^+ , Ca^{2+} , Mg^{2+} , HCO_3^- , Cl^- , SO_4^{2-} — содержание в исходной воде соответственно натрия, кальция, магния, бикарбоната, хлора, сульфата иона, мг·экв/л; J_0 — общая жесткость исходной воды, мг·экв/л; $\Sigma A_{с.к.}$ — сумма анионов сильных кислот, содержащихся в исходной воде, мг·экв/л.

По величине отношений K и A можно решить, как будет протекать процесс водород-катионирования с "голодной" регенерацией, и рекомендовать оптимальные условия проведения процесса (табл. 8.6).

Таблица 8.6.

**Условия применения водород-катионирования с "голодной" регенерацией
фильтров**

Характеристика исходной воды	Рабочая обменная способность сульфоугля, г·экв/м ³	Доза кислоты на регенерацию, г/ (г·экв)	Щелочность обработанной воды. мг·экв/л	Рекомендации к применению водород- катионирования с "головной" регенерацией фильтров (Нг)
Слабоминерализованная вода $0 < K < 0,2$	300	35-40	0,5	Не может применяться независимо от анионного состава; в течение фильтроцикла щелочность фильтрата изменяется незначительно
Слабоминерализованная вода $0 \leq K \leq 1$ $10 \geq A \geq 1$	До 300	35-45	0,5-0,7	Нг особенно подходит; щелочность фильтрата в течение фильтроцикла изменяется незначительно; остаточная жесткость не-

				прерывно снижается
Вода средней минерализации $0 \leq K \leq 1$ $1 > A > 0,3$	До 200	45-50	0,7	Осуществление Нг возможно при увеличенной дозе кислоты
Вода высокой минерализации $K > 1; A \leq 0$	Менее 200	50-60	3,7-1,5	Применение Нг возможно при дозе кислоты, не- сколько большей теоретического расхода; средняя щелочность за фильтро-циклом не менее 0,7— 0,8 мг·экв/л; жесткость совсем не появляется или появляется и сейчас же снижается

Для расчета установки водород-катионирования с "голодной" регенерацией фильтров необходимы следующие исходные данные: производительность установки Q_H , м³/ч; качество подпиточной воды: содержание кислорода, мг/л; карбонатная жесткость, мг·экв/л; содержание взвешенных веществ, мг/л; pH; свободная углекислота, мг/л; характеристика исходной воды: сухой остаток, S, мг/л, pH; общая жесткость $Ж_О$, мг·экв/л; карбонатная жесткость $Ж_К$, мг·экв/л; ионный состав воды, мг·экв/л; $\Sigma \text{ Кат (Ca, Mg, Na) ; } \Sigma \text{ Ан (HCO}_3\text{, SO}_4\text{, Cl)}$.

Определяются отношения, характеризующие катионный и анионный обмен, по формулам характеристик состава исходной воды.

Обменную способность сульфогля, расход кислоты на регенерацию, остаточную карбонатную щелочность водород-катионированной воды принимают с учетом рекомендаций табл. 8.6.

В зависимости от производительности установки выбирают число фильтров (не менее трех работающих плюс один резервный) и диаметр D_y (1000, 1400, 2000, 2600, 3000, 3400 мм) устанавливаемых фильтров, высоту засыпки слоя НСЛ (1500— 2500 мм).

Нормальную скорость фильтрования, м/ч, при работе всех фильтров определяют по формуле

$$\omega_n = Q_n / f_n a,$$

где Q_n — производительность фильтров, м³/ч; f_n — площадь фильтрования стандартного фильтра, м²; a — количество работающих фильтров.

Для фильтров I ступени w_n должна быть: при $J_0 \leq 5$ мг·экв/л - $w_n \leq 20$ м/ч, при $J_0 \leq 10$ - $w_n \leq 15$, при $J_0 \leq 15$ - $w_n \leq 10$ м/ч.

Количество солей жесткости, г·экв/сут, удаляемое на водород-катионитных фильтрах, определяют по формуле

$$A_n = 24Q_n (J_k - J_k^{ост}) \cdot 10^{-3}.$$

где J_k — карбонатная жесткость исходной воды, мг·экв/л, $J_k^{ост}$ — остаточная карбонатная жесткость для водород-катионирования с "голодной" регенерацией фильтров принимается равной $0,5 \div 0,3$ мг·экв/л.

Количество регенераций каждого водород-катионитного фильтра, раз/сут,

$$n = \frac{A_n}{f_n H_{сл} E_p^r a},$$

где E_p^r — рабочая обменная способность сульфогля (см. табл. 3.6).

Количество регенераций не должно превышать трех в сутки, в противном случае необходимо увеличить число устанавливаемых фильтров.

Для паровых котлов установка фильтров II ступени является обязательной, в них скорость фильтрования принимается $30 \div 40$ м/ч, а остаточная жесткость — 0,01 мг·экв/л.

Расход 100%-й серной кислоты, кг, на одну регенерацию фильтра составит

$$Q_{\kappa 2}^p = \frac{q_{\kappa}^{\Gamma} f_{\text{H}} H_{\text{cl}} E_{\text{p}}^{\Gamma}}{1000},$$

где q_{κ}^{Γ} — удельный расход серной кислоты при "голодном" режиме регенерации (см. табл. 8.6).

Суточный расход технической серной кислоты, кг/сут,

$$Q_{\text{TH}}^{\Gamma} = \frac{Q_{\kappa 2}^p n a 100}{C},$$

где C — содержание H_2SO_4 в технической серной кислоте (не менее 92%).

Расход воды на взрыхляющую промывку фильтра, м^3

$$Q_{\text{взр}} = \frac{i f_{\text{H}} 60 t_{\text{взр}}}{1000},$$

где i — интенсивность взрыхляющей промывки фильтров, равная $4 \text{ л}/(\text{с м}^2)$; $t_{\text{взр}}$ — продолжительность взрыхляющей промывки фильтров, равная 30 мин.

Расход воды, м^3 , на приготовление регенерационного раствора кислоты на одну регенерацию

$$Q_{\text{pз}} = \frac{Q_{\kappa 2}^p 100}{1000 b \rho_{\text{p.p}}},$$

где b — концентрация регенерационного раствора, принимаемая равной 2% при загрузке фильтров сульфогуглем; $\rho_{\text{p.p}}$ — плотность регенерационного раствора серной кислоты, равная $1,012 \text{ г}/\text{см}^3$ при температуре 20°C .

Расход воды, м^3 , на отмывку катионита от продуктов регенерации

$$Q_{\text{от}} = q_{\text{от}} f_{\text{H}} H_{\text{cl}},$$

где $q_{\text{от}}$ — удельный расход воды на отмывку катионита, равный $5 \text{ м}^3/\text{м}$.

Расход воды, м^3 , на одну регенерацию с учетом использования отмывочной воды на взрыхление

$$Q_{\text{с.н.и}}^{\text{H}} = Q_{\text{pз}} + Q_{\text{от}}.$$

Среднечасовой расход, $\text{м}^3/\text{л}$, воды на собственные нужды водород-катионитных фильтров

$$Q_{\text{CH}}^y = \frac{Q_{\text{с.н.и}}^p na}{24}.$$

Время регенерации фильтра, ч

$$t_{\text{рег}}^H = \frac{t_{\text{взр}}^H + t_{\text{р.р}}^H + t_{\text{от}}^H}{60}.$$

где $t_{\text{взр}}$, — продолжительность взрыхляющей промывки фильтра, равная 30 мин;

$t_{\text{р.р}}^H = 6Q_{\text{р.р}} / f_H$ — длительность пропуска регенерационного раствора через фильтр,

мин; $t_{\text{от}}^H = 6Q / f_H$ - длительность отмывки фильтра от продуктов регенерации, мин.

Межрегенерационный период работы фильтра, ч

$$T_H = \frac{24}{n} - t_{\text{рег}}^H;$$

Количество одновременно регенерирующих фильтров

$$n_{\text{о.р}} = nat_{\text{рег}}^H / 24.$$

Во избежание совпадений регенераций $n_{\text{ОР}} \leq 1$.

Объем суточного расхода технической 92%-й серной кислоты, м³

$$V_{\text{к}}^{\text{сут}} = \frac{Q_{\text{т.н}}^2}{1,83 \cdot 10^3},$$

где 1,83 — плотность 92%-й H₂SO₄, кг/м³.

Объем мерника на суточный запас кислоты, м³

$$V_{\text{к}} = 1,3V_{\text{к}}^{\text{сут}}.$$

В зависимости от полученного объема $V_{\text{к}}$ определяют D_y и H мерника.

Необходимый объем бака для хранения месячного запаса кислоты

$$V_6 = 1,3V_{\text{к}}^{\text{сут}} 30.$$

В зависимости от полученного объема V_6 определяют его D_y и H (обычно $D_y = 2000$ мм, $L = 5600$ мм, $V_6 = 15$ м³).

Для взрыхляющей промывки водород-катионитного фильтра устанавливают промывочный бак, объем которого должен быть $V_q = 1,3Q_{ВЗР}$. В зависимости от V_q принимают диаметр и высоту бака. Промывочный насос должен обеспечивать взрыхляющую промывку водород-катионитного фильтра, при которой часовой расход воды составляет $Q_{ВЗР}$. Напор насоса для взрыхляющей промывки фильтров должен быть 10—11 м вод.ст.

Декарбонизатор подбирают по табл. 8.7, исходя из производительности Q_H и карбонатной жесткости $Ж_K$.

Расход воздуха, $м^3/ч$, подаваемого в декарбонизатор, определяют по формуле

$$Q_{ВЗР} = bQ_H,$$

где b — удельный расход воздуха, принимаемый 25 $м^3/ч$, при умягчении, 40 $м^3/ч$.

Таблица 8.7.

Основные данные для выбора декарбонизаторов.

Производительность, $м^3/ч$	Диаметр $D_{ВН}$, мм	Площадь поперечного сечения, $м^2$	Шифр декарбонизатора при карбонатной жесткости обрабатываемой воды, мг · экв/л			
			4-5	6-8	9-11	12-14
			при высоте насадки колец Рашига			
			$H_{кр}$, м			
			2,9-3	3,1-3,3	3,4-3,6	3,7-3,9
15	565	0,25	375	Б230	Б250	Б260
25	730	0,417	625	Б231	Б251	Б261
50	1030	0,833	1250	Б232	Б252	Б262
75	1260	1,25	1880	Б233	Б253	Б263
100	1460	1,67	2500	Б234	Б254	Б264
125	1630	2,08	3100	Б235	Б255	Б265
150	1790	2,5	3750	Б236	Б256	Б266

200	2060	3,33	5000	Б237	Б257	Б267
250	2315	4,17	6250	Б238	Б258	Б268
300	2520	5,0	7500	Б239	Б259	Б269

Сопротивление, Па, проходу воздуха через декарбонизатор

$$\sum \zeta = 245,25 h + 392,4,$$

где h - высот слоя насадки, м.

По расходу воздуха и суммарному аэродинамическому сопротивлению декарбонизатора подбирают соответствующий вентилятор.

Предусматривают бак декарбонизированной воды, обеспечивающий ее полчасовой запас. В зависимости от объема бака определяют его D_y и H .

Насос декарбонизированной воды должен обеспечивать подачу Q_n , $m^3/ч$, в деаэратор. Потери напора по тракту составляют 300—400 Па. По существующим нормативным документам к установке должны быть приняты два насоса одинаковой производительности ($\geq Q_n$), один из которых — резервный.

Для взрыхляющей промывки водород-катионитного фильтра устанавливают промывочный бак, объем которого должен быть $V_6 = 1,3Q_{взр}$. В зависимости от V_6 принимают диаметр и высоту бака. Промывочный насос должен обеспечивать взрыхляющую промывку водород-катионитного фильтра, при которой часовой расход воды составляет $Q_{взр}$. Напор насоса для взрыхляющей промывки фильтров должен быть 10—11 м вод. ст.

ПРИМЕР РАСЧЕТА АППАРАТОВ ДЛЯ МАГНИТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОДЫ

Произведем расчет параметров аппарата для магнитной обработки воды. Расход воды $G = 1000\text{—}1500 \text{ м}^3/\text{ч}$, $Ж_0 = 9 \text{ мг-экв/кг}$, $S = 100 \text{ мг/кг}$, содержание хлоридов 100 мг/кг , сульфатов 150 мг/кг , железа $0,2 \text{ мг/кг}$. Используется стандартный выпрямитель с регулируемым выходным напряжением 60 В и силой тока 10 А .

Примем электромагнитный аппарат (рис. 8.4) постоянного тока ЭМА-1500, прямооточного типа, с послойной обработкой воды, с однократным пересечением магнитного поля и внешним расположением магнитоисточника. Аппарат имеет цилиндрический корпус, собранный из трех частей: двух концевых патрубков 7 и 5 из отрезков стальных труб с торцевыми фланцами для присоединения к трубопроводу и центральной диамагнитной части 7, изготовленной из нержавеющей стали. Намагничивающая катушка 6 устанавливается максимально поверх части 7. В магнитный контур входят два стальных магнитопровода: внешний 3, соединяющий концевые части корпуса поверх катушки 6 с помощью бандажа, и внутренний, состоящий из двух наборов полюсовых пластин 4 и 2, расположенных в патрубках 1 и 5 по параллельным хордам круга. Встречные концы пластин 4 и 2 заострены. Этими концами пластины одного набора входят в промежутки второго набора, рассекая их на два равных зазора. Заостренные концы пластин являются полюсными наконечниками, создающими на пути воды магнитный зазор. Концы пластин, противоположные заостренным, приварены к стальным кольцам, закрепленным в патрубках 1 и 5.

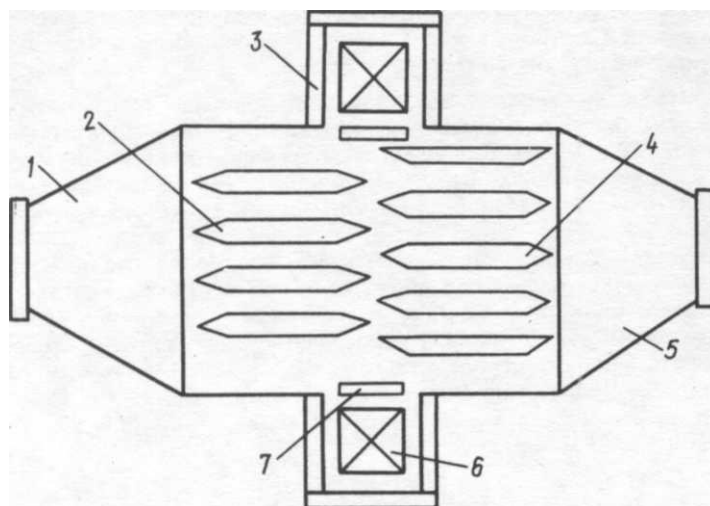


Рис. 8.4. Электромагнитный аппарат постоянного тока для обработки воды

Бандаж выполняет роль магнитного экрана для уменьшения рассеяния магнитного поля. Обрабатываемая вода при входе в аппарат разделяется на несколько параллельных потоков, каждый из которых проходит через свой рабочий зазор.

Принимаем рабочий зазор $\Delta_{p.з} = 0,01$ м, скорость воды в рабочем зазоре $V = 5$, м/с, магнитную индукцию в рабочем зазоре $B_{p.з} = 0,3$ Тл. Для обеспечения конструкционного модуля $M = 0,015$ Тл-м время пересечения водой активной зоны примем $\tau = 0,01$ с.

Определим живое сечение каналов для прохода воды

$$f_e = G_n / 0,36V = 835 \text{ см}^2.$$

Общая длина щелей рабочих зазоров в поперечном сечении

$$L_{p.з} = f_e / \Delta_{p.з} = 8,35 \text{ м.}$$

$$t_{p.з} = M / B = V / t = 0,05 \text{ м.}$$

Магнитный поток в рабочих зазорах

$$\Phi_{p.з} = L_{p.з} t_{p.з} b = 12,5 \cdot 10^6 \text{ Мкс.}$$

Проводимость основного рабочего зазора

$$G_{o.p.з} = \mu_o (L_{p.з} l_{p.з} / \Delta_{p.з}) = 4200 \text{ см.}$$

Проводимость первых краевых зазоров

$$G_{1кр.з} = 870 \text{ см.}$$

Общая проводимость рабочих зазоров

$$G_з = G_{о.р.з} + G_{1кр.з} = 5070 \text{ см.}$$

Коэффициент рассеяния магнитного потока

$$\sigma = G_з / G_{о.р.з}.$$

Магнитный поток во внутреннем магнитопроводе

$$\Phi_{мг.пр} = \Phi_{о.р.з} \sigma = 15,2 \cdot 10^6 \text{ Мкс.}$$

Площадь сечения внутреннего магнитопровода исходя из допустимой индукции в стали $B_{мг.пр} = 1,2 \text{ Тл}$

$$f_{мг.пр} = \Phi_{мг.пр} / B_{мг.пр} = 1,26 \cdot 10^3 \text{ см}^2.$$

Внутренняя площадь сечения корпуса, полагая, что f_B по ходу воды остается неизменной,

$$f_{вн} = f_{\epsilon} + f_{мг.пр} = 2,1 \cdot 10^3 \text{ см}^2.$$

Внутренний диаметр корпуса аппарата

$$D_{вн} = \sqrt{\frac{4f_{вн}}{\pi}} = 51,2 \text{ см.}$$

Подбираем стандартную трубу $D_{НАР} = 530 \times 9 \text{ мм}$ (ГОСТ 8696-74).

Толщина пластин магнитопровода

$$h = 2\Delta_{р.з} f_{мг.пр} / f_{\epsilon} = 30 \text{ мм.}$$

Средняя ширина пластин магнитопровода

$$b_{мг.пр} = f_{мг.пр} / L = 42 \text{ см.}$$

Число пластин в одном наборе

$$n = \frac{D_{вн}}{L} + 2\Delta_{р.з} = 10.$$

Магнитодвижущая сила, необходимая для преодоления сопротивления рабочего зазора,

$$F_{o.p.3} = \frac{B_{p.3} \Delta_{p.3}}{\mu_o} = 3000 \Gamma\text{б}.$$

Магнитодвижущая сила, необходимая для преодоления сопротивления магнитопроводов на всем их протяжении,

$$F_{мг.пр} = L_{мг.пр} H_M = 1875 \Gamma\text{б}.$$

где $H_M = 10$ А/см — намагничивающая сила для ст. 3 при индукции в ней $B_{CM} = 1,2$ Тл.

Магнитодвижущая сила, необходимая для преодоления сопротивления конструкционных зазоров в местах соприкосновения отдельных участков магнитопроводов,

$$F_{к.з} = \delta_{к.з} n_{к.з} B_{к.з} / \mu_o = 480 \Gamma\text{б}.$$

где $\delta_{к.з}$ — ширина конструкционного зазора (принимается равной 0,01 см); $n_{к.з}$ — число последовательно включенных конструкционных зазоров; $B_{к.з}$ — индукция в конструкционном зазоре (принимается равной 1,2 Тл).

