



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный
технический университет**

Кафедра «Тепловые электрические станции»

**Н. Б. Карницкий
Б. М. Руденков
В. А. Чиж**

ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИЕ УСТАНОВКИ

Учебно-методическое пособие

**Минск
БНТУ
2016**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Тепловые электрические станции»

Н. Б. Карницкий
Б. М. Руденков
В. А. Чиж

ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИЕ УСТАНОВКИ

Учебно-методическое пособие
по выполнению курсового проекта
для студентов дневного и заочного отделений
специальности 1-70 04 02 «Теплогазоснабжение,
вентиляция и охрана воздушного бассейна»

Минск
БНТУ
2016

УДК 621.181.001.24 (075.8)
ББК 31.38я7
К24

Рецензенты:

В. И. Володин, В. М. Сыропуцинский

Карницкий, Н. Б.

К24 Теплогенерирующие установки : учебно-методическое пособие по выполнению курсового проекта для студентов дневного и заочного отделений специальности 1-70 04 02 «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна» / Н. Б. Карницкий, Б. М. Руденков, В. А. Чиж. – Минск : БНТУ, 2016. – 119 с.
ISBN 978-985-550-480-2.

Методическое пособие составлено применительно к курсовому проекту по теплогенерирующим установкам, выполняемому студентами специальности 1-70 04 02 «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна» всех форм обучения.

УДК 621.181.001.24 (075.8)
ББК 31.38я7

ISBN 978-985-550-480-2

© Карницкий Н. Б., Руденков Б. М.,
Чиж В. А., 2016
© Белорусский национальный
технический университет, 2016

ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект выполняется в соответствии с заданием, выдаваемым консультантом индивидуально каждому студенту. В проекте производится выбор типа котла применительно к заданному виду топлива, расчет материального баланса процесса горения и теплового баланса котла, осуществляется выбор и поверочный тепловой расчет топочного устройства. Выбирается тип низкотемпературной поверхности нагрева и производится ее конструктивный тепловой расчет. На основе теплового расчета котла осуществляется аэродинамический расчет теплогенерирующей установки с выбором тягодутьевых машин и дымовой трубы. Затем производится расчет принципиальной тепловой схемы котельной по заданным тепловым нагрузкам, который завершается выбором оборудования. Выбор способа водоподготовки и расчет ВПУ позволяют рассчитать число и тип ионообменных фильтров. Завершается курсовой проект разделом «Технико-экономические показатели работы котельной», в котором определяются себестоимость отпущенной теплоты и удельный расход условного топлива на ее производство. Курсовой проект выполняется в объеме 30–40 стр. (формат А4), при этом расчетные данные сводятся по возможности в таблицы и графики для обеспечения максимальной компактности расчетно-пояснительной записки. Расчеты выполняются с использованием современных компьютерных технологий. Графическая часть – продольный разрез и план котла с привязкой к нему низкотемпературной поверхности нагрева выполняется в масштабе 1 : 20, план и разрез котельной в масштабе 1 : 50, принципиальная тепловая схема котельной в безмасштабном исполнении.

Курсовое проектирование организовано в полном соответствии с приказом ректора БНТУ № 206 от 10.02.2014 г.

1. ОБЪЕМЫ И ЭНТАЛЬПИИ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

1.1. Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания

Прежде чем приступить к выполнению данного раздела курсового проекта студент определяет элементарный состав топлива по табл. 1.1 (для твердого или жидкого топлив) и по табл. 1.2 в случае использования в качестве проектного топлива природного газа.

При сжигании твердых и жидких топлив

Теоретическое количество сухого воздуха, необходимого для полного сгорания топлива (коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1$), определяется

$$V^o = 0,0889 (C^p + 0,375S_{o+k}^p) + 0,265H^p - 0,0333O^p, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (1.1)$$

Теоретические объемы продуктов сгорания, полученные при полном сгорании топлива с теоретически необходимым количеством воздуха ($\alpha = 1$) определяются по следующим формулам:

– теоретический объем азота

$$V_{N_2}^o = 0,79 V^o + 0,8 \frac{N^p}{100}, \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (1.2)$$

– объем трехатомных газов

$$V_{RO_2} = 0,01866 (C^p + 0,375 S_{o+k}^p), \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (1.3)$$

– теоретический объем водяных паров

$$V_{H_2O}^o = 0,111 H^p + 0,0124 W^p + 0,0161 V^o, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (1.4)$$

При наличии парового дутья или парового распыливания мазута при расходе пара G в величину $V_{H_2O}^o$ дополнительно включается слагаемое $1,24 G$, где $G = 0,05 - 1$ кг пара/кг мазута.

Таблица 1.1

Основные характеристики твердого и жидкого топлив

Цифры шифра	Вид топлива	Состав, %								Низшая теплота сгорания $Q_{н,р}$, кДж/кг	V^{0}	$V_{\text{CO}_2}^{0}$	$V_{\text{N}_2}^{0}$	$V_{\text{H}_2\text{O}}^{0}$	V_{r}^{0}
		W^p	A^p	$S^p_{\text{ок}}$	C^p	H^p	N^p	O^p							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
	Марка угля														
00	Донецкий Д	13,0	21,8	3,0	49,3	3,6	1,0	8,3	19610	5,16	0,94	4,08	0,64	5,67	
01	Донецкий	14,0	25,8	3,9	44,8	3,4	1,0	7,1	17766	4,78	0,86	3,78	0,63	5,27	
02	Донецкий Г	8,0	23,0	3,2	55,2	3,8	1,0	5,8	22040	5,83	1,05	4,61	0,61	6,28	
03	Донецкий Т	5,0	23,8	2,8	62,7	3,1	0,9	1,7	24218	6,43	1,19	5,09	0,51	6,79	
04	Кузнецкий Д	12,0	13,2	0,3	58,7	4,2	1,9	9,7	22835	6,02	1,10	4,77	0,71	6,58	
05	Кузнецкий Г	8,5	11,0	0,5	66,0	4,7	1,8	7,5	26146	6,88	1,24	5,45	0,74	7,42	
06	Грамотейнский Г	14,0	9,5	0,5	59,5	4,0	1,5	11,0	22836	6,0	1,11	4,75	0,71	6,58	
07	Кедровский СС	10,0	11,3	0,5	67,7	3,6	1,6	5,3	23894	6,81	1,27	5,39	0,63	7,29	
08	Краснобродский Т	10,0	16,2	0,3	65,7	3,0	1,7	3,1	24721	6,54	1,23	5,18	0,56	6,97	
09	Томусинский СС	12,0	18,9	0,4	59,1	3,4	1,7	4,5	22584	6,02	1,11	4,77	0,62	6,50	
10	Карагандинский К	8,0	27,6	0,8	54,7	3,3	0,8	4,8	21327	5,60	1,03	4,43	0,56	6,02	
11	Экибастузский СС	7,0	38,1	0,8	43,4	2,9	0,8	7,0	16760	4,42	0,81	3,50	0,48	4,79	
12	Ленгерский БЗ	29,0	11,4	1,7	45,0	2,6	0,4	9,9	16131	4,42	0,85	3,49	0,72	5,06	
13	Подмосковский Б2	32,0	25,2	2,7	28,7	2,2	0,6	8,6	10433	2,94	0,55	2,33	0,69	3,57	
14	Воркутинский Ж	5,5	23,6	0,8	59,6	3,8	1,3	5,4	23673	6,15	1,12	4,97	0,59	6,58	
15	Интинский Д	11,0	25,4	2,6	47,7	3,2	1,3	8,8	18310	4,88	0,91	3,87	0,57	5,35	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
16	Львовско-Волынский Г	10,0	19,8	2,6	55,5	3,7	0,9	7,5	21998	5,75	1,05	4,55	0,63	6,23
17	Бабаевский Б1	56,5	7,0	0,5	25,4	2,4	0,2	8,0	8757	2,69	0,48	2,09	1,01	3,58
18	Кизеловский Г	6,0	31,0	6,1	48,5	3,6	0,8	4,0	19700	5,33	0,95	4,22	0,56	5,73
19	Челябинский Б3	18,0	29,5	1,0	37,3	2,8	0,9	10,5	13953	3,74	0,70	2,96	0,59	4,26
20	Егоршинский ПА	8,0	23,9	0,4	60,3	2,5	0,9	4,0	22416	5,9	1,13	4,67	0,47	6,27
21	Волчанский Б3	22,0	33,2	0,2	28,7	2,3	0,5	13,1	9972	2,73	0,54	2,16	0,57	3,27
22	Веселовский Б3	24,0	30,4	0,4	29,9	2,3	0,5	12,5	10391	2,86	0,56	2,27	0,60	3,43
23	Ткибульский Г	13,0	27,0	1,3	45,4	3,5	0,9	8,9	17933	4,71	0,86	3,73	0,63	5,22
24	Анренский Б2	34,5	13,1	1,3	39,8	2,0	0,2	9,1	13827	3,81	0,75	3,01	0,71	4,47
25	Кокянтакский Д	10,5	17,9	1,7	55,8	3,7	0,6	9,8	21540	5,67	1,05	4,49	0,63	6,17
26	Кызылкиянский Б3	28,0	14,4	0,9	44,4	2,4	0,5	9,4	15796	4,3	0,83	3,40	0,68	4,92
27	Шурабский Б3	21,5	14,1	1,2	47,3	3,0	0,6	12,3	17263	4,63	0,89	3,66	0,67	5,22
	Марка мазуга													
28	Низкосернистый	0,15	0,03	0,39	87,33	12,9	0,2	0,2	41680	10,92	1,63	8,63	1,50	11,76
29	Малосернистый	0,2	0,03	0,85	86,58	12,04	0,3	0,3	40530	10,91	1,62	8,62	1,52	11,76
30	Сернистый	0,49	0,05	1,8	85,71	11,45	0,5	0,5	39570	10,7	1,61	8,45	1,45	11,51
31	Высокосернистый	1,0	0,06	2,55	85,04	10,64	0,71	0,71	39060	10,44	1,61	8,25	1,36	11,22

Таблица 1.2

Основные характеристики газообразных топлив

Цифры шифра	Вид топлива	Состав, %							Нижшая теплота сгорания $Q_{н,р}$, кДж/кг	V^{RO_2}	$V^{O_{N_2}}$	$V^{O_{H_2O}}$	$V^{O_{CO_2}}$	
		CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	N ₂	CO ₂						
	Природный газ													
32	Саратов-Москва	84,5	3,8	1,9	0,9	0,3	7,8	0,8	35830	1,04	7,60	2,10	10,73	
33	Первомайск-Сторожовка	62,4	3,6	2,6	0,9	0,2	30,2	0,1	28325	0,82	6,24	1,64	8,7	
34	Саратов-Горький	91,9	2,1	1,3	0,4	0,1	3,0	1,2	36160	0,97	7,59	2,13	10,75	
35	Ставрополь-Москва (I нитка)	93,8	2,0	0,8	0,3	0,1	2,6	0,4	36119	1,02	7,60	2,14	10,76	
36	Ставрополь-Москва (II нитка)	92,8	2,8	0,9	0,4	0,1	2,5	0,5	36580	1,04	7,67	2,16	10,86	
37	Ставрополь-Москва (III нитка)	91,2	3,9	1,2	0,5	0,1	2,6	0,5	37040	1,06	7,78	2,18	11,01	
38	Серпухов-Ленинград	89,7	5,2	1,7	0,5	0,1	2,7	0,1	37460	1,08	7,93	2,21	11,22	
39	Гоголево-Полтава	85,8	0,2	0,1	0,1	—	13,7	0,1	31000	0,826	6,66	1,86	9,39	
40	Дашава-Киев	98,9	0,3	0,1	0,1	—	0,4	0,2	35910	0,92	7,52	2,15	10,68	
41	Рудки-Минск	95,6	0,7	0,4	0,2	0,2	2,8	0,1	35530	0,945	7,49	2,12	10,62	
42	Угерско-Киев	98,5	0,2	0,1	—	—	1,0	0,2	35530	0,943	7,46	2,13	10,59	
43	Брянск-Москва	92,8	3,9	1,1	0,4	0,1	1,6	0,1	37330	0,91	7,84	2,20	11,11	
44	Шебелинка-Харьков	92,8	3,9	1,0	0,4	0,3	1,5	0,1	37330	0,96	7,88	2,21	11,16	
45	Шебелинка-Москва	94,1	3,1	0,6	0,2	0,8	1,2	—	37900	1,07	7,90	2,22	11,19	
46	Кумертау-Магнитогорск	81,7	5,3	2,9	0,9	0,3	8,8	0,1	36830	1,06	7,79	2,13	10,98	
47	Промысловка-Астрахань	97,1	0,3	0,1	—	—	2,4	0,1	35070	0,98	7,38	2,11	10,47	

При сжигании газообразных топлив

Теоретическое количество воздуха, необходимого для полного сгорания топлива (коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1$), определяется

$$V^0 = 0,0476 [0,5 \text{ CO} + 0,5 \text{ H}_2 + 1,5 \text{ H}_2\text{S} + \Sigma (m + n / 4) \text{ C}_m\text{H}_n - \text{O}_2], \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретические объемы продуктов сгорания, полученные при полном сгорании топлива с необходимым количеством воздуха ($\alpha = 1$), определяются по следующим формулам:

– теоретический объем азота

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79V^0 + \text{N}_2 / 100, \text{ м}^3/\text{м}^3; \quad (1.5)$$

– объем трехатомных газов

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 (\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \Sigma m \text{C}_m\text{H}_n), \text{ м}^3/\text{м}^3; \quad (1.6)$$

– теоретический объем водяных паров

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01 (\text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + \Sigma n / 2 \text{ C}_m\text{H}_n + 0,124 d_{\text{г.вл}}) + 0,0161 V, \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (1.7)$$

где $d_{\text{г.вл}}$ – влагосодержание газообразного топлива, отнесенное к 1 м³ сухого воздуха, г / м³.

В формулах (1.4) и (1.7) влагосодержание воздуха принято равным 10 г на 1 кг сухого воздуха.

Расчитанные значения V^0 , $V_{\text{N}_2}^0$, $V_{\text{RO}_2}^0$, $V_{\text{H}_2\text{O}}^0$ для топлив, приведенных в табл. 1.2, можно сравнить с соответствующими данными из табл. 15 [1].

Расчет объемов продуктов сгорания для всех видов топлив рекомендуется вести согласно табл. 1.3, составленной применительно к котлу с четырьмя газоходами (топка, первый и второй котельные пучки, водяной экономайзер). Аналогично составляется данная таблица для котлов с иной структурой газоходов.

Таблица 1.3

Объемы газов, объемные доли трехатомных газов, концентрация золы

	Размерность	$V^0 =$				$A^p =$
		$V_{N_2}^0 =$	$V_{RO_2} =$	$V_{H_2O}^0 =$		
		Газоходы				
		Топка	I котельный пучок	II котельный пучок	Водяной экономайзер	
1	2	3	4	5	6	
Коэффициент избытка воздуха за газоходы, α''	—	$\alpha''_T =$	$\alpha_{I\text{ кп}} =$	$\alpha_{II\text{ кп}} =$	$\alpha_{вэ} = \alpha_{yx} =$	
Средние значения коэффициента в газоходах, $\alpha_{ср}$	—	α''_T	$\frac{\alpha''_T + \alpha''_{I\text{кг}}}{2}$	$\frac{\alpha''_{I\text{кг}} + \alpha''_{II\text{кг}}}{2}$	$\frac{\alpha''_{II\text{кг}} + \alpha_{yx}}{2}$	
Объем водяных паров $V_{H_2O}^0 = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha_{ср} - 1)V^0$	$M^3/кг, (M^3/M^3)$					
Объем дымовых газов $V_T = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0 + (\alpha_{ср} - 1)V^0$	$M^3/кг, (M^3/M^3)$					
Объемная доля сухих трехатомных газов $V_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_T}$	—					
Объемная доля водяных паров $r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_T}$	—					

1	2	3	4	5	6
Суммарная объемная доля трех-атомных газов и водяных паров $r_{\text{П}} = r_{\text{CO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$	–				
Безразмерная концентрация золы в дымовых газах $\mu_{\text{ЗП}} = \frac{A^{\text{P}} \alpha_{\text{УП}}}{100 G_{\text{T}}}$	кг/кг				

Примечания к табл. 1.3:

- 1) значения величины присосов воздуха в газоходах определяются из табл. 1.4;
- 2) для твердых топлив значение коэффициента избытка воздуха определяется из табл. 1.5;
- 3) при сжигании жидких и газообразных топлив значение α_{T}'' принимается равным 1,1;
- 4) значения α в последующих газоходах определяются следующим образом:

$$\alpha_{\text{ГКП}}'' = \alpha_{\text{T}}'' + \Delta\alpha_{\text{ГКП}}; \quad \alpha_{\text{ПКП}}'' = \alpha_{\text{ГКП}}'' + \Delta\alpha_{\text{ПКП}}; \quad \alpha_{\text{ВЗ}}'' = \alpha_{\text{УХ}}'' = \alpha_{\text{ПКП}}'' + \Delta\alpha_{\text{ВЗ}}.$$

Масса дымовых газов определяется по формуле

$$G_{\text{T}} = 1 - A^{\text{P}} / 100 + 1,306 \alpha V^{\circ}, \quad \text{кг / кг.}$$

Таблица 1.4

Присосы воздуха в газоходах котлов при номинальной нагрузке

Г а з о х о д ы		Величина присоса
Топочные камеры газомазутных и пылеугольных котлов	Газомазутные и пылеугольные с твердым шлакоудалением с металлической обшивкой	0,05
	То же без металлической обшивки	0,1
Топочные камеры слоевых топок	Механические и полумеханические	0,1
Газоходы конвективных поверхностей нагрева	Первый котельный пучок котлов паропроизводительностью $D < 50$ т/ч	0,05
	Второй котельный пучок котлов паропроизводительностью $D < 50$ т/ч	0,1
	Первичный пароперегреватель Экономайзер чугунный с обшивкой котлов паропроизводительностью $D < 50$ т/ч	0,03
	Экономайзер чугунный без обшивки котлов паропроизводительностью $D < 50$ т/ч	0,1
	Экономайзер чугунный без обшивки котлов паропроизводительностью $D < 50$ т/ч	0,2
	Воздухоподогреватель трубчатый котлов паропроизводительностью $D < 50$ т/ч	0,06
	Воздухоподогреватель трубчатый котлов паропроизводительностью $D < 50$ т/ч	0,06