Магнитодвижущая сила намагничивающей катушки

$$F_{н.к} = F_{o.p.3} + F_{мг.пр} + F_{к.з} = 5360 \Gamma\text{б}.$$

Коэффициент потерь МДС

$$f = F_{н.к} / F_{o.p.3} = 1,8.$$

Коэффициент отдачи магнитоисточника

$$\eta = \frac{1}{\sigma f} = 0,46.$$

Площадь окна намагничивающей катушки

$$S_{o.н.к} = F_{н.к} / j\psi = 2600 \text{ мм}^2,$$

где $j = 2,5$ А/мм² — плотность тока в обмотке; $\psi = 0,67$ — коэффициент дополнения.

Геометрические размеры катушки принимаются по конструкционным соображениям: ширина $B_{ОНК} = 5$ см; толщина $h_{ОНК} = 6$ см;

$D_{o,cp} = D_{нар} + h_{o,н.к} + \delta_{из} = 600 \text{ мм}$ — средний диаметр витка обмотки; $D_{НАР}$ — наружный диаметр трубы; $\delta_{из}$ — толщина изоляции.

Параметры обмотки намагничивающей катушки: $d_{ПР} = 2 \text{ мм}$ — диаметр провода, $f_{np} = \frac{\pi}{4} d_{np}^2 = 3,14 \text{ мм}^2$ — площадь сечения провода; $\omega = \frac{F_{н.к}}{jS_{np}} = 550$ — число витков; $L_{o,н.к} = \pi D_{o,cp} \omega = 1040 \text{ мм}$ — длина обмотки.

Омическое сопротивление обмотки намагничивающей катушки в рабочем состоянии при температуре обмотки 70°C

$$R_{н.к} = \frac{\rho_m L_{o,н.к}}{f_{np}} [1 + \alpha(70 - 20)] = 7 \text{ Ом},$$

где $\rho_m = 17 \cdot 10^{-9} \text{ Ом} \cdot \text{м}$ — удельное сопротивление меди при 20°C ; $\alpha = 0,04 \cdot \text{K}^{-1}$ — температурный коэффициент.

Постоянный ток через намагничивающую катушку $I = jf_{ПР} = 7,8 < 10 \text{ А}$.

Постоянное напряжение на клеммах катушки: $U = IR = 55 < 60 \text{ В}$.

Потребляемая мощность $N_{эл} = IU = 420 \text{ Вт}$.

Коэффициент местных сопротивлений

$$\zeta_{м.с} = 0,5 \left(1 - \frac{f_y}{f_m}\right) + \left(1 - \frac{f_y}{f_m}\right)^2 = 0,5,$$

где $\frac{f_y}{f_m} = 0,5$ — отношение сечения рабочих зазоров к сечению трубы.

Потери гидравлического напора

$$\delta_p = \frac{\zeta_{м.с} V^2 \rho_v}{2g} = 6,3 \text{ кПа},$$

где ρ_v — плотность воды; g — ускорение свободного падения.

Число Рейнольдса

$$Re = 2\Delta_{p.з} V / \nu = 100000.$$

Таким образом, все параметры аппарата соответствуют заданным.

§ 8.5. ТЕРМИЧЕСКАЯ ДЕАЭРАЦИЯ ВОДЫ

Деаэрацией воды называется процесс, имеющей целью удаление из воды растворимых коррозионно- активных газов- кислорода и углекислого газа.

Наибольшее распространение получил термический способ деаэрации воды.

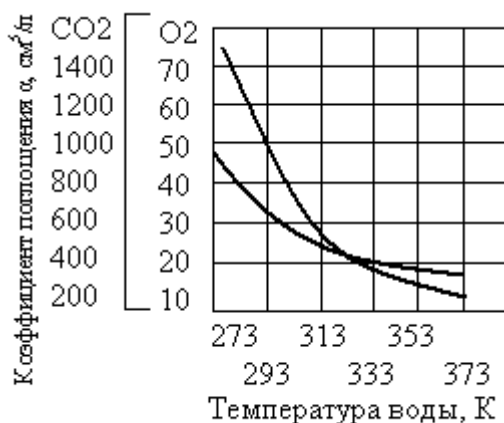


Рис. 8.5. Значение коэффициента абсорбции O_2 (1) и CO_2 (2) в зависимости от температуры, при давлении 0,1 МПа.

Термическая деаэрация воды основана на уменьшении растворимости газов с понижением их парциальных давлений в пространстве над водой, т.е. с повышением температуры воды, вплоть до нулевого значения при достижении параметров насыщения для данного давления.

Термическая деаэрация представляет собой сочетание процессов теплообмена (нагрев деаэрируемой воды до температуры насыщения) и массообмена (удаление растворенных газов из деаэрируемой воды в паровую среду). При подогреве воды до температуры насыщения при данном давлении парциальное давление удаляемого газа над жидкостью снижается и растворимость его снижается до нуля. Вследствие нарушения равновесия в системе и наличия положительной разности между равновесным парциальным давлением удаляемого газа в воде и парциальным давлением его в паровой среде происходит выделение растворенных газов из деаэрируемой воды (физическая десорбция). Выделение связанных газов из воды происходит за счет хемсорбции — десорбции, сопровождаемой химической реакцией.

Удаление коррозионно-агрессивных газов в схеме котельной установки осуществляется в специальных устройствах — термических деаэраторах, в которых также происходит подогрев воды до температуры насыщения, соответствующей давлению в установке.

В зависимости от рабочего давления, при котором осуществляется выделение газов из воды, термические деаэраторы делятся на вакуумные, в которых дегазация происходит при абсолютном давлении 0,075—0,05 МПа и атмосферные, работающие при давлении 0,12 МПа.

К современным термическим деаэраторам предъявляются следующие требования:

а) все ступени деаэратора должны представлять собой элементы аппарата непрерывного действия, поэтому внутри каждой ступени должны отсутствовать циркуляционные токи, которые могут привести к прорыву необработанных масс воды в отводящий трубопровод; в деаэраторе не должно быть застойных зон ни по воде, ни по пару особенно;

б) в деаэраторе между паром и водой должен быть четко выраженный противоток, что обеспечит максимальную разность между равновесным давлением газа в воде и его парциальным давлением над водой;

в) для непрерывного и устойчивого протекания процесса дегазации обрабатываемой воды деаэратор должен вентилироваться необходимым количеством пара, причем парциальное давление удаляемых газов в подводимом к деаэратору паре должно быть минимальным;

г) способ обработки деаэрируемой воды (особенно на последних ступенях дегазации) должен обеспечивать многократную обработку ее паром и максимальное развитие поверхности контакта фаз;

д) в деаэраторе должны быть предусмотрены условия для удаления мельчайших газовых пузырьков, возникающих при нагревании воды и падении давления;

е) для обеспечения глубокой дегазации и особенно для эффективного протекания процессов термического разложения бикарбонатов и других термически нестойких соединений необходимо перед последней ступенью деаэрации выдержать воду при температуре, близкой к температуре насыщения;

ж) обработка воды в последней ступени дегазации должна по возможности осуществляться при температуре более высокой, чем температура насыщения, соответствующая давлению в паровом пространстве деаэратора, что обеспечивает дополнительную дегазацию воды за счет эффекта вскипания;

з) должна быть предотвращена возможность повторного загрязнения воды кислородом и углекислотой в деаэраторе.

Перечисленным требованиям наиболее полно удовлетворяет двухступенчатый деаэратор (рис. 8.6). с небольшой колонкой (1) и затопленным барботажным устройством (11) в баке-аккумуляторе (4) Аппарат включает струйную колонку с двумя перфорированными тарелками (2), (3), расположенную у одного торца бака-аккумулятора. В нижней части бака у противоположного его торца расположено барботажное устройство.

Конденсат (8) и химически очищенная вода(5) подаются на верхнюю тарелку(2), где смешиваются, а затем в виде струй сливаются сначала на вторую дырчатую тарелку(3) и далее в бак-аккумулятор. После выдержки в баке вода поступает в барботажное устройство, основным элементом которого является горизонтальный дырчатый лист. Пар подается на барботажное устройство(13) и в паровой объем бака-аккумулятора.

Деаэрационная вода выводиться из установки по трубопроводу (6), а выпар, состоящий из коррозионно-активных газов и некоторого количества вентилирующего объем пара, по трубопроводу (10) отводиться в атмосферу через охладитель выпара или гидравлический затвор.

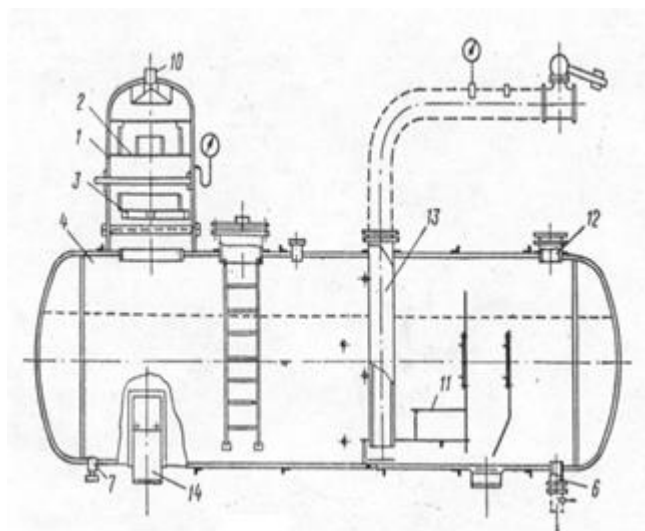


Рис. 8.6. Деаэратор ДСА барботажного типа конструкции ЦКТИ

1 – корпус колонки, 2 и 3 – соответственно верхняя и нижняя тарелки, 4 – корпус деаэрационного бака, 6 – отвод деаэрированной воды, 7 – патрубок для слива воды, 8 – вход конденсата, 10 – патрубок для вытара, 11 – барботажное устройство, 12 – патрубок для подачи основного потока пара, 13 – труба для подачи пара на барботирование, 14 – опоры деаэраатора.

В струйной колонке при контакте пара с дегазируемой водой происходит ее нагрев. Этот процесс протекает тем интенсивнее, чем выше турбулизация потоков пара и воды и чем меньше парциальное давление газов в паре. При этом внутри жидкости выделяются мельчайшие газовые пузырьки.

Параллельно с нагревом воды в струйном потоке идут процессы дисперсного выделения газов и физической десорбции, т.е. перенос газа из жидкой фазы в газообразную путем молекулярной и турбулентной диффузии. Преобладание того или иного вида диффузии зависит от степени внутренней турбулентности в объеме воды. При этом возможны также механическое увлечение струей воды определенного количества газов в мелкодисперсном состоянии из греющего пара и возникновение рециркуляции неконденсирующихся газов в зоне конденсации.

В струйной колонке при контакте пара с дегазируемой водой происходит ее нагрев. Этот процесс протекает тем интенсивнее, чем выше турбулизация потоков пара и воды и чем меньше парциальное давление газов в паре. При этом внутри жидкости выделяются мельчайшие газовые пузырьки.

Параллельно с нагревом воды в струйном потоке идут процессы дисперсного выделения газов и физической десорбции, т.е. перенос газа из жидкой фазы в

газообразную путем молекулярной и турбулентной диффузии. Преобладание того или иного вида диффузии зависит от степени внутренней турбулентности в объеме воды. При этом возможны также механическое увлечение струей воды определенного количества газов в мелкодисперсном состоянии из греющего пара и возникновение рециркуляции неконденсирующихся газов в зоне конденсации.

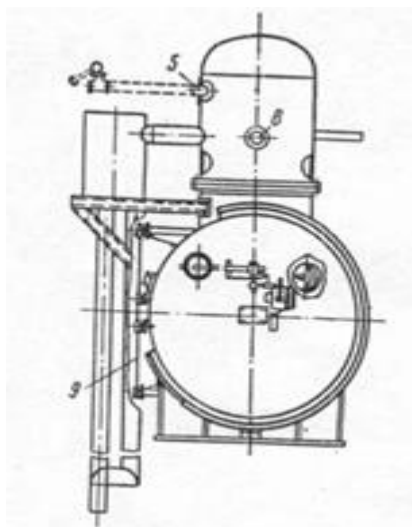


Рис. 8.7. Деаэратор ДСА барботажного типа конструкции ЦКТИ

5 – патрубок подачи химически очищенной воды, 9 – водомерное стекло.

При наличии бака-аккумулятора в такой же последовательности происходят удаление из воды мельчайших газовых пузырьков и процессы разложения бикарбоната натрия, углекислого аммония, карбонатов и нестойких органических веществ. Эти процессы требуют определенного времени, поэтому для обеспечения глубокой дегазации важную роль играет продолжительность пребывания воды в деаэраторе. При этом следует учитывать, что скорости реакций термического разложения взаимосвязаны со скоростью выхода из сферы их протекания выделяющегося свободного углекислого газа путем десорбции. Результирующая скорость протекания этих сопряженных процессов в конечном итоге определяется скоростью самого медленного из них, т.е. скоростью выделения CO_2 . Чем выше коэффициент десорбции, тем быстрее будет протекать реакция разложения бикарбонатов и карбонатов.

Размещение барботажного устройства в баке-аккумуляторе интенсифицирует процессы удаления кислорода и особенно свободной углекислоты за счет хорошей

вентиляции парового пространства бака. Это обеспечивает более глубокое разложение бикарбонатов и карбонатов по сравнению с одноступенчатыми деаэраторами.

Вода, поступающая на барботажное устройство, кроме растворенных газов содержит еще и определенное количество мельчайших газовых пузырьков, имеющих ничтожно малую подъемную силу, в связи с чем их удаление связано с большими трудностями. Если не принять мер по удалению газовых пузырьков, то они могут снова раствориться в воде при ее охлаждении или при повышении давления.

На начальном участке барботажного листа происходит интенсивный подогрев воды до температуры насыщения, соответствующей давлению в деаэраторе. Эффективность процесса дегазации воды на этом участке незначительна. Основной процесс дегазации происходит на остальной части барботажного листа при температуре насыщения, соответствующей давлению в этой части деаэратора. Определяющими факторами при этом являются увлечение газовых пузырьков потоком пара и турбулентная диффузия. Таким образом, бак-аккумулятор и барботажная ступень играют чрезвычайно важную роль в схеме деаэрационной установки. В табл. 8.8 приведены характеристики атмосферных деаэраторов.

Если давление над водой меньше атмосферного, то вода кипит при температуре ниже 100°C. Чем меньше давление, тем ниже температура кипения. Процесс деаэрации по своей физической сущности не зависит от абсолютного давления. Нулевая растворимость газов может быть достигнута при любой температуре кипения, а значит, и при температуре кипения ниже 100°C, поэтому деаэрацию воды можно осуществить при давлении ниже атмосферного. Термические деаэраторы, работающие под давлением ниже атмосферного, называются вакуумными.

Таблица 8.8.

Технические характеристики атмосферных деаэраторов.

Наименование	Барботажные деаэраторы типа ДСА
	Производительность колонки в т/ч

	5	10	15	25	50	75	100
Давление в деаэраторе, ат.	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
Температура воды, °С	104	104	104	104	104	104	104
Диаметр, мм:							
колонки	530	720	800	1200	1200	1200	1200
бака	1200	1600	1600	2000	2200	2200	3000
Полная длина деаэратора, мм	4800	5046	6504	6504	8550	12050	9350
Высота деаэратора, мм	2709	3155	3155	3800	3960	3962	4785
Полезная емкость бака-аккумулятора, м ³	4	7,5	10	15	25	35	50

Для быстрого выделения газов из воды и отвода их из деаэратора, а также для обеспечения глубокой дегазации требуется создавать соответствующие условия.

В вакуумном деаэраторе большая часть газов выделяется из воды в виде пузырьков, которые медленно выходят на поверхность воды; меньшая (остаточная) часть газов выделяется путем диффузии. В деаэраторе 90—95% кислорода выделяется в виде пузырьков, остальные 5—10% — путем диффузии на всем пути движения воды.

Таблица 8.9.

Характеристика вакуумных деаэраторных установок

Тип	Производительность, кг/с	Рабочее давление, МПа	Тип охлаждающего выпара	Тип водоструйного эжектора
-----	--------------------------	-----------------------	-------------------------	----------------------------

ДВ-6	1,39	0,03	ОВВ-2	ЭВ-10; ЭВ-30
ДВ-16	4,17	0,03	ОВВ-2	ЭВ-10; ЭВ-60
ДВ-25	6,90	0,03	ОВВ-2	ЭВ-30; ЭВ-60
ДВ-50	13,89	0,03	ОВВ-8	ЭВ-30; ЭВ-60
ДВ-75	20,83	0,03	ОВВ-8	ЭВ-60; ЭВ-100
ДВ-100	27,78	0,03	ОВВ-8	ЭВ-60; ЭВ-220

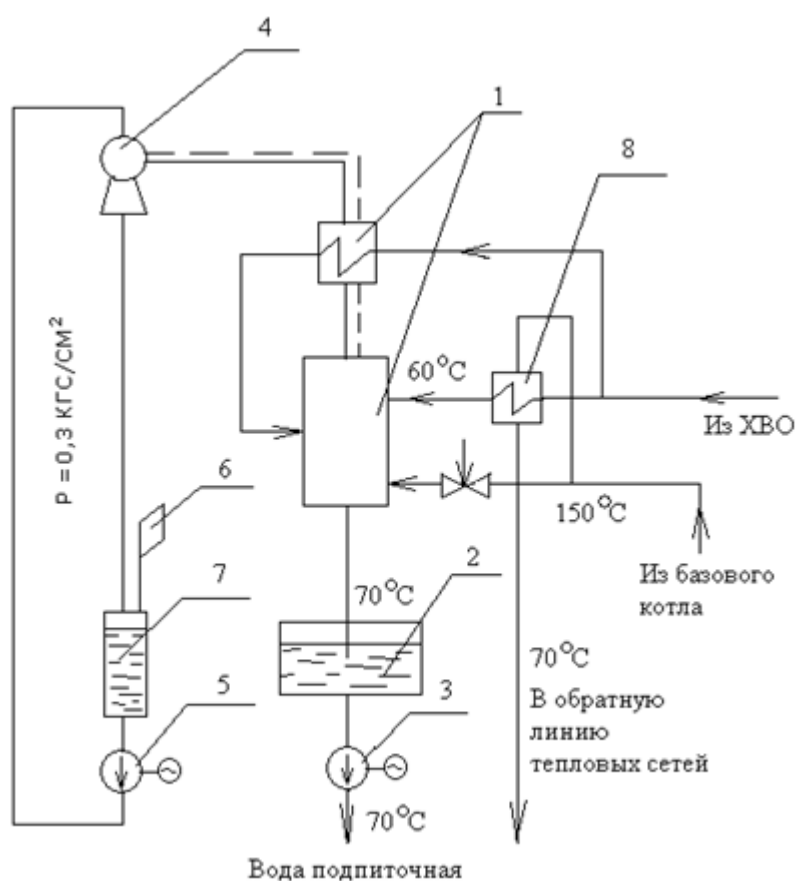


Рис. 8.8. Схема вакуумной деаэрации подпиточной воды в котельной с водогрейными котлами
 1 - деаэратор типа ДВ с охладителем выпара; 2- бак деаэрированной воды; 3- подпиточный насос; 4- водоструйный эжектор; 5- насос рабочей воды; 6- выхлоп в атмосферу; 7- бак рабочей воды; 8- водо-водяной подогреватель.

В деаэрационной установке собственно деаэратором является аппарат, который носит название деаэрационной колонки. (табл. 8.9)

Оборудование вакуумной деаэрационной установки кроме колонки состоит из бака-аккумулятора, охладителя выпара, водоструйного эжектора, контура создания разряжения с водяным насосом. В ряде случаев вакуумная деаэрационная установка оборудуется питательным баком-подогревателем поступающей воды или поверхностным подогревателем. На рис. 8.8 представлена схема вакуумной деаэрации подпиточной воды в котельных с водогрейными котлами.

ПРИМЕР РАСЧЕТА КОЛОНКИ ВАКУУМНОГО ДЕАЭРАТОРА

Произведем поверочный расчет колонки вакуумного деаэратора с круглыми и кольцевыми дырчатыми тарелками, т.е. определим расход деаэрированной воды G_d , расход пара G_n и температуру нагрева воды по ступеням, обеспечивающим получение деаэрированной воды с содержанием $O_2 \leq 0,05$ мг/кг.

Размеры колонки деаэратора: внутренний диаметр $D = 1,8$ м; диаметр круглых тарелок $d_2 = 1,4$ м; внутренний диаметр кольцевых тарелок: $d_1 = 0,8$ м, $d_3 = 1,1$ м, диаметр сливных отверстий в тарелке $d_Q = 0,008$ м; число отверстий $n = 1500$ (в каждой тарелке); число ступеней — 4; высота ступеней: $l_1 = 0,4$ м, $l_2 - l_3 = l_4 = 0,5$ м; высота бортов на всех тарелках $h_0 = 0,045$ м (рис. 8.8).

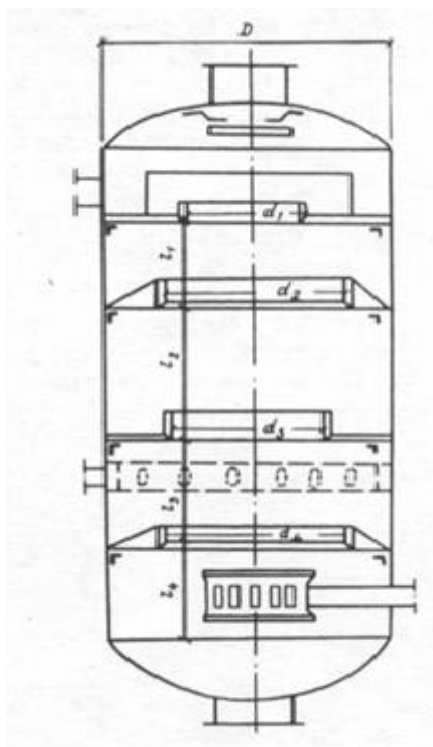


Рис. 8.9. Деаэрационная колонка с круглыми и кольцевыми тарелками

Температура поступающей воды $t_B = 15^\circ\text{C}$. Требуемая температура деаэрированной воды $t_D = 60^\circ\text{C}$. В деаэратор поступает сухой насыщенный пар.

Для получения деаэрированной воды с содержанием $O_2 \leq 0,05 \text{ мг/кг}$ требуется расход выпара $D_{\text{вып}} = 10\text{—}12 \text{ кг}$ на 1 т поступающей воды G_B и недогрев воды до температуры кипения на выходе из колонки $\Delta t \leq 0,02^\circ\text{C}$ при наличии бака-аккумулятора с вскипанием воды в нем, т.е. расход выпара $D_{\text{вып}} = 0,012G_B$ и недогрев воды $\Delta t = 0,2^\circ\text{C}$. Температура пара в нижней ступени $t_{\text{п(н)}} = t_D + \Delta t = 60,2^\circ\text{C}$.

Расход пара на деаэратор определяем из уравнения теплового баланса деаэратора

$$D_n = \frac{G_v c(t_D - t_B) + D_{\text{вып}}(i_{\text{вып}} - ct_D)}{i_{\text{п(н)}} - ct_D}.$$

где $c = 4,19 \text{ кДж/ (кг} \cdot ^\circ\text{C)}$ — теплоемкость воды; $i_{\text{п(н)}} = 2610 \text{ кДж/ кг}$ — энтальпия пара на нижней ступени (определяется по таблицам насыщенного пара).

После подстановки в уравнение теплового баланса деаэратора числовых значений получим $D_n = 0,092G_B$.

Производительность вакуумного деаэратора

$$D_{n(m)}^{0,67} = 54 f \left(\frac{\rho_n''}{G_{\epsilon(m)}} \right)^{0,33},$$

где $D_{n(m)}$ — расход пара через горизонтальное кольцевое сечение в плоскости нижней тарелки (причем $D_{n(m)} = 0,98 D_{\Pi}$); f — площадь-сечения для прохода пара; $f = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_4^2) = 1,01 \text{ м}^2$; $G_{\epsilon(m)}, G_{\text{д}}$ — расход воды на нижней ступени; $\rho_n'' = 0,132 \text{ кг/м}^3$ — плотность насыщенного пара (принимается по таблицам насыщенного пара).

Подставив числовые значения, получим $G_{\epsilon} = 135 \text{ т / ч.}$

Производительность деаэратора составит

$$G_{\text{д}} = G_{\epsilon} + D_n - D_{\text{вып}} = G_{\epsilon} + 0,092 G_{\epsilon} - 0,012 G_{\epsilon} = 1,08 G_{\epsilon} = 146 \text{ т / ч.}$$

Расход пара на деаэратор $D_{\Pi} = 0,092 G_B = 12,4 \text{ т/ч.}$

Расход выпара $D_{\text{вып}} = 0,012 G_B = 1,63 \text{ т/ч.}$

Определим нагревы воды по ступеням колонки.

Для расчета нагрева воды в свободно падающих круглых струях, омываемых движущимся паром, применяется формула:

$$\lg \frac{t_n - t_1}{t_n - t_2} = 0,003 (\rho_n'' w_n^2)^{0,3} \frac{(\varphi^2 h + l)^{0,75} - (\varphi^2 h)^{0,75}}{d_o \varphi^{0,5} h^{0,25}},$$

где t_n — температура пара, набегающего на водяную струю (падение температуры пара на высоте колонки составляет в среднем 1° на ступень); t_1 и t_2 — температура воды на входе в струю и на выходе из струи; φ — коэффициент расхода (для групп отверстий в металлическом листе толщиной $1,55 \text{ мм}$: $\varphi = 0,8—0,81$ для отверстий диаметром 5 мм и $\varphi = 0,85—0,85$ для отверстий диаметром 3 мм ; для дырчатых тарелок $\varphi = 0,72$); l — высота струи; d_o — начальный диаметр струи; h — высота слоя воды на тарелке; w_{Π} — средняя скорость пара, набегающего на струю; ρ_n'' — плотность сухого насыщенного пара при движении в деаэраторе.

Высота h слоя воды на тарелке определяется из формулы

$$w_o = \varphi \sqrt{2gh},$$

где $w_o = \frac{4G_6}{3600\pi d_0^2 h}$ — начальная скорость истечения.

Наибольшая высота h должна быть меньше высоты борта тарелки.

Высота струй на ступени $l_c = l - h$.

Скорость пара определим по формуле

$$w_n = \frac{1000D_n}{3600\rho_n f_{(z)}},$$

где D_n — средний расход пара по ступени; $f_{(z)}$ — площадь цилиндрической поверхности в среднем сечении ступени для набегающего пара

$$f_{(z)} = \pi \left(\frac{d_z + d_z + 1}{2} \right) l_{c(z)}.$$

В рассматриваемом поверочном расчете для каждой ступени деаэратора используется уравнение теплового баланса (подвод теплоты с паром и водой и отвод теплоты с выпаром и водой)

$$D_{n(z)} i_{n(z)} + G_B c t_{1(z)} = D_{вып} i_{вып} + G_{B(z)} c t_{2(z)}.$$

При выполнении расчета задаются расходом пара $D_{п(z)}$, поступающего на ступень и, следовательно, скоростью пара $w_{п}$, и по ранее полученному уравнению рассчитывают температуру воды в конце струи.

Таблица 8.10.

Результаты расчета нагрева воды по ступеням колонки

Величина (обозначение, размерность)	I ступень	II ступень	III ступень	IV ступень
Начальная скорость истечения w_o , м/с	0,5	-	-	0,54
Высота слоя воды на тарелке h , м	0,025	-	-	0,029
Среднее значение h , м	-	-	0,027	-

Высота струй на ступени $l_c(z)$, м	0,373	0,473	0,473	0,473
Задаваемый расход пара на ступень, т/ч	$0,86 D_n$	$0,94 D_n$	$0,98 D_n$	$1,0 D_n$
Средний расход пара по ступени $D_N(z)$, т/ч	6,2	11,2	11,9	12,3
Площадь цилиндрической поверхности в среднем сечении ступени для набегающего пара $f(z)$, м ²	1,29	1,86	1,86	1,86
Температура пара $t_n(z)$, °C	57,2	58,2	59,2	60,2
Плотность пара $\rho_{n(z)}$, кг/м ³	0,116	0,12	0,125	0,132
Средняя скорость пара w_n , м/с	11,5	13,8	14,0	13,9
$\lg \frac{t_{n(z)} - t_{1(z)}}{t_{n(z)} - t_{2(z)}}$	1,09	1,56	1,60	1,61
Температура воды $t_2(z)$ на выходе из ступени, °C	53,8	58,1	59,1	60,1
Количество подведенной теплоты с паром и водой Q_1 , кДж/ч	$36,58 \cdot 10^6$	$62,8 \cdot 10^6$	$67,0 \cdot 10^6$	$68,3 \cdot 10^6$
Количество отведенной теплоты с паром и водой Q_2 , кДж/ч	$36,78 \cdot 10^6$	$63,34 \cdot 10^6$	$64,4 \cdot 10^6$	$68,3 \cdot 10^6$

Невязка	теплового	0,7	0,86	0,9	0
баланса, %					

После этого проверяют соответствие между принятым расходом пара и полученным значением температуры $t_2(z)$. Если баланс не сходится более чем на 1%, то задаются новым расходом пара на ступень. В любом случае приходится делать несколько приближений.

Расчет нагрева воды по ступеням для конкретного примера сведен в табл. 8.10. Как видно из таблицы, нагрев воды до 60°C достигнут. Недогрев воды до температуры кипения на 0,2°C означает, что требуемая глубина деаэрации обеспечена.

ГЛАВА 9. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ, ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ, ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ.

С ростом промышленного производства исключительную остроту приобрела проблема взаимодействия человеческого общества с природной окружающей средой, в частности проблема охраны атмосферы, гидросферы и почвы от загрязнения.

Потребности человеческого общества возрастают непрерывно. Однако объем того, что мы забираем у природы в силу потребностей развития, растет по экспоненте, поскольку удвоение промышленного производства в мире происходит каждые 8—10 лет. Ежегодно из недр Земли извлекаются миллиарды тонн минеральных ресурсов, однако человек из всего добываемого сырья превращает в полезные для общества продукты приблизительно около одного процента. Все остальное выбрасывается в окружающую среду в экологически опасном, отравляющем виде.

Все это приводит к необратимым сдвигам в биосфере Земли, а следовательно, основной проблемой становится охрана и возобновление

окружающей среды, т.е. предохранение ее от загрязнения и изменений, которые происходят в результате функционирования предприятий по технологической переработке ресурсов и теплоэнергетической техники. Загрязнение атмосферы обусловлено выхлопами автомобильного транспорта, отходами отопительных систем, тепловых электростанций и промышленных предприятий. Основными загрязнителями атмосферы являются оксиды серы и азота, углекислый газ, частички дыма и сажи, а также многие другие газы.

В России главной санитарной инспекцией утверждены нормы предельно допустимых концентраций (ПДК) вредных веществ в атмосферном воздухе, измеряемых на уровне дыхания человека. Поддержание ПДК на допустимом уровне обеспечивается двумя методами — пассивным и активным.

Пассивный метод заключается в строительстве высоких дымовых труб с целью рассеять вредные вещества по возможности над большей территорией, уменьшив тем самым локальную концентрацию выбрасываемых веществ.

К активным методам снижения вредных выбросов относятся предварительная подготовка топлива с целью уменьшения содержания в нем серы путем механического обогащения или газификации, новые методы и режимы сжигания, а также очистка дымовых газов от оксидов серы.

Эффективность работы газоочистительных устройств в большей степени зависит от физико-химических свойств улавливаемой золы и поступающих в золоуловитель газов. Степень очистки золоуловителя характеризуется полным и фракционным КПД. Полный КПД золоуловителя представляет собой отношение массового количества уноса, уловленного в золоуловителе, к массовому количеству входящего в него уноса.

Полный КПД золоуловителя, %, определяют по формуле

$$\eta_{\text{зп}} = \frac{G_{\text{ул}}}{G_{\text{вх}}} 100 = \frac{G_{\text{вх}} - G_{\text{вых}}}{G_{\text{вх}}} 100,$$

где $G_{\text{ул}}$ — масса уноса, уловленного в аппарате, кг; $G_{\text{вх}}$, $G_{\text{вых}}$ — масса уноса, вошедшего в аппарат и вышедшего из него, кг.

Фракционным КПД золоуловителя называется отношение массового количества уловленного уноса определенной фракции к массовому количеству уноса той же фракции, поступившей в золоуловитель.

Фракционный КПД золоуловителя, %, определяется по формуле

$$\eta_{\phi} = \frac{G_{\phi.ул.}}{G_{\phi.вх.}} 100.$$

Полный КПД золоуловителя позволяет судить об эффективности очистки продуктов сгорания от уноса определенного фракционного состава в данной конструкции аппарата; однако если изменится фракционный состав уноса, то полный КПД золоуловителя также изменится. Следовательно, фракционный КПД характеризует степень совершенства золоуловителя данной конструкции.

Современные устройства очистки дымовых газов от твердых частиц, применяемые в энергетике, можно разбить в зависимости от принципа работы на следующие основные группы: механические сухие инерционные золоуловители, мокрые золоуловители, электрофильтры и комбинированные золоуловители. Тип золоуловителя выбирается в зависимости от объема очищаемых газов, дисперсного состава и физических свойств золы и требуемой степени очистки газов.

§ 9.1. МЕХАНИЧЕСКОЕ СУХОЕ ЗОЛОУЛАВЛИВАНИЕ

В сухих инерционных золоуловителях частицы золы отделяются от газа под действием центробежных или инерционных сил тяжести.

Принцип действия циклонного золоуловителя (рис. 9.1) основан на том, что к цилиндрическому корпусу тангенциально подводятся продукты сгорания со скоростью 20 м/с. Твердые частицы золы, двигаясь по инерции прямолинейно, прижимаются к корпусу циклона и вместе с газовым потоком под действием силы тяжести спускаются вниз по конической части циклона. В результате спирально-вихревого движения и центробежной силы образуется

пониженное давление в центре циклона, вследствие чего поток газов в нижней части конуса меняет свое направление и идет в центре циклона вверх, направляясь в выходной патрубок. Так как плотность золы больше плотности газа, то ее движение тормозится за счет трения о стенки, и она осаждается внизу, откуда ее периодически удаляют.

Циклон работает лучше, т.е. больше улавливает золы, и выше его КПД тогда, когда путь движения твердой частицы до момента соприкосновения ее с цилиндрической стенкой будет короче. С уменьшением диаметра цилиндрической части циклона повышается угловая скорость вращения вихревого потока, что также улучшает золоулавливание.

Центробежная сепарирующая сила циклона определяется по формуле

$$F = mu/r,$$

где m - масса твердых частиц золы; u — скорость входа газа в циклон; r — радиус циклона.

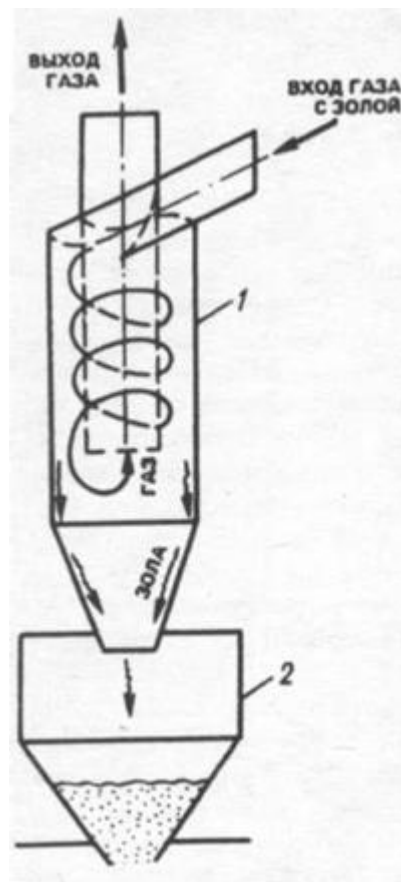


Рис. 9.1. Схема действия циклона НИИОГАЗ. 1 – корпус циклона; 2 – золовый бункер.

Как видно из формулы, при одной и той же скорости входа дымовых газов центробежная сила обратно пропорциональна радиусу циклона, поэтому золоуловитель составляют из батарей циклонов.

Батарейный циклон имеет большое количество (56 шт.) циклонных элементов диаметром 250 мм, скомпонованных внутри общего кожуха, имеющих общий бункер для улавливания золы, распределительную и выхлопную камеры. Их рекомендуется устанавливать в котельных с расходом продуктов сгорания более 4,2 м³/с и в потоке газов с повышенными температурами (до 450°C).

Блок циклонов НИИОГАЗ представляет собой небольшую группу из двух-восьми штук параллельно включенных циклонов диаметром 400—800 мм каждый. Перед циклоном устанавливают шибер, позволяющий выключать циклон из работы. Коэффициент сопротивления для блоков циклонов $\zeta = 105$ —115, а для батарейных циклонов $\zeta = 85$.