Расчетные характеристики слоевых топок для колглов производительностью ≥ 1 кг/с

№ п/п	Топливо	Кoeffициент избытка воздуха на вы- ходе из топки $\alpha_{\text{т}}$	Видимое теплонапряжение		Потери тепла				Доля золы топлива в уносе, $a_{\text{зп}}, \%$	Давле- ние воз- духа под ре- шеткой, $P_{\text{р}}, \text{Па}$	Темпе- ратура дустье- вого воздуха $t_{\text{в}}, \text{°C}$
			Зеркала горения $q_{\text{р}}, \text{кВт/м}^2$	Объема топки $q_{\text{в}},$ кВт/м^3	От хими- ческой неполноты сгорания $q_{\text{з}}, \%$	Со шлаком $q_{\text{ш}}, \%$	С уносом $q_{\text{ун}}, \%$	Суммарная от меха- нического недожога $q_{\text{нз}}, \%$			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1. Топки с пневмомеханическими забрасывателями и цепными решетками обратного хода											
1.1	Каменные угли - типа донецкого, печерского и других марок Г, Д, Ж $A^{\text{пр}} = 5,5$ - типа сучанского марок Г, Д $A^{\text{пр}} = 6,5$ - типа кузнецких марок Г, Д $A^{\text{пр}} = 2,7$ - типа кузнецкий марки ГСС (выход летучих > 20%) $A^{\text{пр}} = 2,2$	1,3–1,6 ¹⁾ 1,3–1,6 ¹⁾ 1,3–1,6 ¹⁾ 1,3–1,6 ¹⁾	1390–1750 1270–1520 1390–1750 1390–1750	290–470 290–470 290–470 290–470	до 0,1 до 0,1 до 0,1 до 0,1	2,5 3,0 1,5 3,0	4,5 5,0 2,0–5,0 ²⁾ 12,0	7,0 8,0 4,0–7,0 ²⁾ 15,0	15,0 15,0 15,0 35,0	до 500 до 500 до 500 до 500	30 30 30 30
1.2	Бурые угли - типа ирша-бородинского $A^{\text{пр}} = 1,8$; $W^{\text{пр}} = 8,9$ - типа назаровского $A^{\text{пр}} = 2$; $W^{\text{пр}} = 12,5$ - типа азейского $A^{\text{пр}} = 4,0$; $W^{\text{пр}} = 6,5$	1,3–1,6 ¹⁾ 1,3–1,6 ¹⁾ 1,3–1,6 ¹⁾ 1,3–1,6 ¹⁾	1390–1750 1390–1750 1270–1520 1390–1750	290–470 290–470 290–470 290–470	до 0,1 до 0,1 до 0,1 до 0,1	0,5 1,0 1,5 1,5	4,0 4,0 4,0 4,0	4,5 5,0 5,5 5,5	50 50 50 50	до 500 до 500 до 500 до 500	до 200 до 200 до 200 до 200
2. Топки с пневмомеханическими забрасывателями и решеткой с поворотными колосниками											
2.1	Донецкий антрацит марок АС, АМ, АО $A^{\text{пр}} = 4$	1,6	900–1200	290–470	до 1,0	5,0	6,0	11,0	15,0	до 1000	30

Продолжение табл. 1.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2.2	Каменные угли - типа донецкого, печерского и других марок ГДЖ $A^{пр} = 5,5$ - типа кузнецких марок Г, Д $A^{пр} = 2,7$ - типа кузнецких марки ГСС (выход летучих > 20 %) $A^{пр} = 2,2$	до 1,6 до 1,6 до 1,6	900–1200 900–1200 900–1200	290–470 290–470 290–470	до 1,0 до 1,0 до 1,0	4,0 3,5 4,5	4,0 3,0 8,0	8,0 6,5 12,5	15,0 20,0 20,0	до 1000 до 1000 до 1000	30 30 30
2.3	Бурые угли - типа ирша-бородинского $A^{пр} = 1,8$; $W^{пр} = 8,9$ - типа назаровского $A^{пр} = 2,4$; $W^{пр} = 12,5$ - типа азейского $A^{пр} = 4,0$; $W^{пр} = 6,5$	до 1,6 до 1,6 до 1,6	900–1200 900–1200 900–1200	290–470 290–470 290–470	до 1,0 до 1,0 до 1,0	2,0 2,5 3,0	3,0 3,0 3,5	5,0 5,5 6,5	20,0 20,0 20,0	до 1000 до 1000 до 1000	до 200 до 200 до 200
3. Топки с цепной решеткой прямого хода											
3.1	Донецкий антрацит марок АС, АМ, АО $A^{пр} = 4,0$	до 1,6	900–1200	290–470	до 1,0	5,0	5,0	10,0	10,0	до 1000	30

- 1) Больше значение – для котлов производительностью менее 3 кг/с.
- 2) Больше значение – для углей марки Г.

Примечания:

1. Применение топок с пневмомеханическими забрасывателями и неподвижной решеткой для вновь проектируемых котельных допускается для котлов производительностью менее 1 кг/с при наличии технико-экономического обоснования.

2. Приведенные $A^{пр}$ и $W^{пр}$ определяются по формулам: $A_{пр} = \frac{A^p 10^3}{Q_{н}^p}$; $W_{пр} = \frac{W^p 10^3}{Q_{н}^p}$.

1.2. Определение энтальпии воздуха и продуктов сгорания

Энтальпии дымовых газов на 1 кг (1 м³) топлива подсчитываются по формуле

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^{\circ} + (\alpha - 1)H_{\text{в}}^{\circ}, \text{ кДж/кг},$$

где H_{Γ}° – энтальпия газов при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$ и температуре газов ϑ , °С; кДж/кг (кДж/м³);

$H_{\text{в}}^{\circ}$ – энтальпия теоретически необходимого воздуха при нормальных условиях, кДж/кг (кДж/м³).

Рассчитанные значения H_{Γ}° и $H_{\text{в}}^{\circ}$ для твердых, жидких и газообразных топлив приведены в табл. 1.6.

Таблица 1.6

Энтальпия воздуха и продуктов сгорания на 1 кг твердых и жидких топлив при $\alpha = 1$, кДж /кг

Вид топлива	Энтальпия	Температура, °С									
		100	300	500	700	900	1100	1300	1500	1700	1900
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Донецкий ДР	H_{Γ}°	790	2439	4175	5998	7837	9895	11907	13973	16070	18195
	$H_{\text{в}}^{\circ}$	685	2083	3541	5070	6632	8257	9904	11596	13285	1500
Донецкий Д отсев	H_{Γ}°	735	2264	3881	5578	7367	9202	11075	12999	14948	16926
	$H_{\text{в}}^{\circ}$	634	1932	3280	4696	6140	7644	9167	10735	12298	13885
Донецкий Г	H_{Γ}°	874	2688	4616	6628	8753	10928	13150	15431	17737	20080
	$H_{\text{в}}^{\circ}$	773	2356	3998	5729	7489	9324	11185	13096	15002	16939
Донецкий Т	H_{Γ}°	941	2902	4985	7161	9454	11802	14196	16653	19139	21659
	$H_{\text{в}}^{\circ}$	853	2600	4414	6321	8266	10294	12348	14452	16561	18694
Кузнецкий Д	H_{Γ}°	916	2822	4843	6959	9190	11479	13814	16208	18635	21097
	$H_{\text{в}}^{\circ}$	798	2432	4133	5918	7736	9635	11558	13528	15502	17501
Кузнецкий Г	H_{Γ}°	1029	3171	5443	7816	10324	12890	15506	18194	20920	23680
	$H_{\text{в}}^{\circ}$	911	2772	4712	6745	8824	10983	13175	15427	17674	19950

Продолжение табл. 1.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Грамотейинский Г	$H_{Г}^0$	916	2822	4868	6964	9198	11491	13826	16225	18656	21122
	$H_{В}^0$	798	2423	4116	5897	7711	9601	11516	13482	15448	17438
Кедровский СС	$H_{Г}^0$	1012	3125	5363	7703	10177	12709	15288	17934	20618	23335
	$H_{В}^0$	903	2751	4675	6695	8757	10903	13075	15309	17539	19799
Краснобродский Т	$H_{Г}^0$	970	2986	5128	7367	9727	12146	14612	17136	19698	22298
	$H_{В}^0$	869	2642	4490	6430	8408	10471	12618	14700	16846	19013
Томусинский СС	$H_{Г}^0$	903	2785	4780	6863	9064	11025	13621	15977	18371	20794
	$H_{В}^0$	798	2432	4129	5914	7736	9631	11550	13520	15494	17493
Карагандинский К	$H_{Г}^0$	836	2575	4423	6350	8387	10475	12604	14784	16997	19240
	$H_{В}^0$	734	2264	3847	5506	7203	8967	10756	12592	14427	16288
Экибастузский СС	$H_{Г}^0$	668	2054	3528	5069	6695	8106	10059	11802	13570	15359
	$H_{В}^0$	588	1785	3032	4343	5683	7073	8484	9933	13382	12848
Ленгерский БЗ	$H_{Г}^0$	710	2184	3751	5393	7123	8900	10718	12583	14473	16393
	$H_{В}^0$	588	1785	3032	4339	5674	7060	8476	9925	11369	12835
Подмосковный Б2	$H_{Г}^0$	500	1546	2650	3814	5040	6300	7594	8921	10265	11634
	$H_{В}^0$	391	1189	2016	2885	3776	4700	5641	6602	7564	8539
Воркутинский Ж	$H_{Г}^0$	916	2814	4830	6938	9164	11441	13763	16149	18564	21013
	$H_{В}^0$	815	2486	4221	6048	7909	9845	11810	13822	15838	17879
Интинский Д	$H_{Г}^0$	743	2293	3940	5657	7472	9332	11231	13180	15158	17157
	$H_{В}^0$	647	1974	3352	4796	6275	7812	9370	10970	12571	14188
Львовско-Волынский Г	$H_{Г}^0$	865	2671	4586	6586	8698	10861	13070	15334	17632	19958
	$H_{В}^0$	764	2323	3948	5653	7392	9202	11038	12923	14809	16716
Бабаевский Б1	$H_{Г}^0$	508	1558	2675	3847	5090	6371	7682	9038	10408	11810
	$H_{В}^0$	353	1067	1814	2600	3402	4234	5078	5943	6808	7686
Кизеловский Г	$H_{Г}^0$	794	2449	4204	6040	7976	9962	11983	14062	16166	18299
	$H_{В}^0$	710	2155	3662	5246	6859	8539	10240	11991	13738	15506
Челябинский БЗ	$H_{Г}^0$	596	1835	3150	4528	5981	7472	8996	10563	12151	13763
	$H_{В}^0$	496	1512	2566	3679	4809	5989	7182	8408	9635	10874
Егоршинский ПА	$H_{Г}^0$	874	2688	4616	6632	8757	10933	13150	15422	17728	20063
	$H_{В}^0$	781	2386	4053	5800	7585	9446	11332	13264	15200	17157

Продолжение табл. 1.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Волчанский БЗ	H_{Γ}°	458	1415	2432	3499	4620	5779	6964	8177	9412	10664
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	361	1105	1873	2684	3511	4372	5242	6136	7031	7938
Веселовский БЗ	H_{Γ}°	483	1483	2549	3662	4843	6052	7291	8564	9857	11168
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	378	1159	1966	2814	3683	4582	5498	6439	7375	8324
Ткибульский Г	H_{Γ}°	727	2234	3839	5515	7283	9097	10949	12852	14780	16733
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	629	1903	3234	4628	6052	7539	9043	10584	12130	13692
Ангренский Б2	H_{Γ}°	626	1936	3322	4780	6313	7892	9505	11164	12844	14549
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	504	1537	2612	3742	4893	6094	7308	8560	9807	11071
Кок-Янганский Д	H_{Γ}°	861	2646	4544	6527	8623	10769	12957	15204	17480	19790
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	752	2293	3893	5573	7287	9076	10886	12743	14603	16485
Кызылкиянский БЗ	H_{Γ}°	689	2121	3646	5237	6922	8648	10412	12226	14062	15926
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	571	1739	2953	4225	5527	6880	8253	9664	11071	12499
Шурабский БЗ	H_{Γ}°	731	2251	3868	5557	7342	9177	11046	12965	14914	16888
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	613	1869	3179	4553	5951	7409	8887	10403	11920	13457
Мазут низкосернистый	H_{Γ}°	1629	5033	8602	12351	16264	20301	24401	28582	32866	37201
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	1450	4419	7493	10699	14020	17434	20918	24463	27456	31677
Мазут малосернистый	H_{Γ}°	1627	5028	8594	12340	16250	20283	24380	28560	32840	37172
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	1447	4411	7481	10682	13998	17401	20880	24424	28000	31616
Мазут сернистый	H_{Γ}°	1594	4928	8423	12095	15925	19878	23892	27986	32180	36425
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	1420	4327	7338	10478	13730	17073	20485	23956	27465	31011
Мазут высокосернистый	H_{Γ}°	1554	4802	8210	11790	15524	19377	23289	27279	31365	35500
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	1386	4223	7162	10227	13401	16664	19995	23383	26807	30268
Энтальпия воздуха и продуктов сгорания на 1 м ³ газообразных топлив при $\alpha = 1$, кДж/м ³											
Саратов – Горький	H_{Γ}°	1483	4544	7770	11147	14717	18389	22138	25994	29917	33902
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	1264	3847	6535	9359	12239	15238	18278	21395	24515	27674
Первомайск – Сторожевка	H_{Γ}°	1201	3671	6283	9009	11890	14855	17884	21000	24163	27380
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	995	3037	5158	7384	9656	12025	14423	16884	19345	21836
Саратов – Горький	H_{Γ}°	1487	4553	7791	11172	14750	18430	22193	26061	29992	33991
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	1268	3868	6569	9404	12298	15313	18367	21504	24637	27812

Окончание табл. 1.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Ставрополь – Москва (I нитка)	H_{Γ}°	1487	4557	7791	11176	14755	18438	22201	26069	30005	34003
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	1273	3872	6577	9421	12319	15338	18396	21538	24675	27854
Ставрополь – Москва (II нитка)	H_{Γ}°	1504	4599	7867	11285	14897	18610	22411	26317	30290	34322
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	1285	3910	6640	9509	12436	15485	18572	21743	24914	28127
Ставрополь – Москва (III нитка)	H_{Γ}°	1520	4658	7972	11437	15095	18862	22714	26712	30694	34784
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	1302	3965	6733	9643	12608	15700	18829	22046	25259	28514
Серпухов – Ленинград	H_{Γ}°	1550	4746	8123	11651	15380	19215	23138	27170	31269	35435
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	1327	4040	6867	9832	12856	16006	19199	22478	25754	29072
Гоголево – Полтава	H_{Γ}°	1298	3969	6791	9740	12860	16065	19345	22718	26145	29627
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	1096	3335	5666	8114	10609	13213	15847	18551	21256	23995
Дашава – Киев	H_{Γ}°	1474	4519	7728	11088	14637	18291	22021	25864	29765	33730
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	1264	3847	6535	9358	12235	15233	18274	21391	24511	27670
Рудки – Минск	H_{Γ}°	1466	4494	7686	11025	14553	18186	21895	25712	29593	33537
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	1256	3818	6485	9290	12146	15124	18140	21235	24331	27468
Угерско – Киев	H_{Γ}°	1462	4481	7665	10996	14515	18136	21836	25645	29518	33449
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	1252	3814	6476	9274	12125	15095	18106	21197	24289	27422
Брянск – Москва	H_{Γ}°	1537	4700	8039	11533	15229	19026	22911	26905	30962	35087
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	1315	4003	6800	9736	12734	15855	19018	22264	25511	28795
Шебелинка – Харьков	H_{Γ}°	1546	4733	8098	11617	15338	19165	23075	27094	31185	35339
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	1323	4024	6838	9790	12802	15939	19118	22382	25645	28951
Шебелинка – Москва	H_{Γ}°	1546	4733	8098	11617	15338	19165	23075	27094	31185	35339
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	1323	4024	6838	9790	12802	15939	19118	22432	25704	29018
Кумертау – Магнито- горск	H_{Γ}°	1516	4645	7946	11395	15044	18799	22630	26578	30584	34658
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	1294	3935	6686	9576	12524	15590	18703	21895	25087	28321
Промысловка – Астрахань	H_{Γ}°	1449	4431	7577	10870	14351	17930	21588	25355	29182	33071
	$H_{\text{В}}^{\circ}$	1235	3763	6397	9156	11974	14910	17884	20937	23990	25515

Примечание. Энтальпии воздуха и продуктов сгорания при температурах, не указанных в таблице, определяются интерполяцией.

К энтальпии дымовых газов следует добавлять энтальпию золы, рассчитываемую по формуле

$$H_{\text{зл}} = (c\vartheta)_{\text{зл}} \frac{A^p}{100} \alpha_{\text{yh}}, \text{ кДж/кг},$$

где $(c\vartheta)_{\text{зл}}$ – энтальпия 1 кг золы (табл. 1.7);

α_{yh} – доля золы топлива, уносимой газами (табл. 1.6), %.

Значения энтальпий продуктов сгорания сводят в табл. 1.8, форма которой составлена применительно к котлу с четырьмя газоходами (топка, I и II котельный пучки, водяной экономайзер).

При составлении H - ϑ таблицы рекомендуется для каждого значения коэффициента избытка воздуха определять величину H в пределах, немного превышающих реально возможные температуры в газоходах. Около величины H целесообразно помещать величину ΔH – разность двух соседних по вертикали значений H при одном значении a .

Для удобства проведения расчетов на миллиметровой бумаге строится H - ϑ -диаграмма.

Таблица 1.7

Энтальпия 1 кг золы, кДж/кг

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
$(c\vartheta)_{\text{зл}}$	80,9	169,3	264	360,3	458,8	560,6	662,9	767,6	875,7	984,6

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
$(c\vartheta)_{\text{зл}}$	1097,8	1206,7	1361,7	1583,8	1759,8	1877,1	2065,7	2187,2	2388,3	2514

Таблица 1.8

Энтальпия продуктов сгорания (H - ϑ таблица)

$^\circ\text{C}$	$H_{\Gamma}^0,$	$H_{\text{В}}^0,$	$(c\vartheta)_{\text{зл}}^*,$	$H_{\text{зл}}^* = (c\vartheta)_{\text{зл}} \alpha_{\text{yh}} \frac{A^p}{100},$	$H = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1)H_{\text{В}}^0 + H_{\text{зл}}^*$									
	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$			Топка	I ко-		II ко-		Водяной				
	$\left(\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}\right)$	$\left(\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}\right)$				$\alpha_{\Gamma}'' =$	тельный пучок		тельный пучок		экономайзер			
			$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}^\circ\text{C}}$	кДж/кг	$\alpha_{\Gamma}'' =$	$\alpha_{\text{Iкп}}''$	$\alpha_{\text{IIкп}}''$	$\alpha_{\text{вз}}'' = \alpha_{\text{yx}}''$	H	ΔH	H	ΔH	H	ΔH
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13		

* Для жидких и газообразных топлив графы 4 и 5 отсутствуют.

2. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЛА

На основании теплового баланса вычисляются КПД котла и необходимый расход топлива.

Располагаемое тепло на 1 кг твердого, жидкого или на 1 м³ газообразного топлива.

Q_p^p определяется соответственно по формулам

$$Q_p^p = Q_H^p + h_{\text{ТЛ}} - Q_K, \text{ кДж/кг};$$

$$Q_p^p = Q_H^c + h_{\text{ТЛ}}, \text{ кДж/м}^3,$$

где Q_H^p и Q_H^c – низшая теплота сгорания рабочей массы твердого, жидкого и, соответственно, сухой массы газообразного топлив, кДж/кг и кДж/м³.

Физическое тепло топлива $h_{\text{ТЛ}}$ подсчитывается по формуле

$$h_{\text{ТЛ}} = c_{\text{ТЛ}} t_{\text{ТЛ}}, \text{ кДж/кг или кДж/м}^3,$$

где $c_{\text{ТЛ}}$ – теплоемкость рабочего топлива, кДж/(кг °С) или кДж/(м³ °С);

$t_{\text{ТЛ}}$ – температура топлива, °С.

Для мазута теплоемкость составляет

$$C_{\text{ТЛ}} = 1,74 + 0,0025 t_{\text{ТЛ}}, \text{ кДж/ (кг } ^\circ\text{С)}.$$

Тепло, затраченное на разложение карбонатов при сжигании сланцев, Q_K подсчитывается по формуле

$$Q_K = 40,7 k (CO_2)_K^p, \text{ кДж/кг}.$$

Учитывается при сжигании сланцев, причем коэффициент разложения карбонатов k принимается по п. 4–11 [1].

Обычно для котлов низкого давления при сжигании твердого топлива принимают

$$Q_p^p = Q_n^p, \text{ кДж/кг}; \quad (2.1)$$

при сжигании мазута

$$Q_p^p = Q_n^p + h_{\text{гл}}, \text{ кДж/кг}; \quad (2.2)$$

при сжигании газообразного топлива

$$Q_p^p = Q_n^c, \text{ кДж/м}^3. \quad (2.3)$$

Потеря тепла с уходящими газами определяется

$$q_2 = \frac{(H_{\text{yx}} - \alpha_{\text{yx}} H_{\text{xb}}^0)(100 - q_4)}{Q_p^p}, \%$$

где H_{yx} – энтальпия уходящих газов при соответствующем избытке воздуха α_{yx} и температуре ϑ_{yx} определяется по Н- ϑ диаграмме, кДж/кг или кДж/м³;

H_{xb}^0 – энтальпия теоретически необходимого количества холодного воздуха, кДж/кг или кДж/м³, определяемая по формуле

$$H_{\text{xb}}^0 = c_{\text{xb}} t_{\text{xb}} V^0,$$

где c_{xb} – теплоемкость воздуха, кДж/кг·°С;

t_{xb} – температура воздуха, °С;

V^0 – теоретический объем воздуха, необходимый для полного сгорания 1 кг твердого или жидкого и 1 м³ газообразного топлива при $\alpha = 1$, определяемые в разделе 1 данного пособия.

Для котлов небольшой производительности ($D \leq 20 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$) температуру уходящих газов рекомендуется определять в зависимости от

температурных напоров на «холодном» конце экономайзера (между температурами газов и питательной воды) и на «горячем» конце воздухоподогревателя.

Рекомендуется принимать температурный напор на «холодном» конце экономайзера в пределах

$$\Delta t_{\text{эк}} = 30 - 80 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

При установке к котлам низкого давления воздухоподогревателя температурный напор на его «горячем» конце принимается из диапазона

$$\Delta t_{\text{вп}} = 50 - 140 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

В котлах низкого давления с хвостовыми поверхностями нагрева температура уходящих газов должна быть не ниже величин, указанных в табл. 2.1. Оптимальное их значение выбирается на основе технико-экономических расчетов.

Рекомендуемые температуры уходящих газов приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Топливо	$\vartheta_{\text{ух}}$, $^\circ\text{C}$
Угли с $W_{\text{пр}} < 0,7$ и природный газ	120–130
Угли с $W_{\text{пр}} = 1 - 5$	140–150
Мазут	По табл. 2.2
Торф и древесные отходы	170–190

При сжигании мазута расчетное значение температуры уходящих газов при номинальной нагрузке котла принимается в зависимости от содержания серы по табл. 2.2.

Таблица 2.2

Рекомендуемая температура уходящих газов при сжигании мазутов

Содержание серы S^{D} , %	до 1,0	1,1–2,0	2,1–3,0	свыше 3,0
Температура уходящих газов $\vartheta_{\text{ух}}$, $^\circ\text{C}$	140	150	160	165

Потеря тепла от химической неполноты сгорания q_3 при слоевом и камерном сжигании твердых топлив определяется по табл. 1.5. При сжигании жидких и газообразных топлив в котлах низкого давления q_3 принимается равной 0,3–0,4 %.

q_4 – потеря от механической неполноты сгорания, %. При сжигании газообразного и жидкого топлив $q_4 = 0$. Значение q_4 при слоевом сжигании твердых топлив принимается по табл. 1.5.

Потеря тепла от наружного охлаждения q_5 для стационарных теплогенераторов определяется по табл. 2.3 или по рис. 2.1.

Таблица 2.3

Потеря теплоты от наружного охлаждения парового котла

Номинальная производительность котла, кг/с (т/ч)	Потеря теплоты q_5 , %	
	Собственно котла	Котел с хвостовыми поверхностями
0,55 (2)	3,4	3,8
1,11 (4)	2,1	2,9
1,67(6)	1,6	2,4
2,22 (8)	1,2	2,0
2,78 (10)	—	1,7
4,16 (15)	—	1,5
5,55 (20)	—	1,3
5,55 (20)	—	1,2
11,11 (40)	—	1,0
16,66 (30)	—	0,9
22,22 (80)	—	0,8
27,77 (100)	—	0,7
55,55 (200)	—	0,6
83,33 (300)	—	0,5

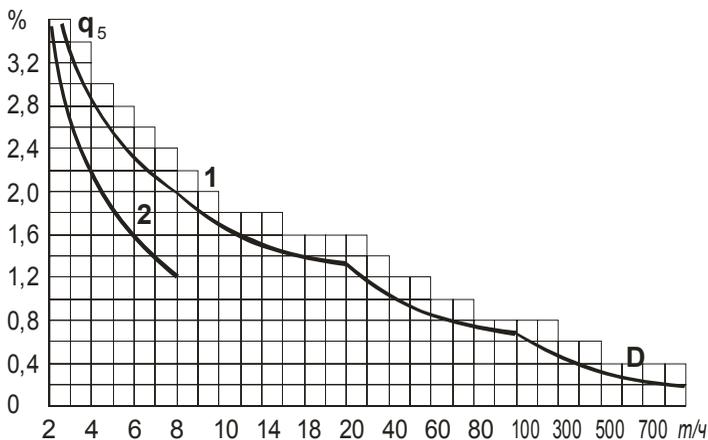


Рис. 2.1. Потери тепла от наружного охлаждения
 1 – котельный агрегат (с хвостовыми поверхностями);
 2 – собственно котла (без хвостовых поверхностей).

При нагрузке, отличной от номинальной, q_5 определяется

$$q_5 = q_5^{\text{НОМ}} \frac{D_{\text{НОМ}}}{D_{\text{ф}}}, \%,$$

где $q_5^{\text{НОМ}}$ – потеря тепла от наружного охлаждения при номинальной нагрузке (см. табл. 2.3 или рис. 2.1);

$D_{\text{НОМ}}$, $D_{\text{ф}}$ – номинальная и фактическая нагрузка котла, кг/с (т/ч).

Потери с физическим теплом шлака $q_{\text{бшл}}$ определяются

$$q_{\text{бшл}} = \frac{\alpha_{\text{шл}} (c\vartheta)_{\text{зл}} A^{\text{п}}}{100 Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \%,$$

где $\alpha_{\text{шл}} = 1 - \alpha_{\text{ун}}$; $\alpha_{\text{ун}}$ находится по данным табл. 1.5;

$(c\vartheta)_{\text{зл}}$ – энтальпия золы, кДж/кг, определяется в зависимости от температуры по табл. 1.7.

Температура золы (шлака) при твердом шлакоудалении принимается равной 600 °С.

Некоторые конструктивные и расчетные характеристики паровых котлов приведены в табл. 2.4–2.8.

Основные характеристики котлов ДКВР

Параметры	Обозначение	ДКВР-2,5-13	ДКВР-4-13	ДКВР-4-13-250	ДКВР-6,5-13/ ДКВР-6,5-23	ДКВР-6,5-13-250/ ДКВР-6,5-23-370	ДКВР-10-13/ ДКВР-10-23	ДКВР-10-13-250/ ДКВР-10-23-370
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Паропроизводительность, т/ч	D	2,5	4,0	4,0	6,5	6,5	10	10
Рабочее давление, кг/см ²	P	13	13	13	13/23	13/23	13/23	13/23
Температура пара, °С	t_n	Насыщенный	Насыщенный	250	Насыщенный	250/370	Насыщенный	250/370
Объем топки с камерой догорания, м ³	V_t	10,4	13,0	13,0	20,4	20,4	39,3	39,3
Поверхность нагрева экранов, м ²	H_{Λ}	16,7	21	21	27	27	37	37
Поверхность нагрева конвективного пучка, м ²	$H_{\text{кп}}$	58	99	88	171	151	227	202
Поверхность нагрева пароперегревателя, м ²	$H_{\text{пер}}$	—	—	8,5	—	10,6	—	17,1
Диаметр экранных и кипящих труб, мм	d_s	51 × 2,5	51 × 2,5	51 × 2,5	51 × 2,5	51 × 2,5	51 × 2,5	51 × 2,5
Диаметр труб пароперегревателя, мм	$d_{\text{пер}}$	—	—	32 × 3	—	32 × 3	—	32 × 3
Шаг труб боковых экранов, мм	$S_{\text{б}}$	80	80	80	80	80	80	80

Окончание табл. 2.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Шаг труб фронтальных и задних экранов, мм	$S_{\text{ф}}$	—	—	—	—	—	130	130
Продольный шаг труб кипящего пучка, мм	S_1	100	100	100	100	100	100	100
Поперечный шаг труб кипящего пучка, мм	S_2	110	110	110	110	110	110	110
Живое сечение для прохода газов, м ²	$F_{\text{кп}}$	0,52	0,84	0,81	1,24	1,19	1,28	1,25
— в котельном пучке								
— в пароперегревателе	$F_{\text{пер}}$	—	—	1,13	—	1,85	—	1,88
Размеры окон в перегородках, м								
— вход в котельный пучок		0,575 2,5	0,65 2,48	0,65 2,48	0,895 2,48	0,895 2,48	0,97 2,5	0,97 2,5
— ширина								
— средняя высота								
перегородка в середине газохода		0,49 2,48	0,56 2,47	0,56 2,47	0,87 2,47	0,87 2,47	0,87 2,47	0,87 2,47
— ширина								
— средняя высота								
выход из котельного пучка		0,54 2,49	0,54 2,49	0,54 2,49	0,565 2,33	0,565 2,33	0,8 2,45	0,8 2,45
— ширина								
— средняя высота								

Основные характеристики котлов серии Е и ГМ

Наименование	Е-10-14 ГМ	Е-10-14-225 ГМ	Е-25-14 ГМ	Е-25-14-225 ГМ	Е-25-24-250 ГМ	БГМ-35-М	ГМ-50-40	ГМ-50-14
Производительность, т/ч	10	10	25	25	25	35	50	50
Давление пара на выходе из котла, кгс/см ² (МПа)	14 (1,37)	14 (1,37)	14 (1,37)	14 (1,37)	24 (2,35)	40 (3,92)	40 (3,92)	14 (1,37)
Температура, °С								
– пара	194	225	194	225	250	440	440	197
– питательной воды	100	100	100	100	100	145	145	100
Объем топочной камеры, м ³	17,4	17,4	29,0	29,0	29,0	147	144	133
Площадь поверхности, м ²								
– радиационной	39,02	39,02	60,46	60,46	60,46	326	165	158
– конвективной	110,0	110,0	209,8	200,6	200,6	42	22	376
– пароперегревателя	–	15,02	–	10,8	10,8	184	165–300	–
– водяного экономайзера	236	236	808,2	808,2	808,2	554	521	1062
– воздухоподогревателя	–	–	–	–	–	800	1428	496

Таблица 2.6

Основные характеристики котлов серии КЕ

Параметр	Обозначение	КЕ-2,5-14 С	КЕ-4-14 С	КЕ-6,5-14 С	КЕ-10-14 С
Паропроизводительность, т/ч	D	2,5	4	6,5	10
Абсолютное давление пара, кг/см ² (МПа)	P	14 (1,37)	14 (1,37)	14 (1,37)	14 (1,37)
Поверхность нагрева, м ²					
– радиационная	H_A	19,0	20,5	24,8	30,3
– конвективная	H_K	62,0	94,0	149,0	214,0
Объем топки, м ³	V_T	10,4	10,4	13,0	20,4
Диаметр экранных и кипяtilльных труб, мм	d_3	51 × 2,5	51 × 2,5	51 × 2,5	51 × 2,5
Шаг труб, мм					
– боковых экранов	S_6	55	55	55	55
– фронтového и заднего	S_Φ	–	–	–	130
– кипяtilльного пучка, продольный	S_1	90	90	90	90
– кипяtilльного пучка, поперечный	S_2	110	110	110	110

Основные характеристики котлов серии ДЕ

Параметр	Обозначение	ДЕ-4-14 ГМ	ДЕ-6,5-14 ГМ	ДЕ-10-14 ГМ
Паропроизводительность, т /ч	D	4	6,5	10
Абсолютное давление в барабанае, кг/см ² , (МПа)	P	14 (1,37)	14 (1,37)	14 (1,37)
Объем топочной камеры, м ³	V_T	8,55	11,8	18,1
Поверхность нагрева, м ² – лучевоспринимающая – конвективная	H_Λ H_K	22,0 48,0	28,0 67,0	39,0 116,0
Наружный диаметр и толщина труб, мм – экран – конвективного пучка	d_s $d_{кп}$	51 × 2,5 51 × 2,5	51 × 2,5 51 × 2,5	51 × 2,5 51 × 2,5
Шаг труб, мм – экранов – конвективного пучка, продольный – конвективного пучка, поперечный	S_3 S_1 S_2	50 90 110	50 90 110	50 90 110

Таблица 2.8

Технические характеристики водогрейных котлов типа КВ-ТС, КВ-ГМ

Наименование	Марка котла					
	КВ-ТС-10	КВ-ГМ-10	КВ-ТС-20	КВ-ГМ-20	КВ-ТС-30	КВ-ГМ-30
Теплопроизводительность, МВт (Гкал /ч)	11,63 (10)	11,63(10)	23,3(20)	23,3(20)	34,9(30)	34,9(30)
Рабочее давление, МПа (кг-см ²)	1,0-2,5 (10-25)	1,0-2,5 (10-25)	1,0-2,5 (10-25)	1,0-2,5 (10-25)	1,0-2,5 (10-25)	1,0-2,5 (10-25)
Температура воды, °С						
– на входе	70	70	70	70	70	70
– на выходе	150	150	150	150	150	150
Температура уходящих газов, °С	220	185/230	230	190/240	235	195/240
Коэффициент полезного действия, %	81,87	91,8 /88,5	81,7	91,5/88,85	81,8	91,8/88,6
Расход топлива, м ³ /ч / кг/ч	2160	1290 /1200	4320	2580 /2450	6480	3680 /3870
Поверхность нагрева, м ²						
– топочной камеры	80,4	82,8	111,7	106,5	134,4	126,9
– лучевоспринимающей поверхности топочной камеры	55,9	57,6	82,8	78,9	98,6	93,1
– конвективной части	221,5	221,5	406,5	406,5	592,6	592,6

Примечание: показатели для котлов типа КВ-ГМ, приведены через дробь, соответственно: числитель – при работе на газе, знаменатель – при работе на мазуте.

Коэффициент полезного действия котла (брутто) определяется

$$\eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_{6\text{шл}}), \%$$

Коэффициент сохранения тепла находится по формуле

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{q_5 + \eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}}}.$$

Тепло, полезно отданное в котле, определяется в общем случае из выражения

$$Q_{\text{к.а}} = D_{\text{пе}}(h_{\text{пе}} - h_{\text{пв}}) + D_{\text{нп}}(h_{\text{нп}} - h_{\text{пв}}) + D_{\text{пр}}(h_{\text{кип}} - h_{\text{пв}}), \text{ кВт}, \quad (2.4)$$

где $D_{\text{пе}}$ – количество выработанного перегретого пара, кг/с;

$h_{\text{пе}}$ – энтальпия перегретого пара, кДж/кг, определяемая по $P_{\text{пе}}$ и $t_{\text{пе}}$ согласно заданию;

$h_{\text{пв}}$ – энтальпия питательной воды, кДж/кг, определяемая по $p_{\text{пв}}$ и $t_{\text{пв}}$;

$D_{\text{нп}}$ – количество выработанного насыщенного пара, кг/с, отданного помимо пароперегревателя с энтальпией $h_{\text{нп}}$;

$h_{\text{нп}}$ – энтальпия насыщенного пара, кДж/кг, определяемая по давлению в барабане котла;

$D_{\text{пр}}$ – расход воды на продувку котла, кг/с, с энтальпией при ее кипении $h_{\text{кип}}$, кДж/кг, определяемой по давлению в барабане котла:

$$D_{\text{пр}} = \frac{\Pi}{100} D,$$

где Π – процент продувки, %;

D – производительность котла, кг/с;

значение Π определяется заданием на проектирование.