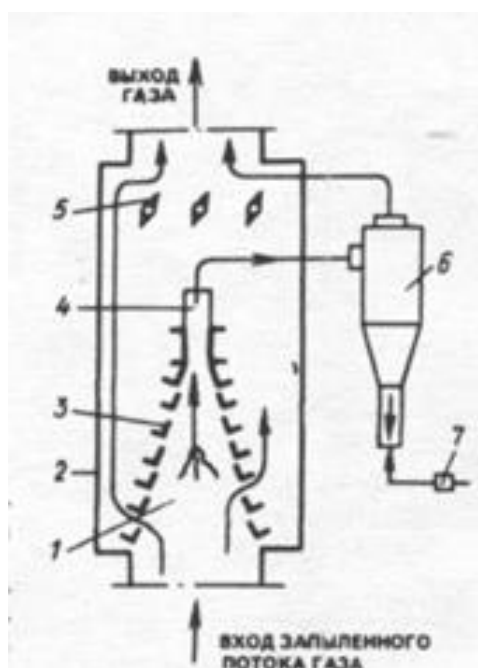


Рис. 9.2. Схема жалюзийного золоуловителя с центральной отсосной щелью. 1 и 4 – входная и выходная камера; 2 – корпус; 3 – жалюзи; 5 – поворотные заслонки; 6 – циклон; 7 – затвор-мигалка.

Количество циклонных элементов в группе определяется по формуле

$$n = V_{\text{общ}} / V_{\text{эл}}$$

где общий объем проходящих продуктов сгорания $V_{общ}$ определяется при температуре уходящих газов и соответствующем коэффициенте избытка воздуха, а объем газов $V_{эл}, \text{м}^3/\text{с}$, проходящих через один элемент (циклон), определяется из условия где D — внутренний диаметр циклона, м; $w_{усл}$ — условная скорость м/с, отнесенная ко всему сечению элемента, определяемая в зависимости от сопротивления золоуловителя $\Delta h_{эл} = 400\text{—}600 \text{ Па}$, принятого при расчете тяги:

$$\Delta h_{эл} = \zeta \frac{w_{усл}^2}{2},$$

откуда

$$w_{усл} = \sqrt{\frac{\Delta h_{эл}^2}{\zeta \rho_{ном}}}.$$

Плотность газового потока

$$\rho_{ном} = \rho_{г}^n \frac{273}{273 + \vartheta_{сп}},$$

где $\rho_{г}^n$ — плотность дымовых газов, $\text{кг}/\text{м}^3$, при средней температуре газов перед дымовой трубой $\vartheta_{сп}$ и коэффициенте избытка воздуха.

Внутренний диаметр циклона выбирается таким, чтобы число элементов составляло два, четыре, шесть или восемь циклонов. В случае необходимости при выбранном диаметре и количестве элементов обратным пересчетом находят сопротивление циклона и вводят соответствующую поправку в расчете тяги.

Жалюзийный золоуловитель ВТИ (рис. 9.2) состоит из решетки-жалюзи, бункера и циклона. Поток дымовых газов со скоростью 12—16 м/с входит в жалюзи, изменяет свое направление и разделяется на две части: один поток в количестве 7—10% поступает в циклон вместе с золой, другой — в газоходы; степень очистки газов достигает 60—70%, сопротивление 300-900 Па. Такие золоуловители применяются при слоевом сжигании твердого топлива.

Недостатком сухих золоуловителей является вторичный унос золы — захват и унос потоком уже отброшенных к периферии наиболее мелких частиц золы. Для уменьшения вторичного уноса используют золоуловители со смоченной поверхностью.

§ 9.2. МОКРОЕ ЗОЛОУЛАВЛИВАНИЕ

В настоящее время широко применяются золоуловители мокрого типа преимущественно в виде центробежных скрубберов (рис. 9.3). Они представляют собой вертикальные цилиндрические аппараты высотой до 12 м и более и диаметром до 5,6 м, футерованные внутри кислотоупорными плитками. Температура продуктов сгорания не должна превышать 200°С. Их применяют при расходе дымовых газов более 27,8 м³/с, приведенных к нормальным условиям, при этом приведенное содержание летучей серы

$$S_{л.п}^r \leq 1\%$$

где $S_{л.п}^r = S_l^r \frac{4200}{Q_i^r}$, а Q_i^r - теплота сгорания топлива, кДж/кг.

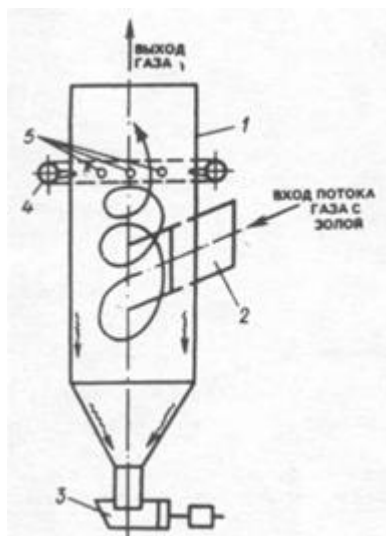


Рис. 9.3. Схема центробежного скруббера-золоуловителя ВТИ
1 – корпус; 2- входной патрубок; 3 – клапан с гидравлическим затвором; 4 – коллектор подвода воды; 5 – оросительные сопла.

Мокрые золоуловители целесообразно применять при гидравлическом шлакозолоудалении.

Продукты сгорания подаются во входной короб, присоединенный по касательной к цилиндрическому скрубберу. Для обеспечения улавливания

зола на стенках и коническом дне скруббера создается пленка воды, выходящей из сопел по касательной к внутренним стенкам. Дымовые газы, выходящие со скоростью около 20 м/с, содержат пыль в количестве 15—30 г/м³; расход воды составляет 0,1—0,2 л на 1 м³ очищаемого газа. Температура дымовых газов в скруббере снижается со 170—200 до 105—110°С, а температура воды повышается.

Уравнение теплового баланса скруббера имеет вид

$$V_g = [(h'_{c,z} - h''_{c,z}) + (h''_{вод} - h'_{вод})] = \\ = Dc(t'' - t') = qct'',$$

где V_g — количество продуктов сгорания, м³/с; $h'_{c,z}, h''_{c,z}$ — начальная и конечная энтальпия сухого газа в продуктах сгорания, кДж/м³; $h'_{вод}, h''_{вод}$ — начальная и конечная энтальпия водяных паров в продуктах сгорания, кДж/м³; D — расход воды, поступающей в скруббер, кг/с; c — теплоемкость воды, кДж/(кг · °С); t', t'' — начальная и конечная температура воды, поступающей из скруббера, °С; q — конденсированная влага из продуктов сгорания, кг/с.

Максимальная скорость движения газов в скруббере во избежание срыва водяной пленки и образования брызг не должна превышать 6 м/с, а скорость газов во входном патрубке — 23 м/с. Расход воды на очистку продуктов сгорания составляет 0,15—0,2 л/м³.

§ 9.3. ЭЛЕКТРОФИЛЬТРЫ

Наиболее эффективна очистка продуктов сгорания в электрофильтрах, которые могут обеспечить высокую степень очистки газов $\eta = 0,9—0,98$ при гидравлическом сопротивлении не более 200 Па без снижения температуры и увлажнения дымовых газов.

В электрофильтрах дымовые газы движутся в каналах, образованных осадительными электродами, между которыми расположены через

определенное расстояние коронирующие электроды. К электродам подводится постоянный ток высокого напряжения (плюс — к осадительным электродам, минус — к коронирующим). При достаточной напряженности электрического поля происходит ионизация дымовых газов, и частички золы получают заряд (обычно отрицательный). Под действием электростатических сил частички начинают перемещаться в направлении от коронирующих электродов к осадительным, постепенно осаждаюсь в них.

В зависимости от направления движения продуктов сгорания различают вертикальные и горизонтальные электрофилтры, а по способу удаления осажденных частиц золы — сухие и мокрые. Удаление осевших частиц в сухих электрофилтрах производится путем встряхивания электродов. В результате этого частички золы под действием силы тяжести выпадают в золовой бункер. В мокрых электрофилтрах частички золы смываются с электродов водой.

Для получения высокой степени очистки продуктов сгорания применяются комбинированные золоуловители, состоящие из двух ступеней. Наиболее часто в качестве первой ступени применяются батарейные циклоны, а второй ступени — электрофилтры. При двухступенчатой компоновке золоуловителей КПД достигает 98—99%.

§ 9.4. ОЧИСТКА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ОТ ГАЗООБРАЗНЫХ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ

Одним из главных токсичных компонентов, содержащихся в органических топливах и оказывающих существенное влияние на окружающую среду, является сера. Связь между содержанием серы в топливе и количеством выбросов SO_2 видна из табл. 9.1.

Таблица 9.1.

Количество выбрасываемых оксидов серы при сжигании различных топлив

Топливо	Содержание	Выброс
Уголь АШ	1,8	36
Мазут:		
высокосернистый	3,0	60
малосернистый	0,5	10

Уменьшение выбросов сернистых соединений в атмосферу может идти по трем направлениям:

- а) удаление серы из топлива до его сжигания;
- б) использование новых методов и режимов сжигания;
- в) очистка продуктов сгорания от оксидов серы.

Удаление серы на нефтеперерабатывающих заводах можно осуществлять **гидроочисткой**. При этом происходит взаимодействие водорода с сероорганическими соединениями и образуется сероводород H_2S , который затем улавливается и может использоваться для получения серы и ее соединений. Процесс протекает при температуре 300—450°C и давлении до 10 МПа в присутствии катализаторов — окислов молибдена, кобальта и никеля.

Капитальные затраты составляют примерно 3 руб/т на каждые 0,5% понижения количества серы в мазуте. Снижение содержания серы в котельном топливе с 2,5 до 0,5% приводит к удвоению его стоимости.

В результате простейшего обогащения угля можно удалять колчеданную серу, используя большую ее плотность (около 5 т/м³) по сравнению с остальной массой угля (около 2 т/м³). Так, для подмосковного бурого угля-дробленки при сухом методе обогащения удастся удалить 25—30% серы. Отсепарированный колчедан можно использовать для получения серной кислоты.

Для отделения от угля колчеданной и органической серы может быть применено **гидротермическое обессеривание углей**, заключающееся в

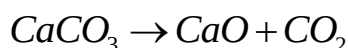
обработке измельченного топлива в автоклавах при давлении 1,75 МПа и температуре около 300°C щелочными растворами, содержащими гидраты окисей натрия и калия. При этом получается уголь с малым содержанием серы, который отделяется от жидкости центрифугированием и затем сушится.

Жидкость, содержащая сульфиды натрия и калия, регенерируется в результате обработки углекислотой, а из получающегося при этом сероводорода извлекается элементарная сера.

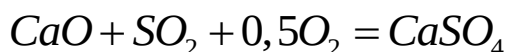
Сернистость сжигаемого жидкого топлива снижают, подвергая его воздействию высоких температур с использованием окислителей (газификация) или без них (пиролиз). **Процесс газификации** протекает в условиях высоких температур (900—1300°C) при ограниченном доступе кислорода. При комплексном энерготехнологическом использовании топлива возникает задача получения из топлива химического сырья и чистого энергетического топлива; для термического разложения мазута можно использовать высокотемпературный пиролиз ($t = 700—1000^\circ\text{C}$ без доступа окислителя) с последующей газификацией твердого продукта (нефтяного кокса).

Ориентировочные данные по экономической оценке различных способов очистки топлива и дымовых газов от серы приведены в табл. 9.2.

Сжигание топлива в кипящем слое размолотого известняка при 900°C позволяет за счет реакций



и



обеспечить очистку продуктов сгорания от серы до 90%.

Все известные способы улавливания SO_2 из продуктов сгорания можно разделить на два класса: сухие и мокрые.

Таблица 9.2.

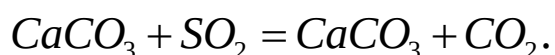
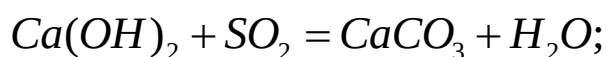
Экономические показатели

различных способов очистки топлива от серы

Способ снижения содержания серы	Затраты на 1 т мазута, руб.		
	эксплуатационные	капитальные	расчетные приведенные
Гидрокрекинг мазута в кипящем слое	7,8	32,7	12,7
Гидроочистка вакуумного газойля с гидрокрекингом гудрона	6,9	31,7	11,6
Гидроочистка вакуумного газойля и термодиффузионный крекинг	4,1	30,0	8,6
Газификация мазута с три-калийфосфатной очисткой	1,4	16,7	3,9

Очистка дымовых газов от оксидов серы известью или известняком является наиболее разработанным процессом, реализованным в ряде зарубежных стран. В России исследована работа опытно-промышленной установки по очистке дымовых газов известковым способом.

Метод очистки основан на нейтрализации сернистой кислоты, получающейся в результате растворения двуокиси серы, содержащейся в дымовых газах, щелочными реагентами: гидратом окиси кальция (известью) или карбонатом кальция (известняком). При этом протекают следующие реакции:



В результате этих реакций получается сульфит кальция, частично окисляющийся в сульфат. Большей частью продукты нейтрализации не используют, а направляют в отвал.

При мокром способе предварительно готовят суспензию известняка (т.е. смешивают его с водой). Дымовые газы, проходя через мокрый скруббер (очиститель), контактируют с известняком. Химические реакции аналогичны приведенным выше. Расход известняка, кг/с, на сероулавливающую установку определяют по формуле

$$G_{CaCO_3} = \mu_1 B \frac{S^r}{100} \frac{\eta}{K_{CaCO_3} K_{исп}},$$

где μ_1 — отношение молекулярных масс $CaCO_3$ и серы ($\mu_1 = 3,125$); B — расход топлива, кг/с; S^r — содержание серы в топливе, %; η — степень очистки газов от SO_2 ($\approx 0,9$); K_{CaCO_3} — содержание углекислого кальция в природном известняке; $K_{исп}$ — коэффициент использования известняка.

Количество твердых сухих отходов, кг/с, получающихся в результате очистки газов, ориентировочно определяют по формуле

$$G_{отх} = (\mu_2 K_{исп} + 1 - K_{исп}) G_{CaCO_3},$$

где μ_2 — отношение молекулярных масс сульфата кальция $CaSO_4 \times 2H_2O$ и известняка $CaCO_3$ ($\mu_2 = 1,72$).

Внося этот коэффициент в формулу, получим

$$G_{отх} = (K_{исп} + 1) G_{CaCO_3}.$$

Выбор метода и конструкции сероулавливающей установки должен проводиться на основании технико-экономического расчета.

Одной из составляющих вредных выбросов в продуктах сгорания являются оксиды азота, о токсичности которых можно судить по данным, приведенным в табл. 9.4. Максимально-разовая предельно допустимая концентрация для двуокиси азота почти в 6 раз меньше, чем ПДК для сернистого ангидрида, в 30 раз меньше, чем для окиси углерода. Оксиды азота образуются за счет окисления содержащегося в топливе азота и азота воздуха,

поэтому они обнаруживаются в продуктах сгорания всех топлив — углей, мазутов, природного газа.

Основными методами подавления образования оксидов азота в топочной камере в настоящее время являются: рециркуляция дымовых газов в топочную камеру, Двухстадийное сжигание топлива, применение специальных горелочных устройств, снижение коэффициента избытка воздуха, снижение температуры подогрева воздуха, уменьшение нагрузки агрегата, химическое воздействие на факел присадками. Каждый из этих методов обладает своими особенностями.

Рециркуляцию дымовых газов осуществляют следующим образом. Продукты сгорания при температуре 300—400°С отбираются обычно после водяного экономайзера специальным рециркуляционным дымососом и подаются в топочную камеру. Особое значение при этом имеет способ ввода газов в топочную камеру: через шлицы под горелками, через кольцевой канал вокруг горелок и подмешивание газов в дутьевой воздух перед горелками. Например, подмешивая до 20—25% дымовых газов, удается снизить содержание оксидов азота на 40—50%. Рециркуляция газа наряду с уменьшением температуры горения приводит к некоторому снижению концентрации кислорода, уменьшению скорости горения и растягиванию зоны горения, а следовательно, более эффективному охлаждению этой зоны топочными экранами.

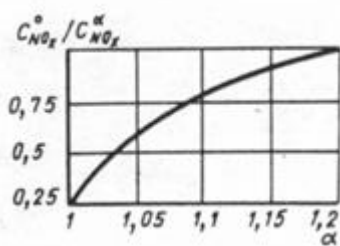


Рис. 9.4. Зависимость выбросов оксидов азота от коэффициента избытка воздуха

Двухстадийное сжигание топлива — в данном случае в первичную зону горения подается воздуха меньше, чем это теоретически необходимо для

сжигания топлива ($\alpha = 0,8—0,95$). В этой зоне происходит неполное горение топлива с частичной его газификацией при пониженной температуре и, следовательно, сниженном содержании окислов азота. Во вторичную зону подается чистый воздух или обедненная топливом смесь для дожигания продуктов неполного сжигания. Процесс горения в заключительной его стадии происходит при более низкой температуре. Данный способ позволяет уменьшить количество окислов азота на 25—35%.

Применение специальных горелочных устройств для систем двухстадийного горения или получения растянутого по длине топочной камеры факела позволяет существенно снизить выбросы окислов азота (на 30—40%).

При сниженных коэффициентах избытка воздуха в топке до $\alpha = 1,02—1,07$ происходит уменьшение концентрации кислорода и соответственно уменьшается количество окислов азота (рис. 9.4). Это мероприятие можно применять в ограниченных пределах и в основном для природного газа и мазута, поскольку снижение избытка воздуха на твердом топливе приводит к увеличению механического недожога.

Снижение теплового напряжения в топочной камере приводит к уменьшению температурного уровня в топке, а следовательно, к снижению NO_x , но это связано с увеличением габаритов и стоимости теплогенератора. Химическое воздействие на факел присадками еще недостаточно разработано и поэтому широкого применения не имеет.

§ 9.5. ПРЕДЕЛЬНО ДОПУСТИМЫЕ ВЫБРОСЫ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ ИЗ ДЫМОВЫХ ТРУБ

Выбрасываемые в атмосферу из дымовых труб котельных продукты сгорания содержат токсичные вещества, оказывающие вредное воздействие на весь комплекс живой природы — биосферу. Наиболее опасными по степени воздействия на организм человека и выбрасываемыми в значительных

количествах с дымовыми газами являются оксид углерода, оксиды серы (SO_2 и SO_3) и оксиды азота NO_x .

Повышенное содержание в атмосфере окиси углерода приводит в результате вдыхания воздуха к взаимодействию CO с гемоглобином, что очень вредно сказывается на здоровье человека, в частности, на его физиологических центрах. При содержании CO в окружающей среде до 0,4—0,5% вдыхание воздуха является уже опасным для жизни. Наиболее чувствительными к содержанию SO_2 в атмосфере являются растения. Токсичное воздействие SO_2 связано с повреждением поверхности листьев или хвои из-за нарушения фотосинтеза и дыхания растений.