Примечания:

а) если по заданию пар перегретый, отсутствует вторая составляющая $Q_{\text{к.а}}$ в формуле (2.4);

б) если по заданию пар насыщенный, отсутствует первая составляющая $Q_{\text{к.а}}$ в формуле (2.4).

Расход топлива, подаваемого в топку, определяется по формуле

$$B = \frac{Q_{к.а}}{Q_p^p \eta_{к.а}} 100 \%, \text{ м}^3/\text{с},$$

где $\eta_{к.а}$ – выражается в процентах.

Тепло, внесенное поступающим в котельный агрегат воздухом $Q_{в.вн}$, при подогреве последнего вне агрегата отборным паром, отработанным теплом и т. п. подсчитывается по формуле

$$Q_{в.вн} = \beta' [(H_{хв}^0)' - H_b^0], \text{ кДж/кг или кДж/м}^3,$$

где β' – отношение количества воздуха на входе в котел (в воздухоподогреватель) к теоретически необходимому;

$(H_{хв}^0)'$ и H_b^0 – энтальпии теоретически необходимого количества воздуха на входе в котельный агрегат и холодного воздуха, которые определяются по Н-9 таблице, кДж/кг или кДж/м³.

При отсутствии специальных указаний температура воздуха поступающего в котел, принимается равной 30 °С.

Тепло, вносимое в агрегат паровым дутьем («форсуночным» паром), Q_ϕ определяется по формуле

$$Q_\phi = G_\phi (h_\phi - 2520), \text{ кДж/кг},$$

где G_ϕ и h_ϕ – расход и энтальпия пара, идущего на распыливание топлива, кг/кг и кДж/кг.

Для подсчета суммарных объемов продуктов сгорания, воздуха и теплоты, отданной газами в поверхностях нагрева, вводится расчетный расход топлива, вычисляемый с учетом механической неполноты сгорания q_4 по формуле:

$$B_p = B \left(1 - \frac{q_4}{100}\right), \text{ (м}^3/\text{с) (кг/с)}.$$

При сжигании газообразного и жидкого топлив $q_4 = 0$ и значение $B_p = B$ (м³/с), (кг/с).

3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТОПКИ

В курсовом проекте студенты производят поверочный тепловой расчет топки, заключающийся в определении температуры газов на выходе из топки для существующей конструкции котла.

Температура газов на выходе из топки определяется по формуле

$$\theta_T' = \frac{T_a}{1 + MBu^{0,3} \left(\frac{5,6 \cdot 10^{-11} \Psi_{cp} F_{ct} T_a^3}{\phi B_p V c_{cp}} \right)^{0,6}} - 273, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (3.1)$$

Ниже приводятся зависимости и пояснения для определения величин, входящих в формулу (3.1).

Определение адиабатической температуры горения T_a

Предварительно определяется полезное тепловыделение в топке для котлов низкого давления

$$Q_T = Q_p \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_B + Q_{\phi}, \text{ кДж/кг},$$

где Q_B – теплота, вносимая в топку воздухом, кДж/кг, рассчитывается по формуле

$$Q_B = \alpha_T H_{xв}^0, \text{ кДж/кг}.$$

По известному значению Q_T по построенной ранее H - θ -диаграмме при принятом α_T находят θ_a .

В итоге адиабатическая температура горения определится

$$T_a = \theta_a + 273, \text{ К}.$$

Определение средней суммарной теплоемкости продуктов сгорания 1 кг топлива $V_{ср}$ производится по формуле

$$V_{ср}' = \frac{Q_{г} - H_{г}''}{\vartheta_{а} - \vartheta_{г}''}, \text{ кДж / (кг}\cdot\text{°C)}, (\text{кДж/кг}\cdot\text{K}),$$

где $\vartheta_{г}''$ – предварительно принятая температура газов на выходе из топки, °C, с учетом условий возможного шлакования последующих поверхностей нагрева при сжигании твердых топлив (зола должна быть в твердом, а не в расплавленном состоянии);

$H_{г}''$ – энтальпия продуктов сгорания на выходе из топки, соответствующая $\vartheta_{г}''$, кДж/кг, определяемая по H - ϑ -диаграмме при принятом $\alpha_{г}$.

Определение ограждающей поверхности стен топочной камеры $F_{ст}$

Данная работа осуществляется по чертежам котла, которые студенту выдает консультант по курсовому проекту. При наличии камеры догорания ограждающая ее поверхность также включается в $F_{ст}$.

Определение параметра M

Параметр M определяется в зависимости от относительного положения максимума температуры пламени по высоте топки

$$M = 0,54 - 0,2X_{г},$$

где $X_{г} = X_{г} = \frac{h_{г}}{H_{г}}$ – отношение высоты расположения осей горелок.

$h_{г}$ (от пода топки) к общей высоте топки $H_{г}$ (от пода топки до середины выходного окна из топки) в соответствии со схемой (рис. 3.1).

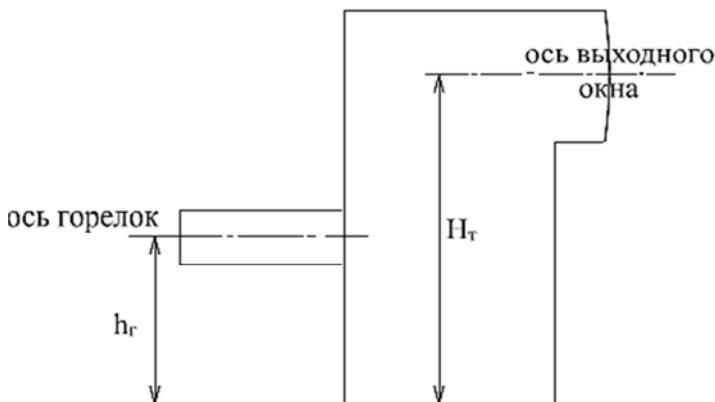


Рис. 3.1. Схема определения X_T

Примечания:

- для слоевых топков при сжигании топлива в тонком слое (топки с пневмомеханическими забрасывателями) принимают $X_T = 0$;
- при сжигании топлив в толстом слое на подвижном или неподвижном колосниковом полотне $X_T = 0,14$.

Значения M_o для камерных газомазутных топков 0,4, для слоевых топков 0,46.

*Определение среднего коэффициента
тепловой эффективности экранов Ψ_{cp}*

Расчет ведут по формуле

$$\Psi_{cp} = \frac{\sum \Psi_i F_{ct} i}{F_{ct}}$$

где $\Psi_i = X_i \zeta_i$, в котором X_i угловой коэффициент, определяемый по рис. 3.2.

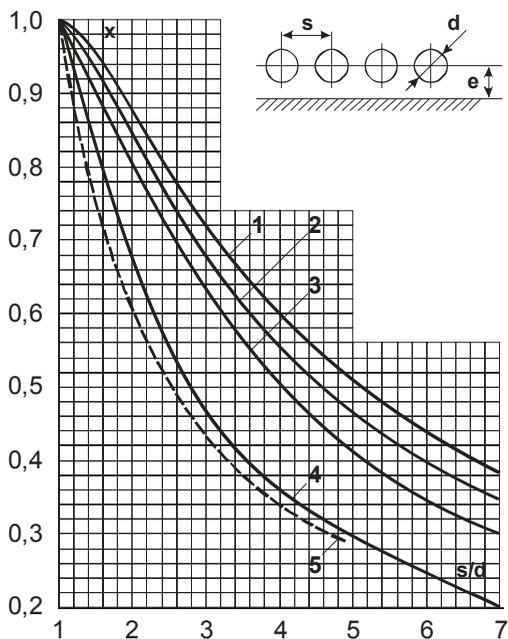


Рис. 3.2. Угловые коэффициенты однорядного гладкотрубного экрана: 1 – с учетом излучения обмуровки при $e \geq 1,4d$; 2 – то же при $e = 0,8d$; 3 – то же при $e = 0,5d$; 4 – то же при $e = 0$; 5 – без учета излучения обмуровки при $e \geq 0,5d$

Коэффициент ξ_v , учитывающий снижение тепловосприятия вследствие загрязнения или закрытия изоляцией поверхности, принимается по табл. 3.1.

Таблица 3.1

Значения коэффициента ξ_v

Тип экрана	Топливо	$\xi = \Psi / X$
Открытые гладкотрубные настенные экраны	Газообразное топливо	0,65
	Мазут	0,55
	Все топлива при слоевом сжигании	0,60
Ошипованные экраны, покрытые угнеупорной массой	Все топлива	0,20
Экраны, закрытые шамотным кирпичом	Все топлива	0,10

Для неэкранированных участков стен топочной камеры (если имеется и камеры догорания) принимается $\Psi = 0$.

Эффективное значение критерия Бугера

$$Bu \sim = 1,6 \ln \left(\frac{1,4Bu^2 + Bu + 2}{1,4Bu^2 - Bu + 2} \right).$$

Критерий Бугера

$$Bu = kps,$$

где k – коэффициент ослабления лучей топочной средой при сжигании твердых топлив рассчитывается по формуле

$$k = k_{\Gamma} r_n + k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}} + k_{\text{кокс}} \mu_{\text{кокс}}, \quad 1/(\text{м} \cdot \text{МПа}). \quad (3.2)$$

Коэффициент ослабления лучей для трехатомных газов определяется по формуле

$$k_{\Gamma} r_n = \left(\frac{7,8 + 16r_{\text{H}_2\text{O}}}{3,16\sqrt{P_n S}} - 0,1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T_{\Gamma}''}{1000} \right) r_n,$$

где T_{Γ}'' – температура газов на выходе из топки, К;

$r_n = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$ – суммарная объемная доля трехатомных газов для топок, работающих без наддува.

$$P_n = Pr_n = 0,1 r_n. \quad (P = 0,1 \text{ Па}).$$

Значения r_{RO_2} и $r_{\text{H}_2\text{O}}$ берутся из табл. 1.3.

Коэффициент ослабления лучей золовыми частицами определяется по формуле

$$k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}} = \frac{10^4 A_{\text{зл}}}{\sqrt[3]{(T_{\Gamma}'')^2}} = \frac{\mu_{\text{зл}}}{1 + 1,2 \mu_{\text{зл}} S},$$

где $\mu_{\text{зл}}$ – безразмерная концентрация золы в дымовых газах, определяемая из табл. 3.

Величина $A_{\text{зл}}$ определяется: для АШ – 1; каменные угли – 0,8; бурые угли – 0,75; торф – 0,6.

Эффективный коэффициент ослабления лучей коксовыми частицами определяется по выражению $k_{\text{кокс}}\mu_{\text{кокс}}$.

Значение $k_{\text{кокс}}\mu_{\text{кокс}}$ для АШ и $T - 0,25$; для каменных углей – 0,2; для бурых углей 0,1.

Эффективная толщина излучающего слоя в топке вычисляется по формуле

$$S = 3,6 \frac{V_T}{F_{\text{ст}}},$$

где V_T и $F_{\text{ст}}$ – объем и поверхность стен топочной камеры (м^3 и м^2).

Коэффициент поглощения топочной средой при сжигании газа и мазута определится из выражения

$$k = k_r + mk_c,$$

где m – коэффициент усреднения, равный для газа – 0,1; для мазута – 0,3 в газоплотных и 0,6 в негазоплотных топках.

Коэффициент поглощения сажистыми частицами при сжигании газа и мазута определится из выражения

$$k_c = 0,03(2 - \alpha) \left(1,6 \frac{T''}{T} - 0,5 \right) \frac{C^P}{H^P}, \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}},$$

где C^P/H^P – углеводородное число, являющееся соотношением содержания углерода и водорода в рабочей массе топлива. Для газообразного топлива

$$\frac{C^P}{H^P} = 0,12 \sum \frac{m}{n} c_m H_n,$$

где m и n – количество атомов углерода и водорода в соединении. При $\alpha_T > 2$ принимается $k_c = 0$.

Величины ϕ и B , входящие в формулу (3.1), принимаются из теплового баланса котла (глава 2).

По формуле (3.2) построена номограмма для определения эффективного значения критерия Бугера (рис. 3.3).

Если в результате расчетов значение \mathcal{Q}_T'' , определенное по формуле (3.1), отличается от принятого на $\pm 5\%$, то расчет повторяют, скорректировав принимаемое значение \mathcal{Q}_T'' .

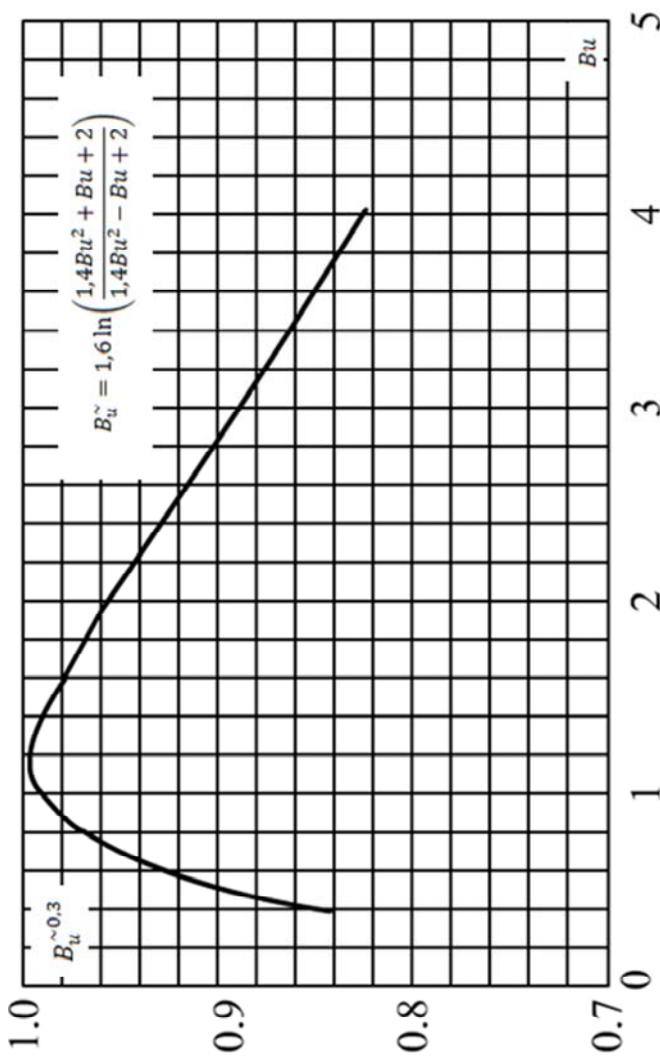


Рис. 3.3. Эффективное значение критерия Бутера

4. ПОВЕРОЧНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Основными уравнениями при расчете конвективного теплообмена являются:

– уравнение теплопередачи

$$Q_{\Gamma} = kH\Delta t_{\text{cp}} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}; \quad (4.1)$$

– уравнение теплового баланса

$$Q_{\text{б}} = B\varphi \left(H' - H'' + \Delta\alpha H_{\text{XB}}^0 \right), \text{ кВт}. \quad (4.2)$$

Расчет считается законченным при выполнении равенства

$$Q_{\Gamma} = Q_{\text{б}}$$

или

$$kH\Delta t_{\text{cp}} \cdot 10^{-3} = B\varphi \left(H' - H'' + \Delta\alpha H_{\text{XB}}^0 \right), \quad (4.3)$$

где k – коэффициент теплопередачи от газов к нагреваемой среде, подсчитывается из выражения

$$k = \psi\alpha_1,$$

где ψ – коэффициент тепловой эффективности, определяется по табл. 4.1, 4.2;

α_1 – коэффициент теплопередачи от газов к стенке, Вт/(м²·°C):

$$\alpha_1 = \xi(\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}),$$

где ξ – коэффициент использования, учитывающий уменьшение тепловосприятия поверхности нагрева, вследствие неравномерного омывания ее газами. Для поперечно омываемых пучков $\xi = 1,0$;

$\alpha_{\text{к}}$ – коэффициент теплоотдачи конвекций от газов к стенке, зависящий от скорости и температуры потока, диаметра и расположения труб, характера их омывания, Вт/(м²·°C) (рис. 4.1–4.3);

$\alpha_{\text{л}}$ – коэффициент теплоотдачи излучением, зависящий от температуры газов, толщины излучающего слоя и парциальных давлений трехатомных сухих газов и водяных паров (рис. 4.4);

H – расчетная поверхность нагрева газохода, м^2 . Для водотрубных котлов

$$H = n\pi dl, \text{ м},$$

где n – число труб наружным диаметром d (м) в газоходе;

l – длина труб, соответствующая высоте газохода, м;

$\Delta t_{\text{ср}}$ – температурный напор, определяемый как

B и ϕ принимается из теплового баланса котла (гл. 2);

H' и H'' – энтальпия газов до и после газохода, определяемая по

H - θ -диаграмме при данном α ;

$\Delta\alpha$ – величина присоса холодного воздуха в газоход (табл. 1.4);

$$\Delta t_{\text{ср}} = \theta_{\text{ср}} - t_{\text{н}}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $\theta_{\text{ср}} = \frac{\theta' + \theta''}{2}$ – средняя температура газов в газоходе (при условии

охлаждения газов не более чем на $300 \text{ } ^\circ\text{C}$);

$t_{\text{н}}$ – температура охлаждающей среды. Для парового котла $t_{\text{н}}$ принимается равной температуре кипения воды при давлении в котле, а для водогрейного – равной полусумме температур воды на входе в поверхность нагрева и на выходе из нее, $^\circ\text{C}$.

Таблица 4.1

Коэффициент тепловой эффективности ψ для конвективных поверхностей нагрева при сжигании различных твердых топлив

Топливо	Значение
АШ и тощие угли	0,6
Каменные, бурые угли (кроме подмосковных и канско-ачинских), промпродукты каменных углей	0,65
Подмосковный уголь	0,7
Бурые угли канско-ачинского месторождения, фрезерный торф и древесное топливо	0,6
Сланцы (северо-западные, кашпирские)	0,5

Примечание: для всех топлив, кроме подмосковного угля, требуется очистка конвективных поверхностей нагрева.

Таблица 4.2

Коэффициент тепловой эффективности ψ для конвективных поверхностей нагрева при сжигании мазута и газа

Поверхность нагрева	Значение ψ
При сжигании мазута	
Первые и вторые ступени экономайзеров с очисткой поверхности нагрева дробью	0,65
Пароперегреватели, расположенные в конвективной шахте, при очистке дробью, а также коридорные пароперегреватели в горизонтальном газоходе, без очистки; котельные пучки котлов малой мощности, фестоны	0,6 0,6
Экономайзеры котлов малой мощности (при температуре воды на входе 100 °С и ниже)	0,45
При сжигании газа	
Первые ступени экономайзеров и одноступенчатые экономайзеры, в том числе плавниковые и ребристые, при температуре продуктов сгорания на входе в них 400 °С	0,8
Вторые ступени экономайзеров, пароперегреватели и другие конвективные поверхности нагрева, в том числе плавниковые и ребристые, при температуре продуктов сгорания на входе в них 400 °С	0,85

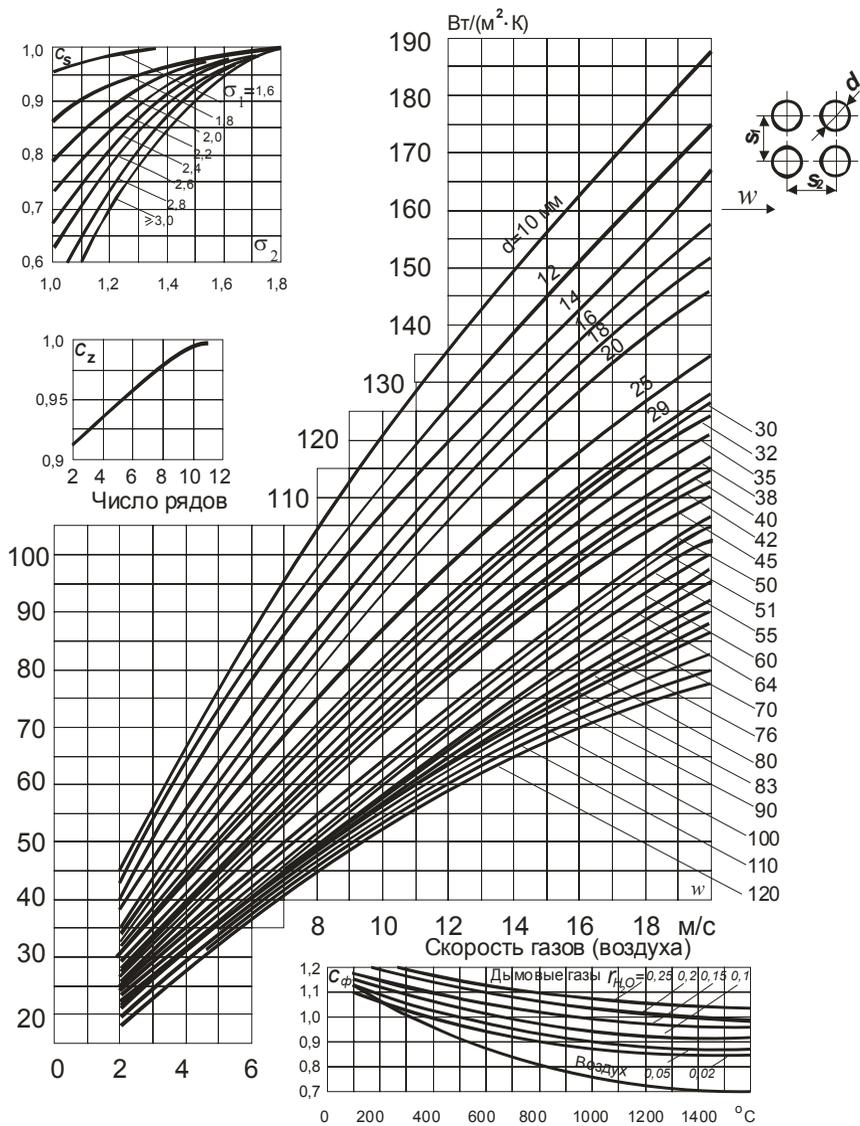


Рис. 4.1. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании коридорных гладкотрубных пучков

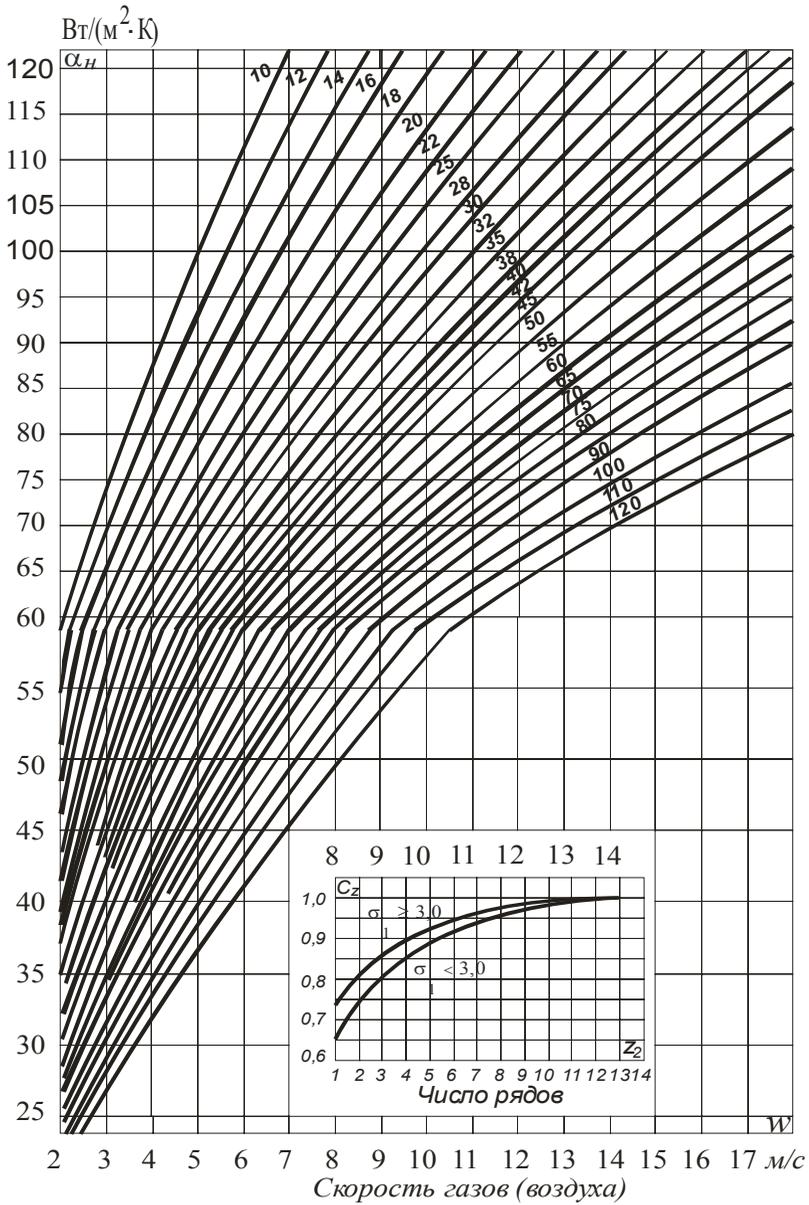


Рис. 4.2. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков

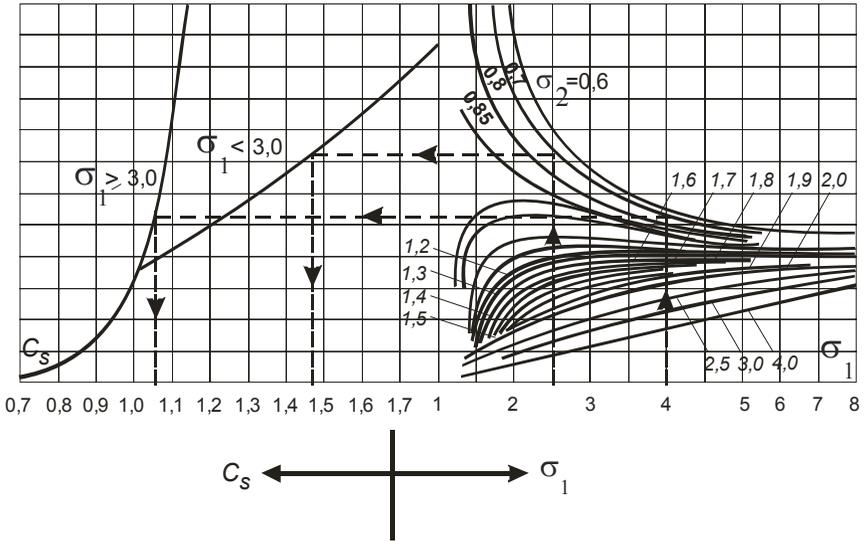
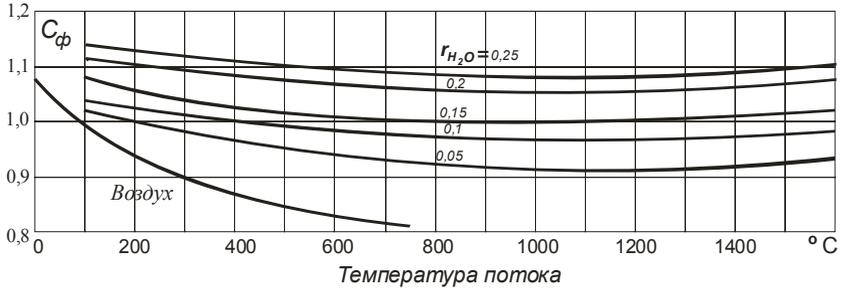
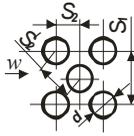


Рис. 4.2. Окончание

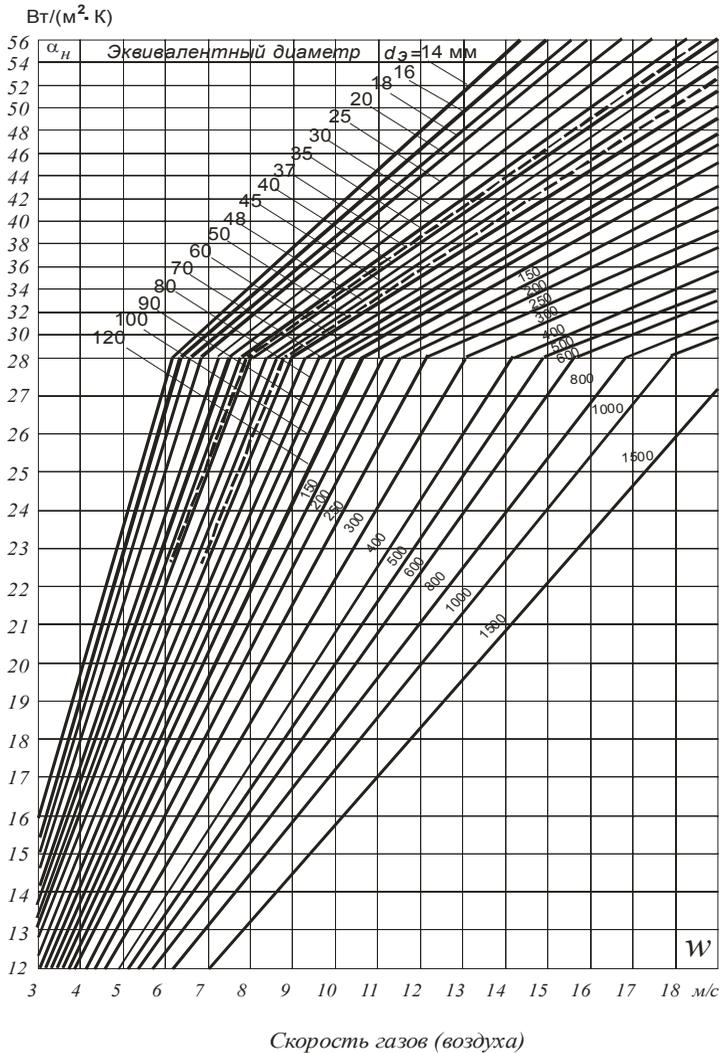


Рис. 4.3. Коэффициент теплоотдачи при продольном омывании для воздуха и продуктов сгорания

Примечание: при охлаждении продуктов сгорания и воздуха

$$\alpha_k = C_{\phi} C_l \alpha_n, \text{ Вт}/(м^2 \cdot К);$$

при нагреве воздуха

$$\alpha_k = C'_{\phi} C_l \alpha_n, \text{ Вт}/(м^2 \cdot К).$$

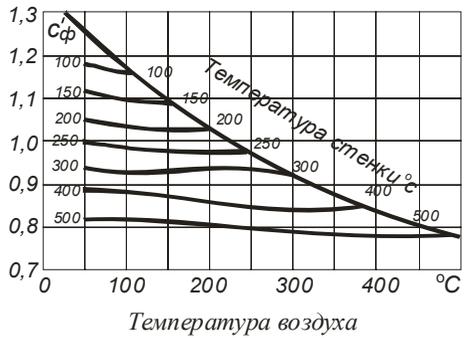
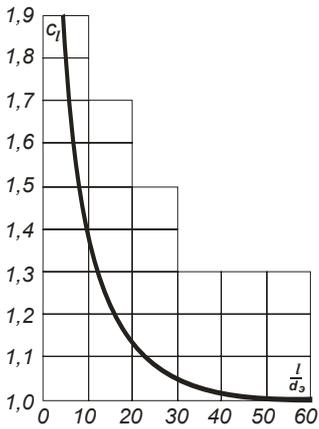
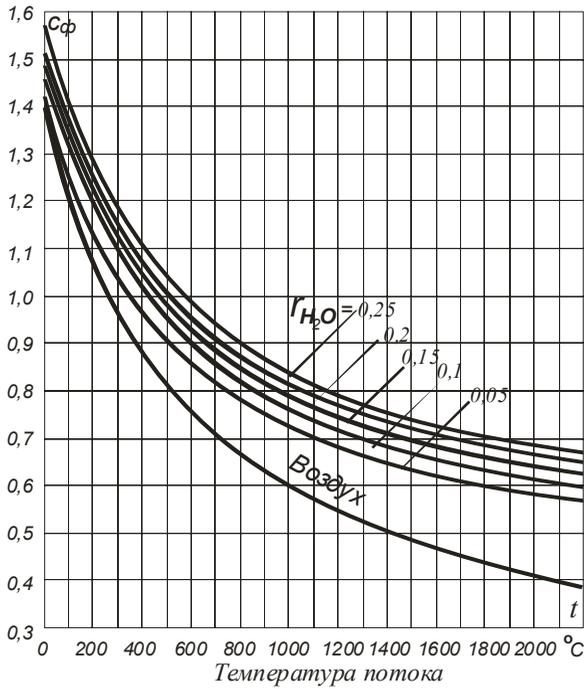


Рис. 4.3. Окончание

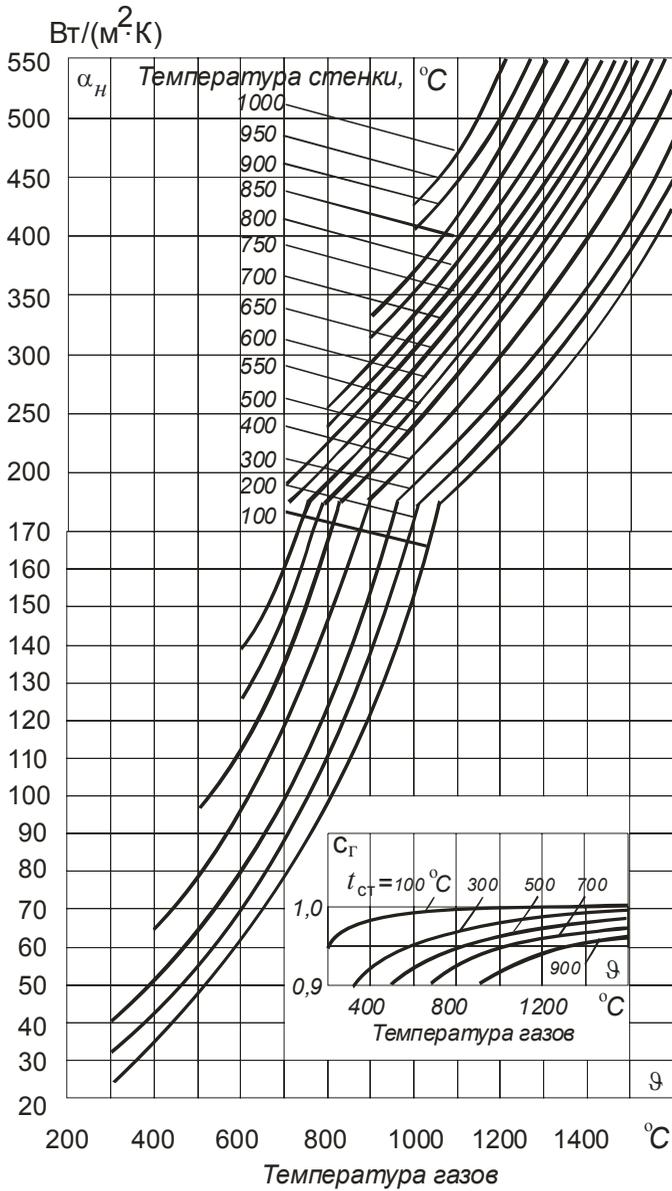


Рис. 4.4. Коэффициент теплоотдачи излучением

Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_{л}$, (Вт/(м²·°C)) определяется:

– для запыленного потока (при сжигании твердого топлива)

$$\alpha_{л} = \alpha_{н} a;$$

для незапыленного потока (при сжигании газа и мазута)

$$\alpha_{л} = \alpha_{н} a c_{г},$$

где $\alpha_{н}$ – коэффициент теплоотдачи, определяется по номограмме на рис. 4.4;

a – степень черноты потока, определяемая по формуле:

$$a = 1 - e^{-kps},$$

$c_{г}$ – коэффициент, определяемый по рис. 4.4.