Особенно неблагоприятное влияние на людей оказывает сочетание взвешенных веществ и двуокиси серы в воздухе. В связи с этим отрицательное воздействие атмосферных загрязнений на человека проявляется в виде токсичных туманов, образующихся при резком возрастании концентрации этих загрязнений и неблагоприятных метеорологических условиях. В свою очередь из-за действия этих токсичных веществ, загрязняющих атмосферу, появляются хронические неспецифические заболевания, среди которых существенное значение приобретают атеросклероз и связанные с ним коронарные и дегенеративные заболевания сердца, хронический бронхит, эмфизема легких, бронхиальная астма и др.

Таблица 9.3.

Характер действия вредных газов на человека

Характер действия газов и его длительность	Содержание вредных газов в воздухе, % объема			
	CO	SO_2	H_2S	NO_2
Без заметного действия в течении нескольких часов	0,01	0,025	0,0015	0,0008
Признаки легкого отравления или раздражения слизистых оболочек	0,01-0,05	0,005	0,005-0,008	0,001

Возможно серьезное отравление через 30 мин	0,2-0,3	0,08-0,15	0,02-0,03	0,005
Опасно для жизни при кратковременном действии	0,5-0,8	0,06	0,05	0,15

При сжигании органического топлива образуются вредные для человека окислы азота. Они обладают резко выраженным раздражающим действием на слизистую оболочку глаза, снижают дыхательные функции, повышается респираторная заболеваемость, обнаруживаются изменения в крови, появляется метгемоглобин. Оксиды азота, поглощая естественную радиацию как в ультрафиолетовой, так и в видимой частях спектра, снижают прозрачность атмосферы и способствуют образованию смога.

Степень действия некоторых газов характеризуется данными табл. 9.3.

В целях предотвращения вредного воздействия загрязненного атмосферного воздуха на человека и окружающую его среду необходимо, чтобы содержание токсичных веществ в воздухе было предельно ограничено.

На основании большого количества медико-биологических исследований разработаны нормативы на предельно допустимые концентрации вредных веществ в атмосферном воздухе, которые должны обеспечивать нормальную жизнедеятельность человека в течение всей его жизни, а среда при соблюдении этих норм должна быть безвредной для окружающего нас животного и растительного мира.

Содержание вредных веществ в воздухе определяется их концентрацией — количеством вещества, мг, находящегося в 1 м³ воздуха (мг/м³).

Таблица 9.4.

Предельно допустимые концентрации вредных выбросов котельных

Загрязняющее вещество	Предельно допустимая концентрация, мг/м ³	
	максимально-разовая	среднесуточная

Пыль нетоксичная	0,5	0,15
Сернистый ангидрид	0,5	0,05
Углерода оксид	3,0	1,0
Азота диоксид	0,085	0,085
Сажа (копоть)	0,15	0,05
Сероводород	0,008	0,008
Бенз (а) пирен	-	0,1 мкг/100 м

Нормы предусматривают расчет приземных концентраций в двухметровом слое над поверхностью земли, а также вертикальное распределение концентраций.

Степень опасности загрязнения атмосферного воздуха характеризуется наибольшим расчетным значением концентрации, соответствующим неблагоприятным метеорологическим условиям, в том числе и опасной скорости ветра, при которой для заданного состояния атмосферы концентрация вредных веществ на уровне дыхания людей достигает своей максимальной величины.

Согласно действующим санитарным нормам, расчетами определяются разовые концентрации, относящиеся к 20—30-минутному интервалу осреднения. Максимальная концентрация вредных веществ, не оказывающая вредного влияния на здоровье человека, называется **предельно допустимой концентрацией (ПДК)**.

В табл. 9.4 приведены значения ПДК типичных вредных веществ, содержащихся в выбросах котельных.

Расчеты ведутся по каждому вредному веществу в отдельности и необходимо, чтобы концентрация каждого из них не превышала значений, приведенных в табл. 9.4.

Минздравом России было введено дополнительное требование о необходимости суммирования воздействия окислов серы, азота, а также и других элементов, которое выражается условием

$$\sum_{i=1}^n \frac{C_i}{ПДК_i} \leq 1; \frac{C_{SO_2}}{ПДК_{SO_2}} + \frac{C_{NO_2}}{ПДК_{NO_2}} + \dots \leq 1.$$

Это вызвано тем, что во вдыхаемом воздухе возможно присутствие различных токсичных веществ, при этом концентрация отдельных компонентов находится в допустимых пределах, а в сумме они оказывают вредное воздействие на организм человека, животный и растительный мир.

При решении строить новое предприятие в предполагаемом районе строительства в стадии проектирования производят расчет количества вредных выбросов с учетом уже существующего фона загрязнений. Суммарная концентрация вредных примесей после строительства и пуска в эксплуатацию предприятия не должна превышать допустимую, т.е. расчет ведут из условия

$$C_m + C_\phi \leq ПДК,$$

где C_m — максимальная разовая приземная концентрация вредных веществ для выброса из одиночного точечного источника (дымовой трубы), $мг/м^3$; C_ϕ — фоновая концентрация, существующая в данном районе, $мг/м^3$.

Фоновая концентрация относится к тому же интервалу осреднения (20—30 мин), что и максимальная разовая ПДК. По данным наблюдений C_ϕ определяется как уровень концентраций, превышаемый в 5% наблюдений за разовыми концентрациями.

В настоящее время во многих странах мира введены нормы на предельно допустимые концентрации вредных веществ в атмосферном воздухе.

На количество выбрасываемых окислов серы решающее влияние оказывают содержание серы в топливе и режим его сжигания. Образование окислов азота происходит двумя путями: окислением азотсодержащих компонентов топлива и связыванием атмосферного азота с кислородом. Первый

путь зависит главным образом от содержания азота в топливе, второй связан с температурным режимом в топке и концентрацией кислорода. Количество оксида углерода зависит от качества организации процесса сжигания топлива. Количество выбросов золы связано со степенью совершенства золоулавливающих установок.

§ 9.7. РАССЕЙВАНИЕ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ИЗ ДЫМОВОЙ ТРУБЫ

Определив количество вредных выбросов, переходят к расчету минимально допустимой высоты дымовой трубы из условия отвода продуктов сгорания и рассеивания их в атмосфере.

Минимально допустимая высота дымовой трубы определяется из условия обеспечения такого рассеивания, при котором концентрация вредных веществ у поверхности земли будет меньше максимальной разовой предельно допустимой концентрации данного вещества в атмосферном воздухе (ПДК), утвержденной Минздравом России.

Расчет минимально допустимой высоты дымовой трубы H , м, осуществляется по формуле

$$H = \sqrt{\frac{AMFmn}{ПДК \sqrt[3]{V_1 \Delta T}}},$$

где A — коэффициент, зависящий от температурной стратификации атмосферы; M — масса вредного вещества, выбрасываемого в атмосферу в единицу времени, г/с; F — безразмерный коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ в атмосферном воздухе; m и n — коэффициенты, учитывающие условия выхода газовой смеси из устья дымовой трубы; ПДК — максимальная разовая предельно допустимая концентрация вредного вещества в атмосферном воздухе, лимитирующего чистоту воздушного бассейна, мг/м³; ΔT — разность между температурой выбрасываемых дымовых

газов $T_{г_}$ и температурой окружающего атмосферного воздуха $T_{э}$, °С, температура окружающего воздуха принимается равной максимальной температуре наружного воздуха наиболее жаркого месяца года [по СНиП 2.01.01-82]; V_1 - объемный расход дымовых газов, м³/с, определяемый по формуле

$$V_1 = \frac{\pi D^2}{4} w_o,$$

D — диаметр устья дымовой трубы, м; w_o — средняя скорость движения газов на выходе из дымовой трубы, принимаемая равной 12-20 м/с.

Значение коэффициента A , соответствующее неблагоприятным метеорологическим условиям, при которых концентрация вредных веществ в атмосферном воздухе максимальна, принимается равным:

$A-250$ — для районов Средней Азии южнее 40° с.ш., Читинской обл.;

$A-200$ — для европейской территории России: для районов южнее 50° с.ш., для остальных районов Нижнего Поволжья, Кавказа; для азиатской территории России: Дальнего Востока и остальной территории Сибири;

$A-180$ — для европейской территории России и Урала от 50 до 52° с.ш. за исключением попадающих в эту зону перечисленных выше районов;

$A-160$ — для европейской территории России и Урала севернее 52° с.ш.;

$A-140$ — для Московской, Тульской, Рязанской, Владимирской, Калужской, Ивановской областей.

Безразмерный коэффициент F принимается равным:

а) для газообразных вредных веществ и мелкодисперсных аэрозолей (пыли, золы и т.п., скорость упорядоченного оседания которых практически равна нулю) — $F=1$;

б) для мелкодисперсных аэрозолей (кроме указанных в п. а) при среднем эксплуатационном коэффициенте очистки дымовых газов не менее 90% — $F = 2$; 75—90% — $F = 2,5$; менее 75% и при отсутствии очистки $F = 3$.

Значения коэффициентов *m* и *n* определяются в зависимости от параметров f, V_M, V'_M, u, f_e :

$$f = 1000 \frac{W_o^2 D}{H^2 \Delta T};$$

$$V_M = 0,65 \sqrt{\frac{V_1 \Delta T}{H}};$$

$$V'_M = 1,3 \frac{w_o D}{H};$$

$$f_e = 800 (V'_M)^3.$$

Коэффициент *m* определяется в зависимости от параметра *f* по формуле

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1\sqrt{f} + 0,34\sqrt[3]{f}}.$$

Для $f_e < f < 100$ коэффициент *m* вычисляется при $f = f_e$

Коэффициент *n* в зависимости от v_M принимается равным: $n = 1$ при $v_M \geq 2$;
 $n = 0,532 v_M^2 - 2,13 v_M + 3,13$
 при $0,5 \leq v_M < 2$; $n = 4,4 v_M$ при $v_M < 0,5$.

Минимально допустимая высота дымовой трубы принимается по расчету на рассеивание золы или исходя из суммарного действия оксидов серы и азота

$$H = \sqrt{AFmn \left(\frac{M_{SO_2} + \frac{ПДК_{SO_2}}{ПДК_{NO_2}} M_{NO_2}}{ПДК_{SO_2}} \right) \times \sqrt[3]{\frac{1}{V_1 \Delta T}}}.$$

К установке принимают дымовую трубу, которая по расчету из условия предельно допустимых концентраций имеет большую высоту.

Если дымовая труба котельной сооружается в городе или вблизи промышленных предприятий, то при расчете ее высоты необходимо учитывать имеющуюся фоновую загазованность атмосферы. В этом случае расчетная формула принимает вид

$$H = \sqrt{\frac{AFmn(M_{SO_2} + \frac{ПДК_{SO_2}}{ПДК_{NO_2}} M_{NO_2})}{ПДК_{SO_2} - C_{\phi_{SO_2}} - \frac{ПДК_{SO_2}}{ПДК_{NO_2}} - C_{\phi_{NO_2}} \sqrt[3]{\frac{1}{V_1 \Delta T}}}},$$

где C — фоновые концентрации вредных примесей в атмосфере, мг/м³.

Окончательно минимально допустимая высота дымовой трубы принимается из условий, что она должна быть выше конька кровель зданий (расположенных в радиусе 25 м от здания котельной) не менее чем на 5 м и при наличии зданий высотой более 15 м в радиусе 200 м — не ниже 35 м, она должна обеспечивать рассеивание в атмосфере летучей золы и газов, содержащих соединения серы, азота и углерода.

Максимальная приземная концентрация вредных веществ C_M , мг/м³, при выбросе продуктов сгорания из одиночной дымовой трубы обуславливается неблагоприятными метеорологическими условиями; она определяется из выражения

$$C_M = \frac{AMFmn}{H^2 \sqrt[3]{V_1 \Delta T}}.$$

Расстояние x_M , м, от дымовой трубы, на котором приземная концентрация вредных веществ при неблагоприятных метеорологических условиях достигает максимального значения, вычисляют по формуле

$$x_M = \frac{5 - F}{4} dH,$$

где d — безразмерный коэффициент, определяемый из соотношений:

$$d = 2,48(1 + 0,28 f_e^{(1/3)}) \quad \text{при } V_M \leq 0,5;$$

$$d = 4,95 V_M(1 + 0,28 f_e^{(1/3)}) \quad \text{при } 0,5 < V_M \leq 2;$$

$$d = 7V_M^{0,5}(1 + 0,28 f_e^{(1/3)}) \quad \text{при } V_M > 2.$$

Неблагоприятные метеорологические условия наблюдаются в тех случаях, когда скорость ветра достигает опасного значения, а также при интенсивном вертикальном турбулентном обмене.

Действительно, для расчетных условий с повышением скорости ветра максимальная наземная концентрация вредных веществ от дымовой трубы, высота которой равна H , падает. С другой стороны, с увеличением скорости ветра уменьшается эффективная высота $H^{эф}$ дымовой трубы вследствие снижения гидродинамической и тепловой составляющих подъема дымового факела над устьем трубы. Следовательно, опасная скорость ветра будет равна $dC_m / dU = 0$.

Опасная скорость ветра u_m , м/с, на уровне флюгера (обычно 10 м от поверхности земли), при которой образуется наибольшая приземная концентрация вредных веществ C_m , определяется по следующим соотношениям:

$$u_m = 0,5 \text{ при } V_M \leq 0,5;$$

$$u_m = V_M \text{ при } 0,5 < V_M < 2;$$

$$u_m = V_M(1 + 0,12f^{0,5}) \text{ при } V_M > 2;$$

Максимальная приземная концентрация вредного вещества $C_{м.и}$, мг/м³, при неблагоприятных метеорологических условиях и скорости ветра u , м/с, отличающейся от опасной скорости ветра u_m , м/с, вычисляется по формуле

$$C_{м.и} = r C_m,$$

где r — безразмерная величина, определяемая в зависимости от отношения u / u_m , м/с

при $u_m \leq 1$

$$r = 0,67(u / u_m) + 1,67(u / u_m)^2 - 1,34 \times (u / u_m)^3$$

при $u / u_m > 1$

$$r = \frac{3(u / u_m)}{2(u / u_m)^2 - (u / u_m) + 2}$$

Расстояние от источников выброса $x_{м,и}$, м, на котором при скорости ветра u и неблагоприятных метеорологических условиях приземная концентрация вредных веществ достигает максимального значения $C_{м,и}$ мг/м³, вычисляется по формуле

$$x_{м,и} = p x_m,$$

где p — безразмерный коэффициент, определяемый в зависимости от отношения u/u_m по формулам:

при $u/u_m \leq 0,25$;

$$p = 3$$

при $0,25 < u/u_m \leq 1$;

$$p = 8,43(1 - u/u_m)^5 + 1$$

при $u/u_m > 1$;

$$p = 0,32 u/u_m + 0,68$$

§ 9.8. СТОЧНЫЕ ВОДЫ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Одними из крупнейших потребителей воды в народном хозяйстве являются теплогенерирующие установки. По прогнозам на 2000 г., валовое потребление воды теплоэнергетикой составит примерно 950 км³/год, а объем загрязненной воды, сбрасываемой в водоемы, — 850 км³/год.

От теплогенерирующих установок образуются следующие виды сточных вод:

а) от систем гидрозолоудаления теплостанций, работающих на твердом топливе; расход воды на систему гидрозолоудаления составляет 15—30 м³ на 1 т золы.

б) отработавшие растворы водоподготовительных установок;

в) воды, загрязненные нефтепродуктами;

г) после отмывок наружных поверхностей нагрева от отложений;

д) коммунально-бытовые и хозяйственные стоки;

е) отработавшие растворы после химической очистки теплосилового оборудования и его консервации;

ж) теплые воды из различного охлаждаемого оборудования, например на ТЭС от конденсаторов турбин;

з) дождевые (ливневые) воды с территории котельной. Например, на теплостанций с тремя котлами КЕ-10-14,

работающей на подмосковном угле с теплотворной способностью $Q_i^r = 12\,000$ кДж/кг и зольностью 25%, при номинальной нагрузке и КПД котла 85% расход топлива составит $B_p = \frac{D_p(i_n - i_{ng})}{Q_i^r \eta} = 6280 \text{ кг/ч}$, а количество образовавшейся загрязненной воды $G_B = 20 \cdot 0,25 \cdot 6,82 = 34,2 \text{ м}^3/\text{ч}$.

При переходе на сухое золоудаление при работе котельной с числом часов установленной мощности $h_y = 5000$ ч/год будет сэкономлено $171\,000 \text{ м}^3$ воды, а при продаже сухой золы на завод стройиндустрии по 2 руб/т получим прибыль 78 200 руб/год.

Расчеты и опытные данные показывают, что при выработке 1 ГДж тепловой энергии со стоками котельной сбрасывается около 150 кг солей. Следовательно, от котельной, рассмотренной выше, сброс солей за год составит около 135 000 кг. Если в фильтрах заменить антрацитовую крошку на керамзит, имеющий емкость поглощения в 2—3 раза большую, сброс сточных вод после регенерации фильтров снизится в 1,5—2 раза и снизится годовой сброс вод, загрязненных солями.

Если воды, загрязненные нефтепродуктами, перед сбросом их в водоемы пропустить через простейшие нефтеловушки, то загрязненность их нефтепродуктами снизится примерно в 2—2,5 раза.

Таким образом, можно наметить следующие основные пути снижения загрязнений, поступающих со сбросом стоков:

- а) совершенствование технологического оборудования и его элементов;
- б) совершенствование технологии очистки воды;

в) отказ от применения воды в технологических процессах, например в системах гидрозолоудаления.

§ 9.9. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

Пример 9.1. Для котельной, оборудованной тремя котлами КЕ-6,5-14, работающей на буром угле, необходимо выбрать тип золоулавливающей установки. Максимальный расход топлива на один котел составляет 0,56 кг/с, объем дымовых газов, приходящийся на 1 кг топлива, при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_{эл} = 1,75$ составляет $\Sigma V_2 = 6,26 \text{ м}^3/\text{кг}$. Температура газов на входе в золоуловитель $t_{эл} = 200^\circ\text{C}$. Компоновку золоуловителей выполнить поагрегатно.

1. Определим секундный объем дымовых газов, очищаемых каждым золоуловителем:

$$V_{эл} = \frac{\Sigma V_2 B_p (t_{эл} + 273)}{273} = \frac{6,26 \cdot 0,56 (200 + 273)}{273} = 6,1 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Принимаем к установке золоуловитель типа блок-циклон с коэффициентом сопротивления $\zeta = 100$.

2. Находим плотность дымовых газов при $t_{эл} = 200^\circ\text{C}$.

3. Задаемся аэродинамическим сопротивлением $\Delta h_{эл} = 500 \text{ Па}$, при этом устанавливаем, что отношение $\Delta h_{эл} / \rho_{эл} = 500 / 0,77 = 649$ находится в диапазоне рекомендуемых значений.

Оптимальные условия работы циклонов при $\Delta h_{эл} / \rho_{эл} = 540 \text{ — } 740$.