Для определения $\alpha_{н}$ и коэффициента $c_{г}$ вычисляется температура загрязненной стенки $t_{ст}$, °C по выражению

$$t_{ст} = t_{н} + 60,$$

где $t_{н}$ – средняя температура охлаждающей среды.

Чтобы воспользоваться рис. 4.1–4.4, необходимо предварительно найти:

1. Среднюю температуру газов по формуле

$$g_{ср} = \frac{g' + g''}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

2. Объемную долю $r_{\text{H}_2\text{O}}$ из табл. 1.3 для данного газотока.

3. Число рядов труб вдоль и поперек газового потока, поперечный (S_1) и продольный (S_2) шаги труб с наружным диаметром d (коридорное расположение); диагональный шаг S_2' (шахматное расположение).

4. Площадь живого сечения газохода F (м^2) подсчитывается:
а) для продольного омывания потоком газов труб снаружи

$$F = a \cdot b - \frac{n \cdot \pi \cdot d^2}{4}, \text{ м}^2$$

- б) для поперечного омывания потоком трубного пучка

$$F = ab - ndl, \text{ м}^2,$$

где a и b – поперечные размеры газохода в свету, м;

n – число труб в газоходе;

l – средняя длина труб в газоходе, м.

5. Среднюю скорость газов в газоходе, определяемую по формуле

$$W_{\text{ср}} = \frac{B_p V_{\text{г}} (273 + \vartheta_{\text{ср}})}{273F}, \text{ м/с},$$

где $V_{\text{г}}$ – объем дымовых газов в газоходе, $\text{м}^3/\text{кг}$ (см. табл. 1.3).

6. Эффективную толщину излучающего слоя для гладкотрубных пучков, определяемую по формулам:

$$\text{при } \frac{S_1 + S_2}{d} \leq 7$$

$$S = \left(1,87 \frac{S_1 + S_2}{d} - 4,1 \right) d, \text{ м};$$

$$\text{при } 13 > \frac{S_1 + S_2}{d} > 7$$

$$S = \left(2,82 \frac{S_1 + S_2}{d} - 10,6 \right) d, \text{ м}.$$

Чтобы быстрее стабилизировать равенство (4.3), задается два произвольных значения температуры газов на выходе из рассчитываемого

го газохода, и по этим значениям находят все необходимые величины, входящие в равенство. Если равенство стабилизируется при одной из принятых температур, то эта температура и будет искомой. Если баланс равенства не будет, то искомую температуру находят графоаналитически. Для этого на оси абсцисс (рис. 4.5) откладывают в известном масштабе температуры газов, покидающих газоход, а на оси ординат – числовые значения Q_T и Q_6 , подсчитанные при этих температурах, и соединяют прямыми. Точка пересечения прямых Q_T и Q_6 даст искомую температуру на выходе из газохода.

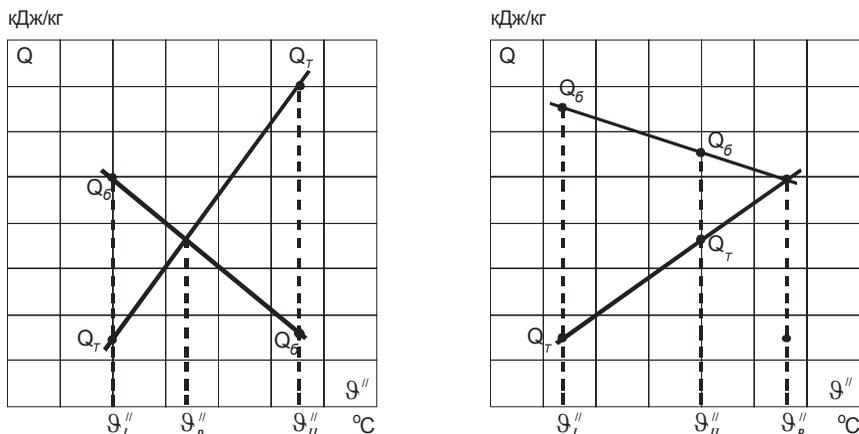


Рис. 4.5. Графическое определение расчетной температуры

5. РАСЧЕТ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

Пароперегреватель служит для перегрева насыщенного пара до необходимой температуры. В большинстве случаев в котлах малой и средней мощности значения температуры пара не превышают 225–400 °C.

Пароперегреватели обычно состоят из группы параллельно включенных стальных змеевиков, составленных из труб малого диаметра (28–42 мм), соединенных коллекторами.

Для поддержания значений коэффициента теплоотдачи α_2 (от стенки к пару) на необходимом уровне 900–3 000 Вт/(м²·с) надо принимать скорость пара в перегревателе не ниже 25 м/с.

При определении необходимой величины поверхности нагрева пароперегревателя количество тепла, которое необходимо сообщить пароперегревателю, определяют из уравнения

$$Q_{\text{пер}} = D(h_2 - h_1), \text{ кВт}, \quad (5.1)$$

где D – расход перегретого пара, кг/с;

h_2 и h_1 – конечная и начальная энтальпии пара, кДж/кг.

По найденному значению $Q_{\text{пер}}$, в соответствии с уравнением (5.1), находят энтальпию газов после пароперегревателя согласно уравнения теплового баланса (5.2), а затем по H - θ -диаграмме определяют температуру газов на выходе из пароперегревателя

$$Q_{\text{пер}} = B_p \varphi (H'_{\text{пер}} - H''_{\text{пер}} + \Delta H_{\text{в}}), \text{ кВт}, \quad (5.2)$$

где B_p – расчетный расход топлива, кг/с;

φ – коэффициент сохранения теплоты;

$H'_{\text{пер}}$, $H''_{\text{пер}}$ – энтальпии газов на входе и выходе из пароперегревателя, кДж/кг;

$\Delta H_{\text{в}}$ – энтальпия присасываемого в пароперегреватель воздуха, кДж/кг.

Значение расчетного коэффициента теплопередачи для пароперегревателя определяют по формуле

$$k_{\text{пер}} = \frac{\psi \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}),$$

где α_1 и α_2 определяются по тем же выражениям и номограммам, что и для конвективных газоходов котла (см. раздел 4).

ψ – коэффициент тепловой эффективности, при коридорном расположении труб и сжигании твердых топлив определяется по табл. 4.1; при сжигании газа ψ принимается равным 0,85; при сжигании мазута с $\alpha > 1,05$ ψ определяется по табл. 4.2.

Коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке трубы пароперегревателя определяют по формуле

$$\alpha_1 = \xi(\alpha_k + \alpha_{л}), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}),$$

где ξ – коэффициент использования. Принимается $\xi = 1$, α_k , $\alpha_{л}$ определяются, соответственно, из рис. 4.1–4.4.

α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к перегретому пару определяется по рис. 5.1

$$\alpha_2 = \alpha_n C_d.$$

Температура стенки труб пароперегревателя, принимаемая равной температуре наружного слоя золы отложений на трубах ($^\circ\text{С}$), определяется

$$t_3 = t + 70,$$

где t – среднеарифметическое значение температуры пара в перегревателе.

Температурный напор определяют по среднеарифметической разности температур

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\vartheta'_{\text{пер}} + \vartheta''_{\text{пер}}}{2} - \frac{t_{\text{пер}} + t_{\text{н}}}{2},$$

где $\vartheta'_{\text{пер}}$, $\vartheta''_{\text{пер}}$ – температура газов до и после пароперегревателя $^\circ\text{С}$;

$t_{\text{н}}$, $t_{\text{пер}}$ – температура насыщенного и перегретого пара, $^\circ\text{С}$.

Далее находят расчетную поверхность нагрева пароперегревателя

$$H_{\text{пер}} = \frac{Q_{\text{пер}}}{k_{\text{пер}} \Delta t_{\text{cp}}}, \text{ м}^2.$$

Элементы пароперегревателя, составляющие расчетную поверхность нагрева, должны быть скомпонованы так, чтобы была обеспечена ранее принятая скорость движения пара (не ниже 25 м/с).

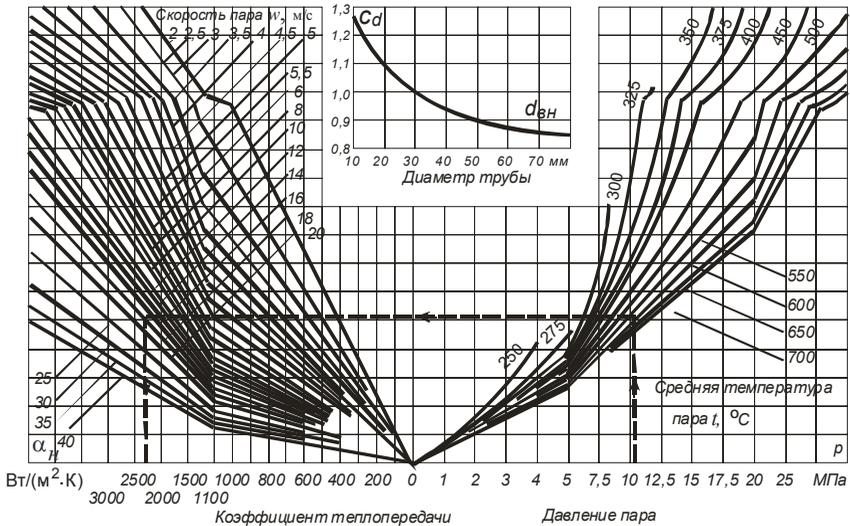


Рис 5.1. Коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к перегретому пару при продольном омывании змеевиков пароперегревателя

6. РАСЧЕТ ВОДЯНОГО ЭКОНОМАЙЗЕРА

Водяные экономайзеры устанавливают для снижения температуры уходящих газов, а, следовательно, для повышения коэффициента полезного действия котельной установки.

В настоящее время изготавливают только один тип водяных чугунных экономайзеров – водяные экономайзеры системы ВТИ. Их собирают из чугунных ребристых труб различной длины, соединяемых между собой специальными фасонными частями – калачами.

В табл. 6.1 приведены основные данные ребристых труб экономайзеров системы ВТИ.

Таблица 6.1

Длина трубы, мм	Число ребер на трубе	Масса одной трубы, кг	Поверхность нагрева с газовой стороны h_3 , м ²	Живое сечение для прохода газов f_3 , м ²
1 500	55	52,5	2,18	0,088
2 000	75	67,7	2,95	0,12
2 500	95	83,6	3,72	0,152
3 000	115	99,3	4,49	0,184

Скорость газов в экономайзере принимают в пределах 6–9 м/с, но не менее 3 м/с. Скорость воды в трубах может изменяться в пределах 0,3–1,5 м/с.

Водяные экономайзеры рассчитывают следующим образом. Сначала по известным энтальпиям газов на входе в экономайзер ($H'_{вэ}$) и на выходе из него ($H_{ух}$) определяют тепловосприятие экономайзера по уравнению теплового баланса

$$Q_{вэ} = \phi B_p (H'_{вэ} - H_{ух} + \Delta H_B), \text{ кВт.}$$

Температуру воды на выходе из экономайзера t''_3 определяют из выражения

$$t''_3 = t'_3 + \frac{Q_{вэ}}{c_B D_{вэ}}, \text{ кВт,}$$

где t'_3 – температура воды на входе в экономайзер;

c_B – теплоемкость воды, кДж/кг·°С;

$D_{вэ}$ – количество воды, проходящей через экономайзер, кг/с:

$$D_{вэ} = D_{нп} + D_{пр},$$

где $D_{нп}$ – расход насыщенного пара кг/с;

$D_{пр}$ – расход продувочной воды, кг/с.

Для чугунного экономайзера t''_3 должна быть не менее чем на двадцать градусов ниже температуры насыщения для избежания кавитации.

Среднюю разность температур с достаточной степенью точности можно определить как среднеарифметическую величину

$$\Delta t_{ср} = \frac{\vartheta'_3 + \vartheta''_3}{2} - \frac{t'_3 + t''_3}{2}, \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Среднюю скорость газов в экономайзере подсчитывают по выражению

$$W_{ср} = \frac{B_p V_r (\vartheta_3^{ср} + 273)}{273 F_3}, \text{ м/с.}$$

При этом, живое сечение экономайзера $F_3 = f_3 \cdot m$ выбирают таким образом (набирая различное количество труб в горизонтальном ряду), чтобы W_{cp} была в пределах 6–9 м/с. Здесь m – число труб в горизонтальном ряду.

После этого определяют расчетную поверхность нагрева экономайзера:

$$H_{вз} = \frac{Q_{вз} \cdot 10^3}{k_3 \Delta t_{cp}}, \text{ м}^2,$$

где k_3 – коэффициент теплопередачи определяется по рис. 6.1, Вт/м²·°С.

Число горизонтальных рядов определяется как

$$n = H_{вз} / h_3 m,$$

где h_3 – поверхность нагрева одной трубы, м², определяемая из табл. 6.1.

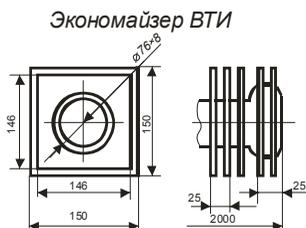
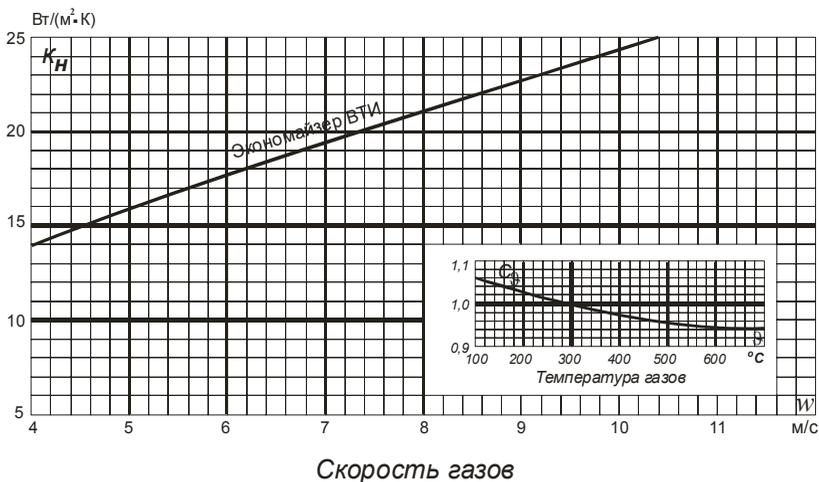


Рис. 6.1. Коэффициент теплопередачи для чугунных экономайзеров

7. КОНСТРУКТИВНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТРУБЧАТОГО ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ

С помощью заводских чертежей прототипа проектируемого котла выбирают конструкции и компоновки воздухоподогревателя: диаметр труб (обычно $\varnothing 40 \times 1,5$ мм); шаг труб (обычно $S_1 = 60-70$ мм, $S_2 = 40-45$ мм); расположение труб (как правило, шахматное), схему движения сред (газы – продольное омывание внутри труб, воздух – поперечное омывание в шахматном пучке труб); скорость газов – 9–13 м/с, воздуха – 4,5–6 м/с. Рекомендуемое значение температуры горячего воздуха приведены в табл. 2.1.

Порядок расчета воздухоподогревателя следующий:

1. Тепловосприятие воздухоподогревателя определяют из выражения

$$Q_{\text{вп}} = \left(\beta''_{\text{вп}} + \frac{\Delta\alpha_{\text{вп}}}{2} \right) (H_{\text{вп}}^{0''} - H_{\text{вп}}^{0'}), \text{ кДж/кг},$$

где $\beta''_{\text{вп}}$ – отношение количества воздуха за воздухоподогревателем к теоретически необходимому:

$$\beta''_{\text{вп}} = \alpha''_T - \Delta\alpha_T + 0,5\Delta\alpha_{\text{вп}},$$

где $\Delta\alpha_{\text{вп}}$ – присосы воздуха в воздухоподогревателе;

$H_{\text{вп}}^{0''}$, $H_{\text{вп}}^{0'}$ – энтальпия теоретически необходимого количества на выходе и входе в воздухоподогреватель.

2. Коэффициент теплопередачи в воздухоподогревателе k определяют по формуле

$$k = \xi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}),$$

где ξ – коэффициент использования воздухоподогревателя (для мазута и дров – $\xi = 0,85$; для остальных топлив – 0,9);

α_1 , α_2 – коэффициент теплоотдачи от газов к стенке и от стенки к воздуху, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{°C}$.

Для трубчатых воздухоподогревателей коэффициент теплоотдачи конвекцией α_1 для газов, текущих внутри труб, определяется по

рис. 4.1–4.3 с соответствующей поправкой на физические характеристики газов и температурные условия C_ϕ . При охлаждении газов C_ϕ не зависит от температуры стенки. Для среды, движущейся между трубами (воздух), коэффициент теплоотдачи конвекцией (α_2) при чисто поперечном омывании определяется по рис. 4.1, 4.2 в зависимости от расположения труб в пучке – шахматного или коридорного, и по рис. 4.3 при продольном омывании.

3. Температурный напор Δt определяется как среднеарифметическая разность температур по формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где Δt_6 – разность температур сред в том конце, где она больше, $^\circ\text{C}$;

Δt_M – разность температур на другом конце поверхности, $^\circ\text{C}$.

4. Определяют необходимую теплообменную поверхность воздухоподогревателя

$$H_{\text{ВП}} = \frac{Q_{\text{ВП}} B_p}{k \Delta t}, \text{ м}^2.$$

8. РАСЧЕТ ГАЗОХОДОВ ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ

Чтобы определить температуру воды в каждом из отдельных газоходов, уравнений (4.1) и (4.2) недостаточно. Количество тепла, воспринимаемое водой в каждом отдельном газоходе, определяется по формуле

$$Q = D_{\text{св}}(t_{\text{в}}'' - t_{\text{в}}') c, \text{ Вт}, \quad (8.1)$$

где $D_{\text{св}}$ – расход сетевой воды через поверхность, кг/с;

$t_{\text{в}}''$, $t_{\text{в}}'$ – температура воды при выходе и входе в данный газоход (обычно одна из них предварительно определяется, а другая задана), $^\circ\text{C}$;

c – теплоемкость воды, кДж/кг \cdot $^\circ\text{C}$.

Если нет необходимости определять температуру воды по отдельным газоходам в соответствии с уравнением (8.1), можно вести расчет по тем же уравнениям, что и для расчета газоходов паровых котлов, т. е. (4.1) и (4.2). Разница заключается лишь в определении температурного напора, который определяется как

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\vartheta' - \vartheta''}{\ln \frac{\vartheta' - t_{\text{ср}}}{\vartheta'' - t_{\text{ср}}}}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $t_{\text{ср}}$ – средняя температура воды в котле: $t_{\text{ср}} = \frac{t'_{\text{в}} + t''_{\text{в}}}{2}$;

ϑ' , ϑ'' – температура газов на входе и выходе из газохода, $^\circ\text{C}$.

9. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩЕЙ УСТАНОВКИ

9.1. Общие положения

Целью аэродинамического расчета теплогенерирующей установки (расчет тяги и дутья) является выбор необходимых тягодутьевых машин на основе определения производительности тяговой и дутьевой систем и перепада полных давлений в газовом и воздушном трактах.

Расчет газового и воздушного трактов ведется, как правило, на номинальную нагрузку теплогенератора, для которой выполнен тепловой расчет. Поэтому основные исходные данные для расчета потерь давления в поверхностях нагрева теплогенератора – скорости, температуры, живые сечения воздухопроводов и газоходов и прочие конструктивные данные принимаются из теплового расчета.

Сопротивления участков тракта, включающих в себя поверхности нагрева, рассчитываются по средним для данного участка условиям (скорость, температура и т. д.).

При необходимости расчета местных сопротивлений по сумме двух скоростей (в месте поворота на 90°) рекомендуется ве-

сти расчет по усредненной площади живого сечения, рассчитанной по формуле:

$$F = \frac{2}{\frac{1}{F_1} + \frac{1}{F_2}} = 2 \frac{F_1 F_2}{F_1 + F_2}, \text{ м}^2.$$

При расчете местного сопротивления по трем скоростям (в месте поворота на 180°) расчетная площадь живого сечения определяется как

$$F = \frac{1}{\frac{1}{F_1} + \frac{1}{F_2} + \frac{1}{F_3}}, \text{ м}^2.$$

При разнице в площадях сечений, не превышающей 25 %, для расчета могут быть приняты среднеарифметические значения площадей.

Эквивалентный (гидравлический) диаметр d_3 для круглого сечения (при течении внутри трубы) равен внутреннему диаметру трубы, а для некруглого сечения

$$d_3 = \frac{4F}{\Pi}, \text{ м}, \quad (9.1)$$

где F – живое сечение канала, м^2 ;

Π – полный периметр сечения, омываемый средой, м.

Для каналов с прямоугольным сечением формула (9.1) определяется как

$$d = \frac{2ab}{a+b}, \text{ м},$$

где a и b – размеры сторон прямоугольника, м.

Сопротивления трения

Сопротивления трения возникают при движении потока в газопроводах, в продольно омываемых трубчатых и пластинчатых

поверхностях нагрева. В обычных аэродинамических расчетах можно не учитывать поправку на теплообмен и вести расчет по формуле

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d_3} \cdot \frac{w^2}{2} \rho, \text{ Па}, \quad (9.2)$$

где λ – коэффициент сопротивления трения;

l – длина омываемого участка канала, м;

d_3 – эквивалентный (гидравлический) диаметр канала, м;

w – скорость потока, м/с;

ρ – плотность потока, кгс·с²/м⁴.

Для большинства элементов котельных агрегатов, проектируемых на достаточно близкие условия, коэффициент сопротивления трения можно принимать:

– для металлических каналов и труб $\lambda = 0,02$;

– для кирпичных каналов и труб $\lambda = 0,04$.

Сопротивление трения газопроводов за котлом можно приближенно определить, принимая его сопротивление равным 1 Па на каждый погонный метр длины.

Местные сопротивления

При расчете местных сопротивлений необходимо учитывать, что от выбора форм местных сопротивлений существенно зависит сопротивление газозвоздушного тракта. Поэтому следует не ограничиваться механическим расчетом сопротивлений простейшей формы, а выбирать оптимальные формы.

Все местные сопротивления как при наличии теплообмена, так и без него рассчитываются по общей формуле

$$\Delta h_{\text{м}} = \xi \frac{w^2}{2} \rho, \text{ Па}.$$

Коэффициент местных сопротивлений принимается в зависимости от типа местного сопротивления согласно табл. 9.3.

Таблица 9.3

Коэффициенты местных сопротивлений,
вызванных изменением сечения

Наименование	Схема	Коэффициент местного сопротивления, отнесенный к указанной на схеме скорости (в основном канале)
Патрубки для забора воздуха		<p>При отсутствии заслонки $\xi = 0,2$,</p> <p>При наличии заслонки $\xi = 0,3$</p> <p>При отсутствии заслонки $\xi = 0,1$,</p> <p>При наличии заслонки $\xi = 0,2$</p>

Повороты потока внутри пучка труб представляют собой более сложные местные сопротивления, чем рассмотренные ранее, вследствие взаимного влияния поворота и пучка на их сопротивление.

Для поворотов в пучках принят условный метод расчета. Сопротивление пучка труб рассчитывается независимо от наличия поворота, а коэффициент местного сопротивления последнего принимается:

при повороте на $100^\circ \xi = 2,0$;

при повороте на $90^\circ \xi = 1,0$;

при повороте на $45^\circ \xi = 0,5$.

Скорость потока в повороте рассчитывается с учетом загромождения сечения трубами.

Во всех случаях изменения сечения газохода в канале и в конце поворота в пучке независимо от того, имеет ли место сужение или расширение сечения, местное сопротивление такого поворота рассчитывается по среднему значению двух скоростей, начальной и конечной. Повороты в пучке на 180° рассчитываются по среднему значению трех скоростей: в канале, в середине и в конце поворота.

Сопротивления поперечно омываемых пучков труб

Сопротивление поперечно омываемых пучков гладких и ребристых пучков труб как при наличии теплообмена, так и без него выражается общей формулой

$$\Delta h_{\text{поп}} = \xi \frac{w^2}{2} \rho, \text{ Па.} \quad (9.4)$$

Значение коэффициента сопротивления ξ в этом случае зависит от количества рядов и расположения труб в пучке, а также от числа Re . Скорость потока w определяется по сжатому сечению газохода, расположенному в осевой плоскости труб перпендикулярно потоку газов (воздуха). Сопротивление входа в ряды пучка и выхода из них отдельно не рассчитываются, так как они учтены в коэффициенте сопротивления пучка ξ .

Коэффициенты сопротивления гладкотрубного коридорного пучка определяются из выражения:

$$\xi = \xi_0 z_2, \quad (9.5)$$

где ξ_0 – коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка, зависящий от отношения $\sigma_1 = \frac{S_1}{d}$; $\sigma_2 = \frac{S_2}{d}$ и $\psi = (S_1 - d)/(S_2 - d)$, а также от числа Re ; S_1 и S_2 – шаги труб по ширине и глубине пучка, мм; d – наружный диаметр труб, м;

z_2 – количество рядов труб по глубине пучка;

Значение ξ определяется по следующим формулам:

– при $\sigma_1 \leq \sigma_2$

$$\xi_0 = 2(\sigma_1 - 1)^{-0,5} Re^{-0,2}; \quad (9.6)$$

– при $\sigma_1 > \sigma_2$

$$\xi_0 = 0,38(\sigma_1 - 1)^{-0,5} (\psi - 0,94)^{-0,59} Re^{-0,2/\psi}. \quad (9.7)$$

По формулам (9.6) и (9.7) построен график на рис. 9.9, по которому следует определять коэффициент сопротивления одного ряда труб коридорного пучка ξ_0 .

Коэффициент сопротивления коридорного пучка при поперечном омывании

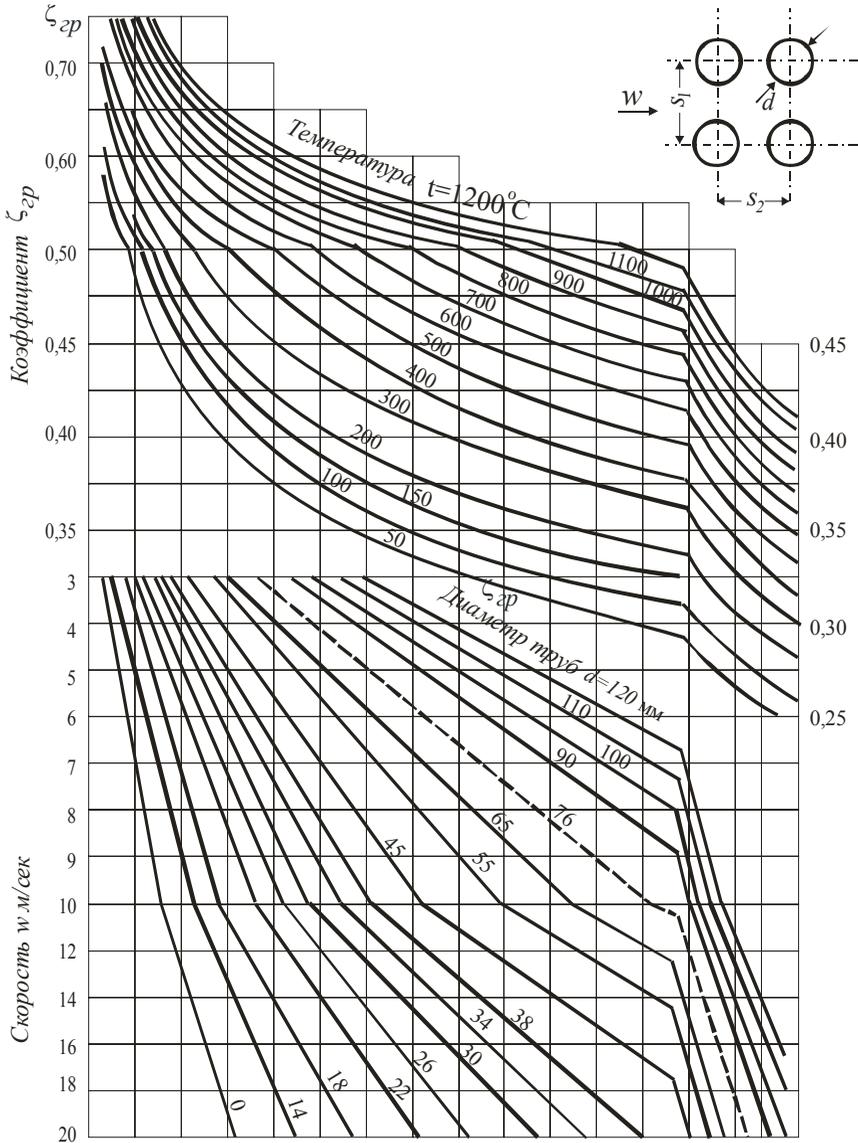


Рис. 9.9. Коэффициент сопротивления коридорного пучка при поперечном омывании

Коэффициент сопротивления коридорно го
пучка при поперечном омывании

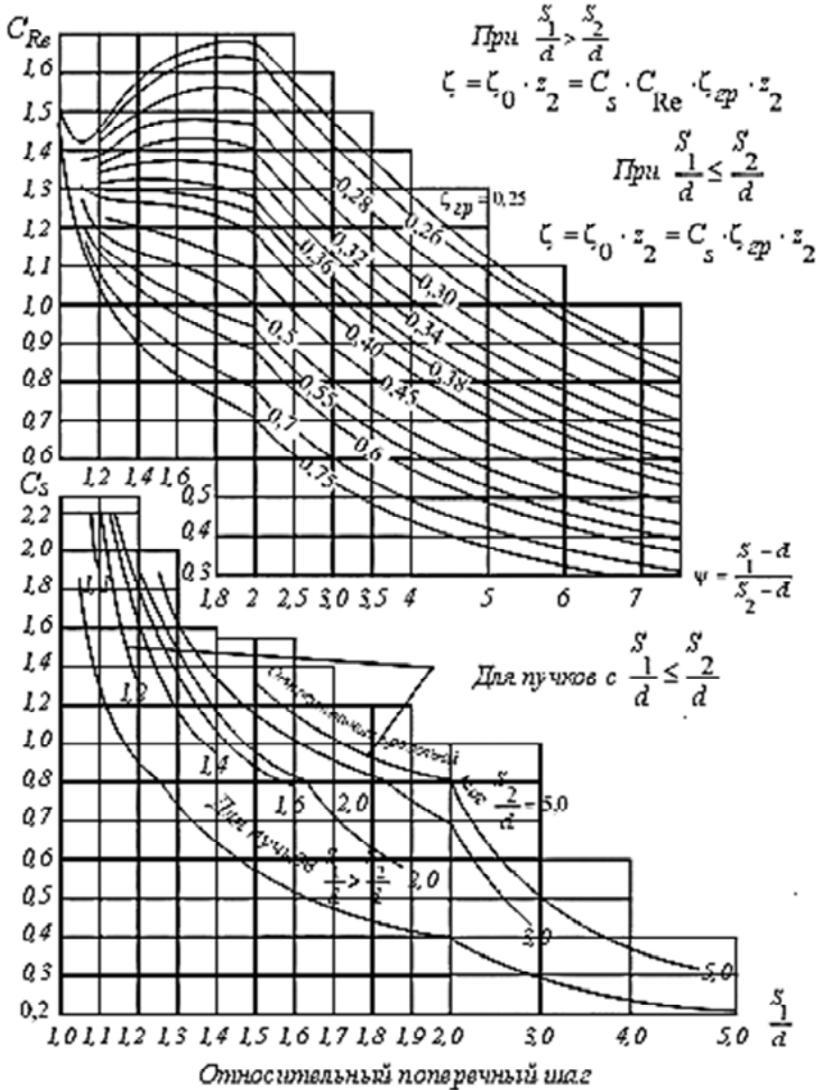


Рис. 9.9. Окончание

После определения коэффициента сопротивления пучка по формуле (9.5) сопротивление пучка подсчитывается по формуле (9.4). Значение динамического давления может определяться по рис. 9.2.

Коэффициент сопротивления гладкотрубного шахматного пучка определяется по формуле

$$\xi = \xi_0 (z_2 + 1), \quad (9.8)$$

где ξ_0 – коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка, зависящий от отношений $\sigma_1 = \frac{S_1}{d}$ и $\varphi = (S_1 - d) / (S'_2 - d)$, а также числа Re; S_1 и S_2 – шаги труб по ширине и глубине пучка, мм; $S'_2 = \sqrt{\frac{1}{4}S_1^2 + S_2^2}$ – диагональный шаг труб, мм;

z_2 – число рядов труб по глубине пучка.

Для различных условий поперечного обтекания шахматных пучков труб построены графики, приведенные на рис. 9.10.

Коэффициент сопротивления коридорного пучка ребристых труб определяется из выражения, аналогичного выражению (9.5)

$$\xi = \xi_0 z_2,$$

где ξ_0 – коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка. Для чугунных ребристых водяных экономайзеров системы ВТИ ξ_0 принимается равным 0,5;

z_2 – число рядов труб по глубине пучка.

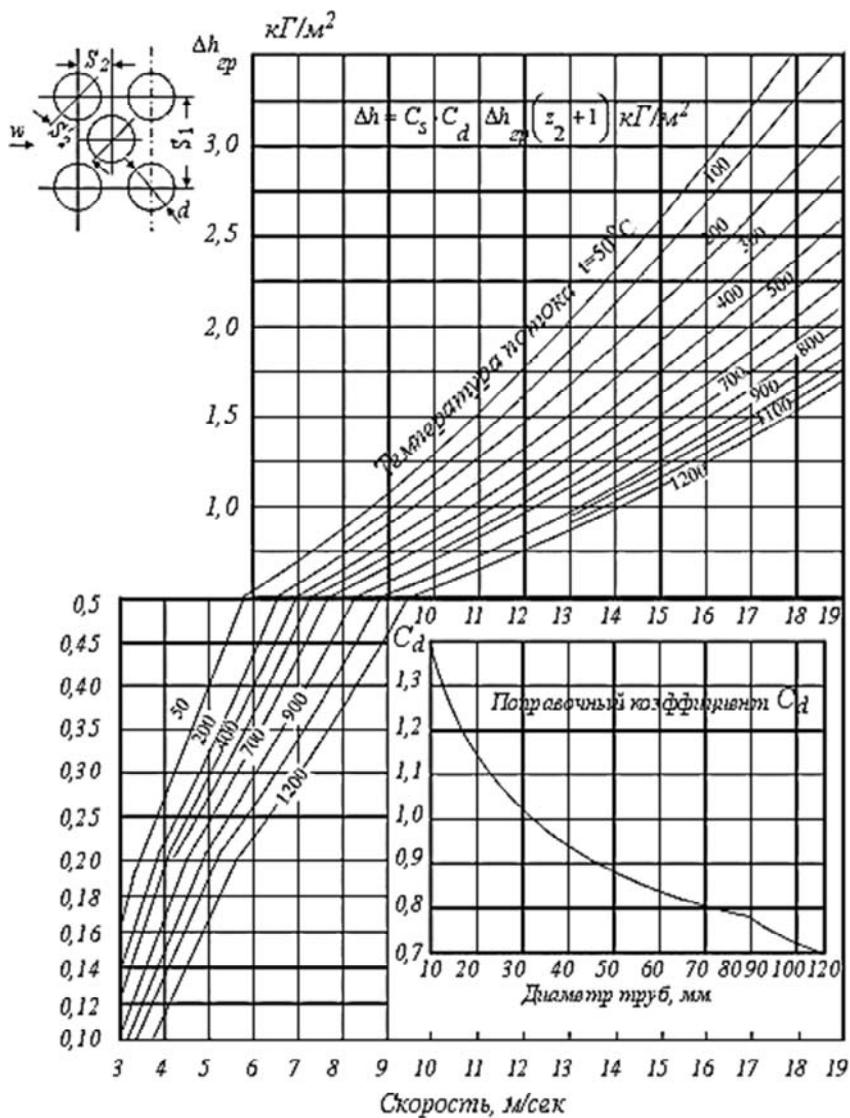


Рис. 9.10. Сопротивление шахматных пучков при поперечном омывании

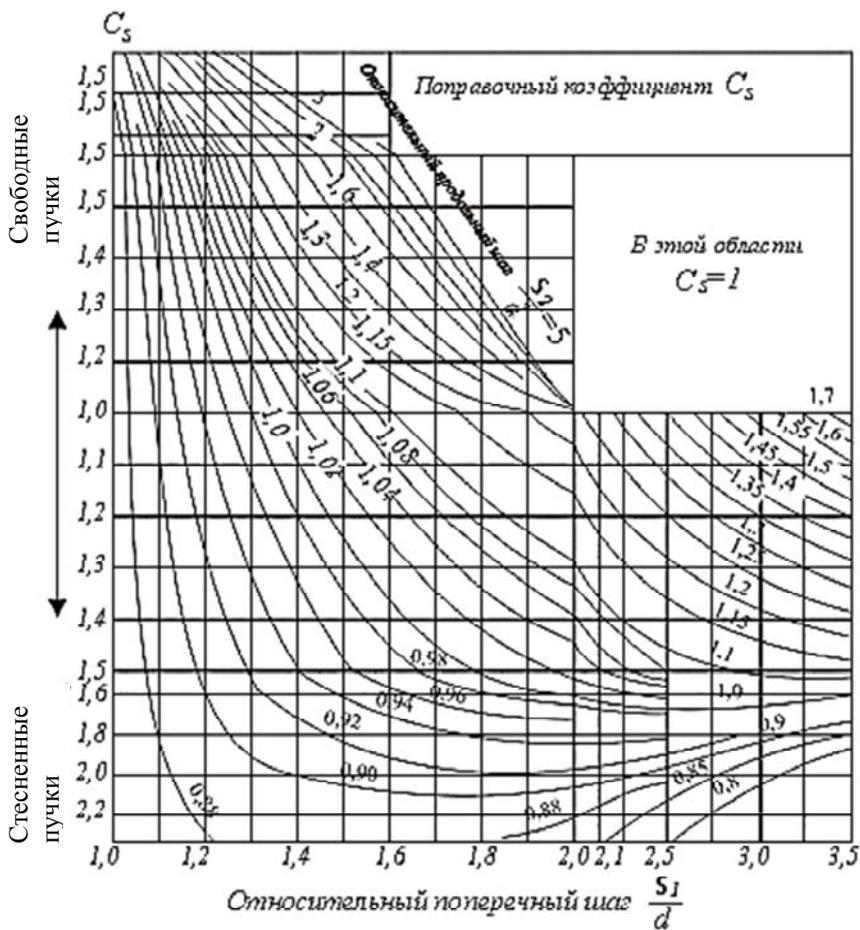


Рис. 9.10. Окончание

9.2. Расчет газового тракта

Сопротивление газового тракта состоит из суммы сопротивлений его отдельных элементов и в общем виде может быть записано