4. Определим число элементов, входящих в блок-циклон, задавая диаметр корпуса каждого элемента $D = 650 \text{ мм}$.

$$n = 1,07 \frac{V_{эл}}{D^2 \sqrt{\frac{\Delta h_{эл} (1 + \frac{t_{эл}}{273})}{\zeta}}} =$$

$$= 1,07 \frac{6,1}{0,65^2 \sqrt{\frac{500(1 + \frac{200}{273})}{110}}} = 5,5.$$

Принимаем блок-циклон 3х2 — 650, состоящий из шести элементов.

Пример 9.2. Проверочный расчет дымовой трубы и расчет рассеивания в атмосфере вредных веществ. Производительность котельной 27 т/ч. Топливо — мазут.

1. Секундный объем дымовых газов на выходе из дымовой трубы

$$V = \frac{V_{\epsilon} B_p (v_{yx} + 273)}{273},$$

где $B_p = 1,92$ т/ч — часовой расход топлива; $V_{\epsilon} = 14,98$ нм³/кг — объем дымовых газов на 1 кг топлива; $v_{yx} = 160^{\circ}\text{C}$ — температура уходящих газов на выходе из дымовой трубы;

$$V = \frac{14,98 \cdot 1,92 \cdot 10^3 (160 + 273)}{3600 \cdot 273} = 12,67 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

2. Суммарный выброс SO_2 с продуктами сгорания

$$M_{\text{SO}_2} = 20 \cdot 1,92 \frac{10^3}{3600} 2,9(1 - 0,02) = 30,31 \text{ г} / \text{с}.$$

где $s^r = 2,9\%$ — содержание серы в топливе; $\eta'_{\text{SO}_2} = 0,02$ — доля окислов серы, связанных летучей золой в котле.

3. Скорость продуктов сгорания на выходе из устья дымовой трубы

$$w_o = \frac{4V}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 12,67}{3,14 \cdot 1,2^2} = 11,21 \text{ м} / \text{с},$$

где $D = 1,2$ м — диаметр существующей дымовой трубы.

4. Величина m определяется по формуле (12.24)

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1\sqrt{1,21} + 0,34\sqrt[3]{1,21}} = 0,875,$$

где $f = 1000 \frac{11,21^2 \cdot 1,2}{30^2 \cdot 138} = 1,21$;

5. Величина n определяется в зависимости от параметра V_M ,

$$V_M = 0,65\sqrt[3]{\frac{12,67 \cdot 138}{30}} = 2,52.$$

Так как $V_M > 2$, то $n = 1$.

6. Необходимая высота дымовой трубы

$$H_{SO_2} = \sqrt{\frac{140 \cdot 30,31 \cdot 1 \cdot 0,875 \cdot 1}{0,5\sqrt[3]{12,67 \cdot 138}}} = 24,83 \text{ м},$$

где $A = 140$ — коэффициент, зависящий от температурной стратификации для Московской обл.; $F = 1$ — безразмерный коэффициент; $ПДК_{SO_2} = 0,5$ мг/м³ — предельно допустимая концентрация оксида серы; $\Delta T = \vartheta_{yx} - t_a = 160 - 22 = 138^\circ C$ — разность между температурой выбрасываемых дымовых газов и температурой окружающего атмосферного воздуха.

Существующая труба диаметром 1,2 м и высотой 30 м обеспечит выброс продуктов сгорания от трех котлов ДКВР-4-13 и одного котла ДКВР-бДИЗ, работающих на мазуте (общая производительность четырех котлов 27 т/ч).

7. Максимальную приземную концентрацию SO_2 в выбросах продуктов сгорания

$$C_{M_{SO_2}} = \frac{140 \cdot 30,31 \cdot 1 \cdot 0,875 \cdot 1}{30^2 \sqrt[3]{12,67 \cdot 138}} = 0,342 \text{ мг} / \text{м}^3.$$

Принимая во внимание наличие временных неблагоприятных климатических условий или каких-либо неучтенных факторов (фон, разовый процент увеличения серы в топливе), увеличиваем приземные концентрации SO_2 на 25%

$$C_{M_{SO_2}} = 1,25 = 0,342 \cdot 1,25 = 0,428 \text{ мг} / \text{м}^3 ,$$

что меньше $ПДК_{SO_2} = 0,5 \text{ мг} / \text{м}^3$.

8. Величина выбросов оксидов азота составит

$$M_{NO_2} = 1,92 \frac{1000}{3600} 38,8 \cdot 1 \cdot 0,132 = 2,73 \text{ г} / \text{с}.$$

где $Q_i' = 383 \text{ МДж/кг}$; $K_{NOx} = 0,12 \text{ кг/ГДж}$ - коэффициент, характеризующий выход оксидов азота, определяемый по графику (см. рис. 9.3) в зависимости от номинальной нагрузки котлов; так как $D_\phi = 27 \text{ м}^2 / \text{ч}$, а $D_H = 18,5 \text{ м}^2 / \text{ч}$, то

$$K_{NOx} \left(\frac{D_\phi}{D_H} \right)^{0,25} = 0,12 \left(\frac{27}{18,5} \right)^{0,25} = 0,132.$$

Принимаем, $q_4 = 0, r = 0, \beta_2 = 1, \beta_3 = 1$ и $\varepsilon_2 = 1$.

9. Максимальная приземная концентрация окислов азота

$$C_{M_{SO_2}} = \frac{140 \cdot 2,73 \cdot 1 \cdot 0,875 \cdot 1}{30^2 \sqrt[3]{12,67 \cdot 138}} = 0,031 \text{ мг} / \text{м}^3 .$$

$C_{M_{SO_2}} = 0,031 \text{ мг/м}^3$ меньше допускаемой нормы $ПДК_{SO_2} = 0,085 \text{ мг/м}$, следовательно, дымовая труба высотой $H = 30 \text{ м}$ удовлетворяет условию рассеивания оксидов азота в атмосфере.

10. Проверим высоту дымовой трубы по расчету на рассеивание вредных веществ в атмосфере из условия суммарного действия оксидов серы и азота

$$H = \sqrt[3]{140 \cdot 1 \cdot 0,875 \cdot 1 \frac{(30,31 + \frac{0,5}{0,085} 2,73)}{0,5}} \sqrt[3]{\frac{1}{12,67 \cdot 138}} = 30,71 \text{ м}.$$

Существующая дымовая труба не обеспечивает предельно допустимых норм рассеивания вредных веществ в атмосфере с учетом суммарного действия оксидов серы и азота, поэтому к установке должна быть принята дымовая труба высотой не менее 31 м.

Пример 9.3. Определить минимально допустимую высоту дымовой трубы котельной из условия отвода газов и рассеивания их в атмосфере. В котельной

паропроизводительностью $D = 8,3$ кг/с установлено три котла КЕ-10-14С, работающих на донецком угле марки Д состава: $w_t^r = 13\%$, $A^r = 3,6\%$, $S_c^r = 3\%$, $C^r = 49,3\%$, $H^r = 3,6\%$, $N^r = 1\%$, $O^r = 8,3\%$. Низшая теплота сгорания топлива $Q_t^r = 19,61$ МДж/кг. Известно, что расчетный расход топлива на один котел $B_p = 0,4$ кг/с, температура уходящих газов $\vartheta_{yx} = 180^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха перед дымовой трубой $\alpha_{yx} = 1,75$, температура окружающего воздуха $t_e = 26^\circ\text{C}$.

Потеря теплоты с уносом от механической неполноты сгорания топлива составляет $q_4^{yn} = 1\%$, доля золы в уносе $a_{yn} = 0,85$; доля твердых частиц, улавливаемых в золоуловителе, $\eta = 0,85$.

Коэффициент стратификации атмосферы $A = 160$; коэффициент, учитывающий скорость оседания золы в атмосфере, $F = 2$, коэффициенты, учитывающие условия выхода дымовых газов из устья дымовой трубы $m = 1,1$ и $n = 1$. Доля оксида серы, связанного летучей золой в котле, $n_{so_2}^* = 0,1$; доля оксида серы, улавливаемого в золоуловителях попутно с твердыми частицами, $n_{so_2}^* = 0$, потеря теплоты от химической неполноты сгорания топлива $q_3 = 1\%$ и механической $q_4 = 4\%$.

Коэффициент, учитывающий долю потери теплоты вследствие химической неполноты сгорания топлива, обусловленной содержанием оксида углерода в продуктах сгорания, $R = 1$, коэффициент, учитывающий влияние содержания азота в топливе, $\beta_1 = 0,9$; коэффициент, учитывающий конструкцию горелок $\beta_2 = 1$; коэффициент, учитывающий вид шлакоудаления, $\beta_3 = 1$; коэффициент, характеризующий эффективность воздействия рециркуляционных газов в зависимости от условий их подачи в топку, $\varepsilon_1 = 1$; степень рециркуляции дымовых газов $r = 0$; коэффициент, характеризующий снижение выброса оксида азота при подаче части воздуха помимо основных горелок, $\varepsilon_2 = 1$,

коэффициент, характеризующий выход оксида азота $K_{NOx} = 0,23$ кг/ГДж. $ПДК_{SO_2} = 0,5$ мг/м³, $ПДК_{NO_2} = 0,085$ мг/м³, $ПДК_{O_3} = 0,5$ мг/м³, $ПДК_{CO} = 3$ мг/м³.

1. Определим теоретическое количество сухого воздуха, необходимого для полного сгорания топлива:

$$V^o = 0,0889C^r + 0,265H^r + 0,033(S^r - O^r) = 0,0889 \cdot 49,3 + 0,265 \cdot 3,6 + 0,033(3 - 8,3) = 5,16 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

2. Теоретический объем продуктов полного сгорания топлива

$$\begin{aligned} V_o^c &= 0,0187(C^r + 0,375S_c^r) + 0,79V^o + 0,8 \frac{N^r}{100} + 0,0124 \times \\ &\times (9H^r + W_t^r) + 0,0161V^o = 0,0187(49,3 + 0,375 \cdot 3) + 0,79 \times \\ &\times 5,16 + 0,8 \frac{1}{100} + 0,0124(9 \cdot 3,6 + 13) + 0,016 \cdot 5,16 = \\ &= 5,67 \text{ м}^3 / \text{кг}. \end{aligned}$$

3. Объем дымовых газов, проходящих через дымовую трубу,

$$\begin{aligned} V_z &= nB_p [V_z^o + (\alpha_{yx} - 1)V^o] \frac{g_{yx} + 273}{273} = \\ &= 3 \cdot 0,4 [5,67 + (1,75 - 1)5,16] \frac{180 + 273}{273} = 19,0 \text{ м}^3 / \text{кг}. \end{aligned}$$

4. Масса золы, выбрасываемая в атмосферу из дымовой трубы

$$\begin{aligned} M_{эл} &= 10nB_p (A^r + q_4^{yh} \frac{Q_i^r}{32,7}) a_{yh} (1 - \eta) = \\ &= 10 \cdot 3 \cdot 0,4 (21,8 + 1 \frac{19,61}{32,7}) 0,85 (1 - 0,85) = 34,27 \text{ г} / \text{с}. \end{aligned}$$

5. Минимальную расчетную высоту дымовой трубы из условия выброса золы и рассеивания ее в атмосфере

$$\begin{aligned} H_{эл} &= \sqrt{\frac{AM_{эл} Fmn}{ПДК_{эл}}} \sqrt[3]{\frac{1}{V_z \Delta T}} = \\ &= \sqrt{\frac{160 \cdot 34,27 \cdot 2 \cdot 1,1 \cdot 1}{0,5}} \sqrt[3]{\frac{1}{19 \cdot 154}} = 41 \text{ м}. \end{aligned}$$

6. Масса диоксида серы, выбрасываемого в атмосферу из дымовой трубы,

$$M_{SO_2} = 20nB_p S_c^r (1 - \eta'_{SO_2})(1 - \eta''_{SO_2}) =$$

$$= 20 \cdot 3 \cdot 0,4 \cdot 3(1 - 0,1) = 64,8 \text{ г/с.}$$

7. Масса оксида углерода, выбрасываемого в атмосферу из дымовой трубы,

$$M_{CO} = c_{CO} B_p n (1 - \frac{q_4}{100}) = q_3 R Q_i^r B_p n (1 - \frac{q_4}{100}) =$$

$$1 \cdot 1 \cdot 19,61 \cdot 0,4 \cdot 3 (1 - \frac{4}{100}) = 22,6 \text{ г/с.}$$

8. Масса диоксида азота, выбрасываемого в атмосферу из дымовой трубы,

$$M_{NO_2} = n B_p Q_i^r \beta_1 K_{NO_x} (1 - \frac{q_4}{100})(1 - \varepsilon_1 r) \beta_2 \beta_3 \varepsilon_2 =$$

$$= 3 \cdot 0,34 \cdot 19,61 \cdot 0,9 \cdot 0,23 (1 - \frac{4}{100}) = 4,68 \text{ г/с.}$$

9. Минимальная расчетная высота дымовой трубы из условия выброса и рассеивания в атмосфере с учетом суммарного действия оксида углерода и диоксида серы и азота будет равна

$$H = \sqrt[3]{\frac{160 \cdot 2 \cdot 1,1 \cdot 1 \left(\frac{64,8 + \frac{0,5}{0,085} 4,68 + \frac{0,5}{3} 22,6}{0,5} \right) \times}{19 \cdot 154}} = 69 \text{ м.}$$

Из сравнения полученных по расчету высот дымовой трубы за расчетное значение, исходя из условия рассеивания вредных выбросов в атмосферу, принимаем наибольшую.

Пример 9.4. Определить минимально допустимую высоту дымовой трубы котельной из условия рассеивания оксидов серы в атмосфере.

В котельной паропроизводительностью $D = 8,7$ кг/с установлено два котла ДЕ-16-14ГМ, работающих на высокосернистом мазуте состава: $w_t = 3\%$, $A^r = 0,1\%$, $S_c^r = 2,8\%$, $C^r = 83\%$, $H^r = 10,4\%$, $O^r = 70\%$. Низшая теплота сгорания топлива $Q_i^r = 38,8$ МДж/кг, если известно, что расчетный расход топлива на один котел $B_p = 0,31$ кг/с.

Температура уходящих газов $\vartheta_{yx} = 195^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха перед дымовой трубой $\alpha_{yx} = 1,45$, температура окружающего воздуха $t_a = 25^\circ\text{C}$.

Доля оксида серы, связанного летучей золой в котле, $n'_{\text{SO}_2} = -0,02$, $n''_{\text{SO}_2} = 0$. Потеря теплоты от химической неполноты сгорания топлива $q_3 = 0,5\%$, коэффициент стратификации атмосферы $A = 200$, коэффициент, учитывающий скорость оседания оксида серы, $F = 1$, коэффициенты учитывающие условие выхода дымовых газов из устья дымовой трубы, $m = 0,92$ и $n = 1$. $\text{ПДК}_{\text{SO}_2} = 0,5 \text{ мг / м}^3$.

Ответ: $H = 30 \text{ м}$.

Пример 9.5. Определить концентрацию золы у поверхности земли для котельной, в которой установлено три котла КВ-ТС-6,5, работающих на интинском каменном угле марки Д состава: $w_t^r = 11\%$, $A^r = 25,4\%$, $s_c^r = 2,6\%$, $C^r = 47,7\%$, $H^r = 3,2\%$, $N^r = 1,3\%$. $O^r = 8,8\%$

Низшая теплота сгорания топлива $Q_i^r = 18,3 \text{ МДж/кг}$.

Известно, что высота дымовой трубы $H = 60 \text{ м}$, расчетный расход топлива на один котел $B_p = 0,46 \text{ кг/с}$. Температура уходящих газов

$\vartheta_{yx} = 182^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха перед дымовой трубой $\alpha_{yx} = 1,7$, температура окружающего воздуха $t_a = 25^\circ\text{C}$, потеря теплоты с уносом от механической неполноты сгорания топлива $q_4^{ym} = 1\%$. Доля золы в уносе $a_{yH} = 0,9$, доля твердых частиц, улавливаемых в золоуловителях, $\eta = 0,85$, коэффициент стратификации атмосферы $A = 180$, коэффициенты, учитывающие условия выхода дымовых газов из устья дымовой трубы, $m = 0,96$ и $n = 1$. $\text{ПДК}_{\text{эл}} = 0,5 \text{ мг/м}^3$.

Ответ: $C_{M_{эл}} = 0,373 \text{ мг/м}^3$.

§ 9.10. КЛАССИФИКАЦИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ТЕПЛОСТАНЦИИ

Показатели работы телестанции делят на количественные и качественные.

Основные количественные показатели работы теплостанции,
определяемые за сутки, месяц, квартал или год:

- 1) выработка теплоты или пара Q , ГДж, или D , т;
- 2) отпуск теплоты или пара потребителям;
- 3) расход натурального топлива B , т;
- 4) расход электроэнергии на собственные нужды, $W_{с.н}$, кВт·ч;
- 5) расход теплоты на собственные нужды $Q_{с.н}$, ГДж;
- 6) расход добавочной воды G_d , м³;
- 7) штатный состав обслуживающего персонала, N чел.

Основные качественные показатели работы теплостанции:

- 1) число часов использования установленной мощности

$$h_{уст} = Q_{год}^{выр} / Q_{уст} = D_{год}^{выр} / D_{уст},$$

где $Q_{год}^{выр}, D_{год}^{выр}$ - количество выработанной теплоты или пара; $Q_{уст}$, $D_{уст}$ — установленная мощность котельных агрегатов, ГДж или т/ч;

- 2) коэффициент использования установленной мощности

$$K_u = \frac{Q_{год}^{выр}}{Q_{уст} 8760} = \frac{D_{год}^{выр}}{D_{уст} 8760}.$$

- 3) коэффициент загрузки основного оборудования

$$K_z = D_{max} / D_{уст} = Q_{max} / Q_{уст},$$

где Q_{max}, D_{max} — максимальная нагрузка котлоагрегата во время эксплуатации;
 $Q_{уст}, D_{уст}$ — установленная мощность;

- 4) коэффициент расхода на собственные нужды

$$K_{с.н} = \frac{Q_{год}^{выр} - Q_{год}^{отп}}{B_p Q_n^r \eta},$$

где $Q_{\text{зод}}^{\text{выр}}, Q_{\text{зод}}^{\text{отп}}$ — количество выработанной и отпущенной теплоты, ГДж; B_p — расчетный расход топлива; Q_n^r — теплотворная способность топлива, кДж/кг; η — коэффициент полезного действия котлоагрегата;

5) экономический КПД (брутто), %

$$\eta_{\text{бр}} = \frac{Q_{\text{выр}}}{B_p Q_n^r} 100;$$

6) экономический КПД (нетто), %:

$$\eta_{\text{нет}} = \frac{Q_{\text{отп}}}{B_p Q_n^r} 100;$$

7) удельный расход условного топлива (брутто), т у.т /ГДж

$$b_{\text{усл}}^{\text{бр}} = B_{\text{усл}} / Q_{\text{выр}};$$

8) удельный расход условного топлива (нетто), т у.т/ГДж

$$b_{\text{усл}}^{\text{н}} = B_{\text{усл}} / Q_{\text{отп}};$$

9) удельный расход натурального топлива (брутто), т/ГДж

$$b^{\text{бр}} = B_n / Q_{\text{выр}};$$

10) удельный расход натурального топлива (нетто), т/ГДж

$$b^{\text{н}} = B_n / Q_{\text{выр}};$$

11) штатный коэффициент, чел/ГДж или чел/т

$$k = N / Q;$$

$$k = N / D;$$

§ 9.11. РАСЧЕТ СЕБЕСТОИМОСТИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

При проведении технико-экономического обоснования с целью выбора оптимального проектного решения, для оценки качества проекта, а после пуска теплостанции в эксплуатацию для оценки экономической эффективности,

технического уровня и качества эксплуатации теплостанции используется система технологических (энергетических), экономических и режимных показателей.

Одним из основных экономических показателей является себестоимость производства тепловой энергии. Себестоимость единицы теплоты или пара представляет собой выраженные в денежной форме затраты котельной, приходящиеся на единицу данной продукции.

Величина себестоимости — важнейший итоговый показатель работы предприятия, отражающий технический уровень и результат его производственной и хозяйственной деятельности. Необходимо всемерно усиливать хозяйственный расчет, добиваться строжайшей экономии и бережливости, сокращения потерь, снижения себестоимости и повышения рентабельности производства.

Средства, затраченные на эксплуатацию котельной установки, состоят из постоянных и переменных. К постоянным относят амортизационные отчисления, содержание персонала, отчисления на текущий ремонт, общекотельные и прочие расходы; к переменным — стоимость топлива, воды и электроэнергии.

Самой крупной статьей расходов на эксплуатацию котельной установки (60—80%) являются затраты на топливо, поэтому даже незначительная экономия топлива приводит к большой экономии денежных средств.

Себестоимость вырабатываемой теплоты, руб/кДж, рассчитывается по формуле

$$S = \Sigma \mathcal{E}_i / Q_{год}^{omn},$$

где $\Sigma \mathcal{E}_i$ - годовые эксплуатационные затраты, руб/год; $Q_{год}^{omn}$ — годовой отпуск теплоты, ГДж/год.

Годовые затраты на производство пара или теплоты, руб/год, составляют

$$\Sigma \mathcal{E}_i = \mathcal{E}_T + \mathcal{E}_B + \mathcal{E}_\mathcal{E} + \mathcal{E}_{3П} + \mathcal{E}_{AM} + \mathcal{E}_{T.P} + \mathcal{E}_{B.M} + \mathcal{E}_O + \mathcal{E}_{ПР},$$

где $\mathcal{E}_T$, $\mathcal{E}_B$, $\mathcal{E}_\mathcal{E}$, $\mathcal{E}_{3П}$, $\mathcal{E}_{AM}$, $\mathcal{E}_{T.P.}$, $\mathcal{E}_{B.M.}$, $\mathcal{E}_O$, $\mathcal{E}_{ПР}$ - расходы соответственно на сжигаемое топливо, воду для технологических целей, покупку электроэнергии, основную и дополнительную зарплату, амортизационные отчисления, текущий ремонт вместе с зарплатой ремонтного персонала, вспомогательные материалы, общекотельные расходы, прочие производственные расходы (охрана труда, спецодежда, анализы топлива и т.д.).

При укрупненных подсчетах в ходе разработки проекта котельной ряд статей, имеющих небольшой удельный вес, можно объединить в одну статью — прочие суммарные расходы.

Рассмотрим методику расчета каждой из основных составляющих себестоимость.

Топливная составляющая $\mathcal{E}_m$ определяется по формуле

$$\mathcal{E}_T = (\vec{\varphi}_{np} + \varphi_{mp} + \varphi_{np}) B_p h_{ycm} n (1 + \frac{\Sigma b}{100}) (1 - \frac{a_n}{100}).$$

где $\vec{\varphi}_{np}$ — преysкурaнтная отпускная цена на месте добычи, руб/т; φ_{tp} — затраты на перевозку, руб/т; φ_{np} — прочие расходы, руб/т; a_n — процент потерь твердого топлива в пути до станции назначения, в пределах норм естественной убыли; B_p — часовой расход топлива на котельный агрегат, т/ч; h_{ycT} — число часов использования установленной мощности, ч; n — число однотипных котельных агрегатов в котельной; $2й$ — процент потерь топлива на территории котельной.

Стоимость перевозок в пределах 50—3000 км можно ориентировочно рассчитывать по эмпирической зависимости

$$\varphi_{tp} = a + bL,$$

где L — расстояние от места добычи до топливозапаснищa теплостанции, км; a и b — коэффициенты, определяемые в зависимости от вида топлива и типа транспорта.

Для отдаленных районов Сибири, Дальнего Востока и Крайнего Севера полученный результат умножают соответственно на коэффициенты 1,15; 1,25 и 1,35.

Затраты на технологическую воду определяются по формуле

$$\mathcal{E}_в = \varphi_в (\Sigma D)(1 - a_{возв}) h_{уст} \times (1 + \frac{с}{100}),$$

где $\varphi_{тр}$ — цена на воду, принимаемая по ценникам 1990 г. для соответствующего пояса и местности (ориентировочно 0,03—0,05 руб/м³) ; ΣD — суммарная производительность котельной, т/ч; $a_{возв}$ — доля возврата конденсата; $h_{уст}$ — число часов использования установленной мощности, ч; $с$ — процент непроизводительных потерь и утечек, %.

Затраты на покупку электроэнергии $\mathcal{E}_э$ рассчитывают, зная расход электроэнергии котельной и тариф на электроэнергию. В нашей стране применяются две системы тарифов на энергию — одноставочный и двухставочный.

Общий размер платы при одноставочном тарифе определяется как произведение тарифа на количество потребленной энергии за данный промежуток времени. Одноставочные тарифы в основном применяются для расчетов с бытовыми потребителями и мелкими промышленными предприятиями, присоединенная мощность которых не превышает 100 кВ·А. Двухставочный тариф состоит из двух частей: платы за присоединенную мощность, кВ·А, или за заявленный максимум нагрузки, кВт, и за фактически потребленную активную энергию. Таким образом, сумма оплаты может быть выражена

$$\mathcal{E}_э = aN + bW_{потр},$$

где a — ставка за 1. кВ·А присоединенной мощности или 1 кВт максимума нагрузки, руб.; N — присоединенная мощность, кВ·А (максимум нагрузки, кВт); b — ставка за 1 кВт·ч потребленной активной энергии, руб/(кВт·ч); $W_{потр}$ — количество потребленной энергии, кВт·ч.

Заработная плата с начислениями $\mathcal{E}_{\text{ЭП}}$ при укрупненных подсчетах может быть принята как произведение средней величины зарплаты f с начислениями на одного работника $\Phi_{\text{Год}}$, на штатный коэффициент $\bar{n}$ и на производительность котельной $Q(D)$

$$\mathcal{E}_{\text{зн}} = \vec{\Phi}_{\text{год}} \vec{n} Q,$$

если $\bar{n}$, чел/ГДж;

$$\mathcal{E}_{\text{зн}} = \vec{\Phi}_{\text{год}} \vec{n} Q,$$

если $\bar{n}$, чел/т.

Более точно количество обслуживающего персонала в котельной принимают в зависимости от числа котлов и вида сжигаемого топлива по нормативам.

Амортизационные отчисления $\mathcal{E}_{\text{АМ}}$, руб/год, рассчитывают по формуле

$$\mathcal{E}_{\text{ам}} = \frac{p_1}{100} C_{\text{стр}} + \frac{p_2}{100} C_{\text{об}},$$

где p_1 и p_2 — процентные отчисления от стоимости общестроительных работ (3,2%) и от стоимости оборудования и монтажа (8,2%); $C_{\text{СТР}}$ и $C_{\text{ОБ}}$ — сметная стоимость общестроительных работ и стоимость оборудования и монтажа, руб/год.

Сметная стоимость общестроительных работ, стоимость оборудования и его монтажа определяются в процентах от капитальных затрат.

Затраты на текущий ремонт при укрупненных расчетах принимают в процентах от амортизационных отчислений. Ориентировочно

$$\mathcal{E}_{\text{тр}} = (0,2 - 0,3) \mathcal{E}_{\text{ам}}.$$

Затраты на вспомогательные материалы $\mathcal{E}_{\text{ам}}$ (смазочные масла, трансформаторное масло, химреактивы для очистки воды и др.), общекотельные $\mathcal{E}_{\text{Q}}$ (расходы на управленческий аппарат, техническую пропаганду и т.д.). и прочие расходы $\mathcal{E}_{\text{ПР}}$ (охрана труда и техника безопасности,

содержание телефонов, радиоточек, канцелярские товары и др.) обычно принимают

$$(\mathcal{E}_{в.м} + \mathcal{E}_o + \mathcal{E}_{np}) = (0,2 - 0,3)(\mathcal{E}_{зн} + \mathcal{E}_{ам} + \mathcal{E}_{т.р}).$$

В практике планирования и учета различают три вида себестоимости: плановую, нормативную и отчетную (фактическую).

Плановая себестоимость включает все затраты, необходимые для производства и реализации продукции по плану, исходя из утвержденных прогрессивных норм расхода топлива, энергии, зарплаты и др.

Нормативная себестоимость отличается от плановой тем, что она подсчитана по действующим нормам предприятия.

Отчетная (фактическая) себестоимость отражает совокупность всех фактических затрат предприятия на производство и реализацию продукции.

Для расчета себестоимости необходимо определить на основе ожидаемого потребления количество подлежащей отпуску и выработке теплоты или пара и потребность в топливе, воде, электроэнергии, смазочных и иных материалах, а также в штатах.

При планировании на годовой срок определяют ожидаемый отпуск теплоты или пара путем построения годового графика отпуска теплоты или пара, количество необходимой к выработке теплоты и запас топлива

$$Q_{год}^{выр} = (1 + \frac{K_{с.н}}{100}) Q_{год}^{отп},$$

где $K_{с.н}$ — процент расхода теплоты на собственные нужды.

Полезный отпуск теплоты (пара) $Q_{отп}$ определяют по графикам потребления (суточным, месячным, квартальным, годовым}, а при отсутствии их находят расчетным путем по укрупненным показателям как сумму годовых расходов теплоты, МВт, на отопление $Q_{от}$, вентиляцию $Q_{в}$, горячее водоснабжение $Q_{ГВ}$ и производство $Q_{Рп}$

$$Q_{отп} = Q_{от} + Q_{в} + Q_{г.в} + Q_{рп}.$$

Расход теплоты на отопление и вентиляцию жилых и общественных зданий принимают по паспортным данным, приводимым в типовых или индивидуальных проектах. Если таких данных нет, пользуются методом приближенного определения расходов теплоты по тепловым характеристикам жилых и общественных зданий.

Тепловой характеристикой здания q_{om} называется количество теплоты, теряемой 1 м³ объема здания (по наружному объему) в 1 ч при разности внутренней и наружной температур в 1°С, т.е. величина q_{om} измеряется в Вт/(м³·°С).

Тепловая характеристика отопления зависит от объема и конструкции наружных ограждений здания и наружной температуры воздуха. Так, для температуры наружного воздуха $t_n = 30^\circ\text{С}$ удельная тепловая характеристика $q_{om} = 0,7—0,8$ Вт/(м³·°С) для одноэтажной застройки и $q_{om} = 0,35 — 0,47$ Вт/(м³·°С) для зданий в шесть и более этажей. Удельные характеристики отопления для зданий различного назначения приведены в учебной и специальной литературе по курсу "Отопление".

Для определения расхода теплоты на вентиляцию пользуются также удельными тепловыми характеристиками по вентиляции $q_{вент}$, которые для общественных зданий в общем случае могут приниматься 0,23 Вт/(м³·°С).

Расход теплоты на бытовое горячее водоснабжение определяется исходя из норм расхода горячей воды ($t = 65^\circ\text{С}$). Для жилых зданий эта норма принимается 80—130 кг/сут на 1 жителя.

Выработка теплоты (пара) $Q_{выр}^{год}$ складывается из полезно отпущенной $Q_{от}^{год}$ и расхода на собственные нужды котельной $Q_{с.н}^{год}$, т.е.

$$Q_{выр}^{год} = Q_{от}^{год} + Q_{с.н}^{год}.$$

Годовой расход топлива в котельной составит

$$B_{год} = B_p h_{уст} n \left(1 + \frac{\sum b}{100}\right).$$

Обычно потери на складе для твердого топлива составляют 0,5%, жидкого и газообразного 0,2—0,3%, из-за нерасчетных режимов работы котельного агрегата 2—3%, продувки и обдувки котельного агрегата 2—5%, на растопку 2—3%.

Потребность в электроэнергии, кВт · ч/год

$$W = W_{ДВ} + W_{осв};$$

$$W_{ДВ} = (\sum N_{уст}) h_{уст} \eta_n;$$

$$W_{осв} = 6000 / V_{уст}^{свет},$$

где $(\sum N_{уст})$ — суммарная установленная в котельной мощность двигателей, кВт; $h_{уст}$ — число часов использования установленной мощности, ч; η_n — КПД питательных насосов 0,8, для остальных двигателей 0,7; $N_{уст}^{свет}$ — мощность всех установленных светильников, кВт.

Потребление воды в котельной складывается из следующих статей расхода:

- 1) покрытие потерь в цикле;
- 2) расход на горячее водоснабжение;
- 3) потери в теплотрассах;
- 4) охлаждение подшипников вращающихся механизмов;
- 5) душ, мытье полов и оборудования;
- 6) расход на фильтры системы химводоочистки (взрыхление, обмывка);
- 7) хозяйственно-питьевые нужды (обычно 2—3 м³/сут).

§ 9.12. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРАВНИТЕЛЬНОЙ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ КАПИТАЛОВЛОЖЕНИЙ В НОВУЮ ТЕХНИКУ

Выбор оптимального варианта проектного или планового решения производится на основе определения показателей сравнительной

эффективности капиталовложений в новую технику. При этом используют метод окупаемости, позволяющий соизмерить по сравниваемым проектным вариантам капиталовложения и эксплуатационные расходы и на этой основе выбрать из них наилучший

$$T_{\phi} = \frac{K_1 - K_2}{S_1 - S_2} = \frac{\Delta K}{\Delta S} \leq T_n,$$

где K_1 и K_2 — капиталовложения по первому и второму варианту, причем $K_1 > K_2$. руб.; S_1 и S_2 - годовые эксплуатационные расходы (издержки производства) по тем же вариантам, причем $S_2 > S_1$, руб/год; ΔK — дополнительные капиталовложения, руб.; ΔS — экономия годовых эксплуатационных расходов, руб/год; T_n и T_{ϕ} — нормативный и фактический (расчетный) сроки окупаемости.

Условие выбора первого варианта $T_{\phi} < T_n$.

Условие выбора второго варианта $T_{\phi} > T_n$.

Фактический (расчетный) срок окупаемости определяет период, в течение которого возмещаются дополнительные капиталовложения по более капиталоемкому, по технически более совершенному варианту за счет экономии, получаемой на эксплуатационных расходах по этому варианту. Формулу можно записать и иначе

$$T_{\phi} = \frac{K_1 - K_2}{(\bar{S}_2 - \bar{S}_1)Q_{год}} \leq T_n,$$

где $\bar{S}_1, \bar{S}_2$ — себестоимость единицы теплоты по первому и второму вариантам проекта, причем $\bar{S}_2 > \bar{S}_1$, руб/ГДж; $Q_{год}$ — годовой отпуск теплоты, ГДж/год.

Существуют нормативный коэффициент сравнительной эффективности капиталовложений $E_n = 1/T_n$ и фактический $E_{\phi} = 1/T_{\phi}$.

При необходимости сопоставления более двух проектных вариантов рекомендуется пользоваться методом срока окупаемости в форме приведенных затрат

$$Z_i = \Sigma \bar{c}_i + E_n K_i = \min$$

где $\bar{c}_1, \bar{c}_2$ — себестоимость единицы теплоты по первому и второму вариантам проекта, причем $\bar{c}_2 > \bar{c}_1$, руб/ГДж; $Q_{год}$ — годовой отпуск теплоты, ГДж/год.

§ 9.13. ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ МЕРОПРИЯТИЙ ПО ОХРАНЕ ВОЗДУШНОЙ И ВОДНОЙ СРЕДЫ ОТ ЗАГРЯЗНЕНИЙ ПРОМЫШЛЕННЫМИ ВЫБРОСАМИ

В связи с загрязнением окружающей природной среды возникают два вида затрат в народном хозяйстве: затраты на предупреждение воздействия загрязненной среды на биосферу и промышленные объекты и затраты, вызываемые воздействием загрязненной среды, т.е. затраты на ликвидацию или снижение загрязнения окружающей среды и затраты на компенсацию воздействия загрязненной среды. Затраты последнего типа возникают в тех случаях, когда полное предупреждение загрязнения окружающей среды невозможно или когда сумма затрат обоих типов при частичном предотвращении загрязнения меньше затрат на полное предупреждение воздействия загрязненной среды на людей и различные объекты.

Затраты первого типа (на предупреждение воздействия загрязненной среды) при загрязнении водоемов определяются величиной расходов на недопущение использования загрязненной воды на технологические и коммунально-бытовые нужды. К числу таких расходов относятся затраты на разбавление сточных вод, сооружение водоочистных сооружений, перенос водозаборов, перемещение водопотребителей к более чистым водным источникам, на организацию использования новых чистых источников и т.п.

При загрязнении атмосферного воздуха аналогичные затраты возникают при применении систем очистки и кондиционирования воздуха, поступающего в производственные помещения, создании газопылеулавливающих установок,

санитарно-защитных зон, при выносе источников загрязнения за пределы города и т.д.

Затраты второго типа, т.е. затраты, вызываемые воздействием загрязненной среды на людей и промышленные объекты, возникают главным образом при загрязнении атмосферы и водных источников. Величина этих затрат определяется расходами на компенсацию вредных последствий воздействия загрязнений на людей и промышленные объекты:

а) медицинское обслуживание людей, заболевших вследствие загрязнения окружающей среды;

б) компенсацию потерь чистой продукции из-за снижения производительности труда, а также невыходов на работу вследствие воздействия загрязнений окружающей среды на население;

в) дополнительные услуги коммунально-бытового хозяйства в загрязненной среде;

г) компенсацию количественных и качественных потерь продукции из-за снижения продуктивности природных ресурсов в загрязненной среде;

д) компенсацию потерь промышленной продукции из-за воздействия загрязнений на основные фонды.

Кроме того, в состав затрат данного типа входят также расходы, вызываемые вторичным загрязнением (от сжигания отходов, их проникания в окружающую среду при хранении и т.п.).

Сумму этих двух типов затрат принято называть **экономическим ущербом**, причиняемым народному хозяйству загрязнением окружающей среды.

При оценке экономического ущерба необходимо помнить, что он является комплексной величиной и складывается из потерь, причиняемых загрязнением окружающей среды отдельным видам различных объектов народного хозяйства (населению, жилищному фонду, промышленным предприятиям, сельскохозяйственным угодьям, лесам и т.д.). Кроме того, для определения

экономического ущерба необходима количественная оценка изменения состояния людей и различных объектов под действием загрязненной среды. В настоящее время исследования по этому вопросу полностью не завершены и на практике пользуются укрупненными (приближенными) оценками экономического ущерба, наносимого загрязнением окружающей среды.

Таблица 9.5

Значения показателя относительной опасности загрязнения атмосферного воздуха над территориями различных типов

Тип загрязнений территории	Значение G
Территории курортов, санаториев, заповедников, заказников	10
Территории пригородных зон отдыха горожан. садовых и дачных кооперативов и товариществ	8
Для центров городов с населением более 300 тыс. чел.	8
Территории промышленных предприятий (включая защитные зоны) и промышленных узлов	4
Леса	
I группа	0,2
II группа	0,1
III группа	0,025
Пашни	
Южные зоны	0,25
Южная сибирь	0,15
Прочие районы	0,1
Сады, виноградники	0,5
Пастбища	0,05

* Для орошаемых земель табличное значение G следует умножить на 2.

Экономический ущерб, причиняемый годовыми выбросами загрязнений в атмосферный воздух, для любого источника определяется по формуле

$$I = \gamma G f \mu,$$

где $\gamma = 2,4$ — константа, принимаемая при оценке годовых выбросов, руб/у.т;
 G — показатель относительной опасности загрязнения атмосферного воздуха; f — поправка, учитывающая характер рассеивания загрязнений в атмосфере; μ — приведенная масса годового выброса загрязнений из источника, у.т/год.

Полученный ущерб, от выбросов в пределах ПДК умножается на коэффициент 3, а при превышении ПДК — на 9.

Если зона активного загрязнения (ЗАЗ) неоднородна и находится на территориях различных типов, то

$$G_{ЗАЗ} = \frac{1}{S_{ЗАЗ}} \sum_{j=1}^{\kappa} S_i G_j,$$

где $S_{ЗАЗ}$ — общая площадь ЗАЗ; S_i — площадь i -й части ЗАЗ; G_i — соответствующее табличное значение показателя для территорий j -го типа.

Зона активного загрязнения каждого источника, ущерб от выбросов которого подлежит оценке, определяется следующим образом.

Для организованных источников (труб), имеющих высоту $h \leq 10$ м, ЗАЗ представляет собой круг с центром в точке расположения источника и радиусом $50h$, а при $h > 10$ м ЗАЗ — это кольцо с радиусом

$$r_{ЗАЗ}^{внутр} = 2\varphi h$$

и

$$r_{ЗАЗ}^{внешн} = 20\varphi h,$$

где h — высота, м; φ — безразмерная поправка на подъем факела выбросов в атмосфере:

$$\varphi = 1 + \frac{\Delta T}{75^\circ C};$$

ΔT - среднегодовое значение разности температур в устье трубы и в окружающей атмосфере на уровне устья.

Если роза ветров резко отличается от круговой, то следует заменить границы ЗАЗ границами, деформированными в соответствии с розой ветров, умножая $r_{ЗАЗ}^{внутр}$ и $r_{ЗАЗ}^{внешн}$ на два множителя, первый из которых равен числу румбов в розе, а второй — относительной частоте направления ветров по каждому румбу.

Поправка f , учитывающая характер рассеивания примеси в атмосфере, определяется следующим образом:

для газообразных примесей и легких мелкодисперсных частиц сочень малой скоростью (менее 1 см/с)

$$f = f_1 = \left(\frac{100(m)}{100(m) + \varphi h} \right) \left(\frac{4(m/c)}{1(m/c) + u} \right),$$

где h — геометрическая высота устья источников, м; φ — поправка на тепловой подъем факела выбросов в атмосфере; u — среднегодовое значение модуля скорости ветра на уровне флюгера; если u неизвестно, принимают $u = 3$ м/с;

для частиц, оседающих со скоростью 1—20 см/с,

$$f = f_2 = \left(\frac{1000(m)}{50(m) + \varphi h} \right)^{1/2} \frac{4(m/c)}{1(m/c) + u},$$

для частиц, оседающих со скоростью свыше 20 см/с, независимо от значения h , φ , u

$$f = f_3 = 10.$$

Если распределение годовой массы выброса частиц (пыли, золы и пр.) по фракциям в зависимости от скорости их оседания неизвестно, то принимается, что при выбросе частиц после их прохождения через фильтры с фактическим коэффициентом очистки η имеет место равенство $f = f_1$ при $\eta \geq 90$; $f = f_2$ при $70 < \eta < 90$; $f = f_3$ при $\eta < 70\%$.

Значения показателя A_i . для некоторых веществ, выбрасываемых в атмосферу

Загрязняющее вещество	A_i
Оксид углерода	1,0
Сернистый газ	16,5
Сероводород	41,1
Сернистая кислота	49,0
Оксиды азота	41,1
Летучие низкомолекулярные углеводороды по углероду	3,16
Хлор молекулярный	89,4
Сажа без примесей	41,5
Пентаоксид ванадия	1225
Зола углей:	
донецких, подмосковных	70
кузнецких, экибастузских	80
березовских, незаровских	60
Зола торфов	60

При выбросе частиц с парами воды или веществ, сопровождаемых быстрой конденсацией, $f = f_3$.

Приведенную массу годового выбросе загрязнений в атмосферу определяют по формуле

$$\mu = \sum_{i=1}^n A_i m_i,$$

где m_i — масса годового выброса примеси i -го вида в атмосферу; A_i — показатель относительной агрессивности примеси i -го вида, у.т/т (табл. 9.6); n - общее число примесей, выбрасываемых источником в атмосферу.

Экономический ущерб, руб/год, от годовичного сброса загрязняющих примесей в водохозяйственный участок некоторым источником (предприятием, населенным пунктом) определяется по формуле

$$J = \gamma' G_k \mu,$$

где $\gamma' = 144$ — константа, принимаемая при оценке годовых сбросов, которые поступят после 1985; G_k — константа, имеющая разное значение для различных водохозяйственных участков ; μ — приведенная масса годового сброса ПРИМЕСЕЙ данным источником в k -й водохозяйственный участок, у.т/год; μ — рассчитывается по формуле, при этом показатель относительной опасности сброса I -го вещества определяется по формуле

$$A_i = \frac{1}{ПДК_{p/x}},$$

где ПДК_{p/x} — предельно допустимая концентрация i -го вещества в воде объектов, используемых для рыбохозяйственных целей,

§ 9.14. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

Пример 9.6. Рассчитать себестоимость тепловой энергии производственной тепловой станции с тремя котлами КЕ-10-14, работающими с $\eta = 78\%$ при сжигании подмосковного обогащенного угля при числе часов использования установленной мощности $h_{уст} = 5000$ ч.

Теплостанция расположена на расстоянии 100 км от места добычи угля. Суммарная мощность электродвигателей в котельной 750 кВт.

1. Определим годовые затраты на топливо

$$\mathcal{E}_T = (\vec{\varphi}_{np} + \varphi_{mp} + \varphi_{np}) B_p h_{уст} n \left(1 + \frac{\Sigma b}{100}\right) \left(1 - \frac{a_n}{100}\right),$$

где $\varphi_{np} = 11,8 \text{ руб/т н.т.} = 32,33 \text{ руб/т у.т.}$; ($\varphi_{mp} = 0,2 + 0,0015 \times 100 = 0,2 + 0,15 = 0,35 \text{ руб/т н.т.}$; ($\varphi_{np} = 0,10 \text{ руб/т у.т.}$ (принимаем ориентировочно);

$$B_p = \frac{D(i_{nap} - i_{n.в}) + D_{np}(i_{np} - i_{n.в})}{Q_n^r \eta};$$

$i_{ПАР}$, $i_{ПР}$ и $i_{П.В}$ — энтальпия насыщенного пара, котловой и питательной воды, кДж/кг, определяемая по "Нормативам" метода расчета кот-лов: $i_{ПАР} = 2800$; $i_{ПР} = 825$; $i_{П.В} = 419$ кДж/кг.

Паропроизводительность котельной

$$D = 3 \cdot 10\,000 = 30\,000 \text{ кг/ч.}$$

Величину продувки (обычно 2—5% паропроизводительности) выбираем равной 3%

$$D_{ПР} = 3000 \cdot 0,03 = 900 \text{ кг/ч.}$$

Низшая теплота сгорания условного топлива Q_n^r - 29 300 кДж/кг, теплота сгорания натурального подмосковного угля $Q_n^r = 16\,700$ кДж/кг, следовательно

$$B_p = \frac{30000(2800 - 419) + 900(825 - 419)}{16700 \cdot 0,78} = 5700 \text{ кг н.т.}$$

Принимаем суммарные потери твердого топлива: $\Sigma b = 5\%$, $a_{п} = 3\%$.

Рассчитаем расходы на топливо

$$\Theta_t = 357000 \text{ руб/год.}$$

2. Если принять, что возврат конденсата составляет 90%, то расходы на дополнительную воду составят

$$\Theta_в = \varphi_в (\Sigma D) (1 - a_{возв}) h_{уст} \left(1 + \frac{C}{100}\right) = 0,04 \cdot 30 (1 - 0,9) \times \\ \times 5000 (1 + 3/100) = 618 \text{ руб / год.}$$

3. Рассчитаем расходы на электроэнергию

$$\Theta_в = 33240 \text{ руб/год.}$$

4. Определим расходы на зарплату

$$\mathcal{E}_{zn} = \vec{\Phi}_{zod} \vec{n} Q = 67500 \text{ руб} / \text{год}.$$

Теплопроизводительность теплостанции

$$Q = D \Delta i = 30000 \cdot 0,566 = 17 \text{ Гкал} = 19,8 \text{ МВт}.$$

Среднегодовая зарплата одного человека с соответствующими начислениями условно может быть принята равной 1500—1800 руб / год.

5. Амортизационные отчисления составят

$$\mathcal{E}_{am} = \frac{P_1}{100}$$

$$C_{стр} + \frac{P_2}{100} C_{об}.$$

Учитывая, что капиталовложения в котельную составляют $K = 14,5 \cdot 19,8 = 287\,000$ руб., получим

$$C_{стр} = 287\,000 \cdot 0,42 = 120\,500 \text{ руб/год}.$$

$$C_{об} = 287\,000 \cdot 0,58 = 166\,500 \text{ руб/год}.$$

$$\mathcal{E}_{AM} = 0,032 \cdot 120\,500 + 0,082 \cdot 166\,500 = 38\,600 + 136\,500 = 17\,510 \text{ руб/год}.$$

6. Определим затраты на текущий ремонт

$$\mathcal{E}_{m.p} = 0,3 \cdot 17510 = 5253,0 \text{ руб} / \text{год}.$$

7. Прочие расходы теплостанции

$$\mathcal{E}_{np} = 0,25(67500 + 17510 + 5270) = 90280 \text{ руб} / \text{год}.$$

8. Определим суммарные годовые эксплуатационные расходы

$$\Sigma \mathcal{E} = 357000 + 618 + 33240 + 67500 + 17510 + 5253 + 90280 = 571401 \text{ руб}.$$

9. Рассчитаем себестоимость единицы тепловой энергии

$$S = \frac{571 \cdot 401}{71,2 \cdot 5000} = 1,61 \text{ руб} / \text{кДж}.$$

Пример 9.7. Определить годовую экономию топлива в водогрейной отопительной теплостанции теплопроизводительностью $Q = 400$ ГДж при следующих условиях; годовое число использования установленной мощности $h_{уст} - 4000$ ч, топливо — уголь карагандинский марки КР ($Q'_r = 20\,800$ кДж/кг). Среднегодовой КПД котельной $\eta_1 = 0,78$.

После установки дополнительных низкотемпературных поверхностей нагрева и снижения избытков воздуха среднегодовой КПД повысился до $\eta = 0,83$.

Годовая экономия топлива составит

$$\Delta B_{\text{г}} = \frac{400000 \cdot 4000(0,83 - 0,78)}{2800 \cdot 0,78 \cdot 0,83} = 4430 \text{ т / год}.$$

Пример 9.8. Рассчитать экономию топлива от снижения температуры уходящих газов с 170 до 130°C в котле КЕ-10-14 при следующих условиях: $i_{нар} = 2800$ кДж/кг, $t_{н\text{ в}} = 100^\circ\text{C}$, $q_4 = 4\%$, $a_{yx} = 1,8$; $C_z = 1,34$ кДж/(кг $\cdot$ $^\circ\text{C}$); топливо — кузнецкий уголь, ($Q'_r = 24\,700$ кДж/кг, $\eta = 0,78$; $V_z = 12,31$ м³/кг).

1. Рассчитаем $\Delta B_{\text{г}}$

$$\begin{aligned} \Delta B_{\text{г}} &= \frac{Q \cdot 10^6 \cdot V_z C_z (g'_{yx} - g''_{yx}) - q_4 V_z C_z (g'_{yx} - g''_{yx})}{Q'_r \eta} = \\ &= \frac{10000(2800 - 419)}{24700 \cdot 0,78} \times \\ &\times \frac{12,31 \cdot 1,34(170 - 130) - 0,04 \cdot 12,31 \times 1,34(170 - 130)}{24700} = 32 \text{ кг / ч}. \end{aligned}$$

2. Экономия топлива за год ($h_{уст} = 5000$ ч) составит

$$\Delta B_{\text{г}}^{\text{год}} = \frac{32}{1000} \cdot 5000 = 160 \text{ т / Год}.$$

Пример 9.9. Оценить экономическую эффективность установки расширителя непрерывной продувки и использования теплоты продувочной

воды. Расход на продувку 0,4 т/ч, стоимость условного топлива $\Pi_T = 30$ руб/т у.т. Капиталовложения (приобретение, монтаж оборудования, зарплата за все выполненные работы) составляют $\Delta K - 1000$ руб.

1. Определим долю пара, отсепарированного в расширителе непрерывной продувки

$$\beta = \frac{i_{np} - i_{c.г}}{i_{nap} - i_{c.г}} = \frac{825 - 419}{2750 - 419} = 0,175$$

2. Годовая экономия топлива составит

$$\Delta B_g = \frac{D_{np} \beta (i_{nap} - i_{n.г})}{Q_H^r \eta_{mo}} =$$

$$= \frac{400 \cdot 0,175 (2750 - 419) 500}{29300 \cdot 0,96} = 29000 \text{ кг / год}$$

3. Экономия на топливе

$$\Delta \mathcal{E}_m = \Pi_m \Delta B_g = 30 \cdot 29 = 870 \text{ руб / год}.$$

4.Срок окупаемости затрат на установку расширителя и теплообменника

$$T = \frac{\Delta K}{\Delta \mathcal{E}_m} = \frac{1000}{870} = 1,15 \text{ года}$$

Пример 9.10. Определить срок окупаемости дополнительных капитальных затрат на автоматизацию работы котла в котельной с тремя котлами ДЕ-10-14 тепловой производительностью 70,5 ГДж/кг. Теплостанция работает на мазуте с $Q_H^r \quad Q_H^r = 4000$ кДж/кг; $h_{уст} = 5000$ ч, среднегодовой КПД котельной установки $\eta_{1к.у} = 90\%$, цена топлива $U_m = 35$ руб/т, цена электроэнергии $C_e = 0,02$ руб/ (кВт - ч). Капиталовложения в систему автоматизации, включая монтаж и наладку работы, составляют $\Delta K = 25\,000$ руб.

В результате установки системы автоматизации достигнуто повышение среднегодового КПД теплостанции на 2% ($\eta_{2к.у} = 92\%$).

За счет уменьшения штатов на одного человека в смену экономия на зарплату составила 6000 руб/год.

1. Годовая экономия топлива составит

$$\Delta B_{\text{г}} = \frac{Q h_{\text{уст}} (\eta_{2\kappa, \text{г}} - \eta_{1\kappa, \text{г}})}{Q_{\text{н}}^r \eta_{1\kappa, \text{г}} \eta_{2\kappa, \text{г}}} =$$
$$= \frac{70,5 \cdot 10 \cdot 5000 \cdot 0,02}{40000 \cdot 0,92 \cdot 0,9} = 175 \text{ т / год.}$$

2. Экономия на топливе $\Delta \mathcal{E}_m = 35 \cdot 175 = 6140$ руб/год.

3. Расходы на амортизационные отчисления и текущий ремонт (ориентировочно)

$$0,1 \Delta K = 0,1 \cdot 25\,000 = 2500 \text{ руб/год.}$$

4. Расходы на электроэнергию (ориентировочно)

$$\mathcal{E}_{\text{г}} = N h_{\text{уст}} C_{\text{э}} = 5 \cdot 5000 \cdot 0,02 = 500 \text{ руб/год}$$

5. Определим срок окупаемости капиталовложений

$$T_{\text{ок}} = \frac{\Delta K}{\Delta \mathcal{E}} = \frac{25000}{6140 - 2500 + 6000 - 500} = \frac{25000}{7140} =$$
$$= 3,5 \text{ года.}$$

Пример 9.11. Известно количество вредных выбросов: золы — $M_{\text{зл}} = 33,41$ ч/с, оксидов серы — $M_{\text{SO}_2} = 63,2$ ч/с, оксида углерода — $M_{\text{CO}} = 21,74$ ч/с, диоксида азота — $M_{\text{NO}_2} = 0,98$ ч/с. Рассчитать годовой экономический ущерб от выбросов, считая, что число часов использования установленной мощности котла $h_{\text{г}} = 5000$ ч/год.

1. Годовые выбросы составят:

$$M_{\text{зл}} = 33,41 \cdot 4600 \cdot 5000 \cdot 10^{-6} = 600 \text{ т/год;}$$

$$M_{\text{SO}_2} = 62,2 \cdot 3600 \cdot 5000 \cdot 10^{-6} = 1140 \text{ т/год;}$$

$$M_{\text{CO}} = 21,74 \cdot 3600 \cdot 5000 \cdot 10^{-6} = 392 \text{ т/год;}$$

$$M_{\text{NO}_2} = 0,98 \cdot 3600 \cdot 5000 \cdot 10^{-6} = 17,6 \text{ т/год.}$$

2. Определим приведенную массу выбросов

$$M = 600 \cdot 70 + 16,5 \cdot 1140 + 1,0 \cdot 392 + 41,1 \cdot 17,6 = 61\,917 \text{ усл.т.}$$

3. Рассчитаем годовой экономический ущерб

$$I = \gamma \mu G f = 2,4 \cdot 4 \cdot 0,4 \cdot 61\,917 = 238\,000 \text{ руб/год,}$$

где

$$f = \frac{100}{100 + \left(1 + \frac{170 - 20}{75}\right) \cdot 50} = \frac{100}{250} = 0,4.$$