$$H_{\Pi}^{\Gamma\Gamma} = \Delta h_{\Gamma} + \Delta h_{\kappa\text{д}} + \Delta h_{\Pi\Pi} + \Delta h_{\Pi\Pi} + \Delta h_{\text{вз}} + \Delta h_{\text{вп}} + \Delta h_{\text{тб}} + \Delta h_{\text{дт}} - \Delta h_{\text{сам}}^{\text{дт}}, \text{ Па,}$$

где Δh_T – разрежение в топке;

$\Delta h_{\text{кд}}$ – сопротивление камеры догорания;

$\Delta h_{\text{Iкп}}$ и $\Delta h_{\text{IIкп}}$ – сопротивления I и II котельных пучков;

$\Delta h_{\text{вэ}}$ – сопротивление водяного экономайзера;

$\Delta h_{\text{вп}}$ – сопротивление воздухоподогревателя;

$\Delta h_{\text{тб}}$ – сопротивление газовых боровов (включая шиберы);

$\Delta h_{\text{дт}}$ – сопротивление дымовой трубы;

$\Delta h_{\text{сам}}^{\text{дт}}$ – величина самотяги дымовой трубы.

Разбивка газового тракта на отдельные участки производится достаточно условно. Единственный показатель, по которому производится эта разбивка – одинаковый характер омывания движущимся потоком данного участка.

Суммарное сопротивление котельных пучков в общем случае складывается из сопротивлений следующих видов: сопротивления поперечно оmyваемых труб, сопротивления трения в продольно оmyваемых пучках труб и сопротивления поворотов газов внутри пучков или вне их. Потеря давления от изменения скорости при входе в котельные пучки и при выходе из них включена в сопротивление поперечно оmyваемого пучка и отдельно не учитывается.

Суммарное сопротивление умножается на поправочный коэффициент K , зависящий от типа газохода и, как правило, общий для всех котельных пучков. Рекомендуется сначала рассчитать суммарное сопротивление всех котельных пучков, а затем уже рассчитывать сопротивления элементов, учитываемых поправочными коэффициентами.

Для котельных пучков с поворотом газов в горизонтальной плоскости при нормальной степени загрязнения рекомендуется принимать поправочный коэффициент $K = 1,0$.

При наличии перед первым пучком камеры догорания ее сопротивление отдельно не рассчитывается и учитывается увеличением значения K до 1,15.

Сопротивление пучков труб с поперечными ребрами рассчитывается в общем случае по указаниям в п. 9.1. Для типового чугунного экономайзера ВТИ с круглыми ребрами в формуле (9.5) принимается коэффициент сопротивления

$$\xi = 0,5z_2,$$

где z_2 – число горизонтальных рядов.

Для нетиповых ребристых экономайзеров при нормальном эксплуатационном загрязнении их независимо от сорта топлива и типа топки принимается поправочный коэффициент $K = 1,4$ при эффективной регулярной обдувке и $K = 1,8$ при отсутствии таковой.

Сопротивление трубчатых воздухоподогревателей

Как правило, дымовые газы в трубчатых воздухоподогревателях движутся внутри труб. Газовое сопротивление воздухоподогревателя складывается из сопротивления трения в трубах и сопротивления входа в трубы и выхода из них.

Скорость в трубах и температура потока для расчета обоих указанных сопротивлений принимаются средние для воздухоподогревателя или рассчитываемой его ступени (из теплового расчета). Сопротивление трения определяется по рис. 9.5, а сопротивление вследствие изменения скоростей при входе и выходе рассчитывается по формуле

$$\Delta h_{изм} = m(\xi_{вх} + \xi_{вых}) \frac{w^2}{2} \rho, \text{ Па,}$$

где $\xi_{вх}$ и $\xi_{вых}$ определяются по рис. 9.5 в зависимости от отношения суммарной площади труб, к площади живого сечения газохода до и после воздухоподогревателя;

m – количество последовательно расположенных по ходу газов отдельных кубов.

Сопротивление газовых борцов

Газовые борца на участке воздухоподогреватель (при его отсутствии – водяной экономайзер) – выход из дымовой трубы рассчитываются по расходу и температуре уходящих газов (за воздухоподогревателем, а при его отсутствии – за водяным экономайзером), принятым из теплового расчета.

Они имеют, как правило, большое сечение и сравнительно небольшую длину. Вследствие этого относительная длина l/d_3 и, сле-

довательно, сопротивление трения в них получаются незначительными. Величина суммарного сопротивления боровов определяется в основном местными сопротивлениями. Поэтому в расчет сопротивления трения в боровах при искусственной тяге вносится ряд упрощений. Коэффициент сопротивления трения для стальных нефутерованных боровов принимается $\lambda = 0,02$, а для остальных футерованных, кирпичных или бетонных каналов и труб при $d_3 \geq 0,9$ коэффициент сопротивления трения $\lambda = 0,03$, а при $d_3 < 0,9$ $\lambda = 0,04$.

Приближенно можно считать, что сопротивление трения остальных боровов можно определить, исходя из соотношения $\Delta h = 1$ Па/1 погонный метр газовых боровов.

Сопротивление каждого поставленного на пути газов открытого шибера может быть принято 15 Па. Скорость газов в газопроводах может быть принята порядка 10 м/с.

Сопротивление золоуловителей

Сопротивление золоуловителей рассчитывается по формуле (9.3). Коэффициенты сопротивления циклонов приведены в табл. 9.4, батарейных циклонов – в табл. 9.5.

Таблица 9.4

Коэффициент сопротивления циклонов

Тип циклона	ЦН-11	ЦН-15	ЦН-24	ЦКТИ	ЦМС-27	Д-49
Коэффициент сопротивления	245	155	75	100	45	33

Таблица 9.5

Коэффициенты сопротивления батарейных циклонов

Батарейный циклон	Коэффициент сопротивления
1	2
БЦУ с полуулиточным закручиванием потока типа «Энергоуголь»	110
БЦ с закручивающими лопатками с безударным входом	65

1	2
БЦ РН с закручивающими лопатками с безударным входом	80
БЦ конструкции ЦКТИ с элементами диаметром 500 мм с четырехзаходным закручивателем потока	130
БЦ с элементами, имеющими лопаточный аппарат типа «розетка»	90
БЦ с элементами, имеющими лопаточный аппарат типа «винт»	85

Коэффициент сопротивления блока циклонов с входными и выходными коллекторами принимается в общем случае по формуле

$$\xi_{\text{бл}} = \xi_{\text{ц}} + k,$$

где $\xi_{\text{ц}}$ – коэффициент сопротивления одиночного циклона;

k – поправка, учитывающая сопротивление входных и выходных коллекторов в зависимости от их компоновки (табл. 9.6 и рис. 9.11).

Таблица 9.6

Поправка k коэффициента сопротивления циклона, учитывающая групповую компоновку

Схема блока	Характеристика блока циклонов	Значение k
Рис. 9.11	Прямоугольная компоновка, организованный подвод, входы в циклонные элементы расположены в одной плоскости или ступенчатого	35
	То же, но улиточный отвод из циклонных элементов	28
	Прямоугольная компоновка. Свободный подвод потока в общую камеру	60

Наиболее удачные компоновки блоков циклонов имеют сопротивление не больше $\Delta h_{\text{бл}} = 1,15 \Delta h_{\text{ц}}$, где $\Delta h_{\text{ц}}$ – сопротивление единичного циклона, Па.

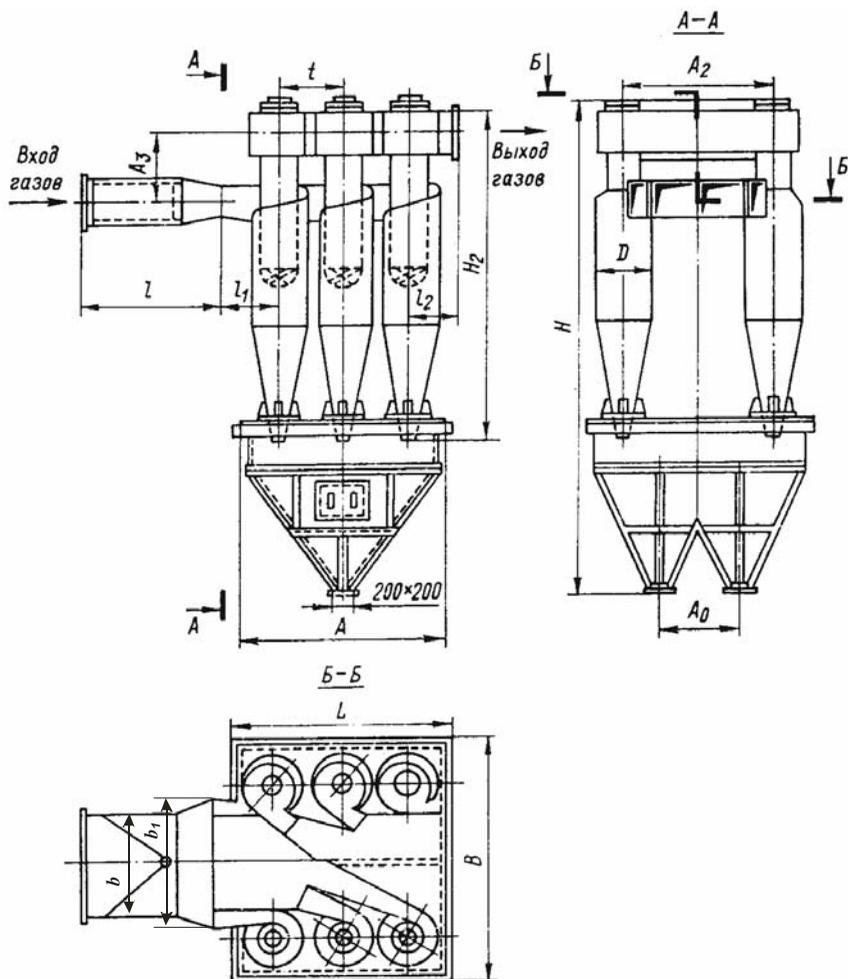


Рис. 9.11. Типовая компоновка блока из шести циклонов (I исполнение)

Скорость газов для циклонов условно отнесена к сечению цилиндрической части корпуса циклона. Для блоков циклонов и батарейного циклона за живое сечение принимается сумма сечений всех циклонов, включенных в блок или батарею.

Характеристики батарейных циклонов для котлов $D = 6,5 \dots 20$ т/ч приведены в табл. 9.7 и рис. 9.12.

Таблица 9.7

Характеристики батарейных циклонов для котлов 6,5...20 т/ч

Производительность котлов, т/ч	Типоразмер батарейного циклона	Пропускная способность БЦ, тыс. м ³ /ч, при $t = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$ и сопротивлении		Основные размеры, мм						Масса общая, т	
		440 Па	590 Па	H	L ₁	B ₁	L ₂	H ₂	h		b
6,5	БЦ-2-4 × (3 + 2)	15,2	17,4	4020	1330	1610	2120	1400	450	800	3,8
	4250			1610	1890	2600	1400	550	1000	4,0	
10,0	БЦ-2-5 × (4 + 2)	22,6	26,1	4120	1610	1890	2600	1400	550	1000	5,1
	4350			1890	2170	2880	1400	700	1000	5,4	
15	БЦ-2-6 × (4 + 2)	27,2	31,4	4220	1890	1890	2880	1400	700	1000	6,1
	4450			1890	2170	2880	1600	700	1100	6,4	
15; 16; 20	БЦ-2-6 × (4 + 3)	31,6	36,5	4420	1890	2170	2880	1600	700	1100	7,0
	4650			1890	2450	3180	1600	700	1300	7,4	
16; 20	БЦ-2-6 × (5 + 3)	36,2	42,0	4420	1890	2450	3180	1600	700	1300	7,9
	4650			2170	2450	3460	1600	800	1300	8,4	
16; 20	БЦ-2-7 × (5 + 3)	42,2	48,9	4520	2170	2450	3460	1600	800	1300	9,0
	4750										9,5

Примечание: 1. В обозначении первая цифра – количество секций, вторая – число рядов циклонов по ходу газов; в скобках первая цифра – число циклонов поперек хода газов в большей секции, вторая – то же в меньшей секции.

2. БЦ – батарейный циклон для угольной золы, БЦТ – для торфяной золы.

Таблица 9.8

Характеристики блоков циклонов для котлов $D = 2,5 \dots 6,5$ т/ч

Производительность котла, т/ч	Типоразмер блока	Условное сечение блока, м ²	Пропускная способность блока циклонов, тыс. м ³ /ч, при $t = 150$ °С и сопротивлении		Основные размеры, мм													
			344 Па	490 Па	H	H ₂	B	L	A ₆	A ₂	A ₃							
			4	5	6	7	8	9	10	11	12							
1	2	3																
2,5	I Ц-2 × 2 × 400	0,50	5,80	6,87	3580	2320	1656	1556	570	740	484							
	3567																	
2,5 4,0	I Ц-2 × 2 × 450	0,64	7,35	8,82	4000	2610	1850	1656	640	830	544							
	4410																	
4,0	I Ц-2 × 2 × 500	0,79	9,07	10,88	4410	2900	2036	1876	710	915	60							
	4447																	
4,0	I Ц-2 × 2 × 550	0,95	10,93	13,15	4830	3190	2230	2086	780	1010	664							
	4947																	
4,0	I Ц-3 × 2 × 500	1,18	13,62	16,30	4410	2900	2036	1876	710	1320	604							
	4447																	
4,0 6,5	I Ц-3 × 2 × 550	1,42	16,40	19,70	4830	3190	2230	2086	780	1450	664							
	4947																	
6,5	I Ц-3 × 2 × 600	1,70	19,60	23,50	5240	3480	2410	2256	850	1580	724							
	5377																	
6,5	I Ц-3 × 2 × 650	1,99	22,80	27,30	5650	3770	2606	2356	920	1710	784							
	5747																	

Паропроизводительность котла, т/ч	Типоразмер блока	Основные размеры, мм						Масса, т	
		t	l	l ₁	l ₂	$\frac{b}{h}$	$\frac{b_1}{h_1}$		$\frac{b_2}{h_2}$
1	2	13	14	15	16	17	18	19	20
2,5	I Ц-2 × 2 × 400	480	590	400	285	652	652	652/320	2,3
	II Ц-2 × 2 × 400		635			240	240		
2,5	I Ц-2 × 2 × 450	565	645	450	320	732	732	812/360	3,1
	II Ц-2 × 2 × 450					270	270		
4,0	I Ц-2 × 2 × 500	665	705	500	355	812	812	812/400	3,86
	II Ц-2 × 2 × 500		760			300	300		
4,0	I Ц-2 × 2 × 550	720	765	550	390	892	892	912/440	5,2
	II Ц-2 × 2 × 550		860			330	330		
4,0	I Ц-3 × 2 × 500	665	1210	500	355	1130	1200	120/400	5,1
	II Ц-2 × 2 × 550		1100			400	300		
6,5	I Ц-3 × 2 × 550	720	1305	550	390	1245	1320	1262/440	6,1
	II Ц-3 × 2 × 550		1160			430	330		6,0
6,5	I Ц-3 × 2 × 600	800	1435	600	425	1350	440	1572/480	7,04
	II Ц-3 × 2 × 600		1400			470	360		7,0
6,5	I Ц-3 × 2 × 650	865	1520	650	460	1470	1560	1572/520	8,0
	II Ц-3 × 2 × 650		1400			500	390		7,9

Примечание: 1 В обозначении типоразмеров I Ц, II Ц – индекс исполнения с входом и выходом газов соответственно по параллельным осям и под углом 90°. После индекса первая цифра – количество рядов циклонов по ходу газов, вторая – количество циклонов в ряду, число – диаметр циклонов.

2. В таблице указано сопротивление блоков циклонов исполнения I, сопротивление блоков исполнения II на 10 % и больше.

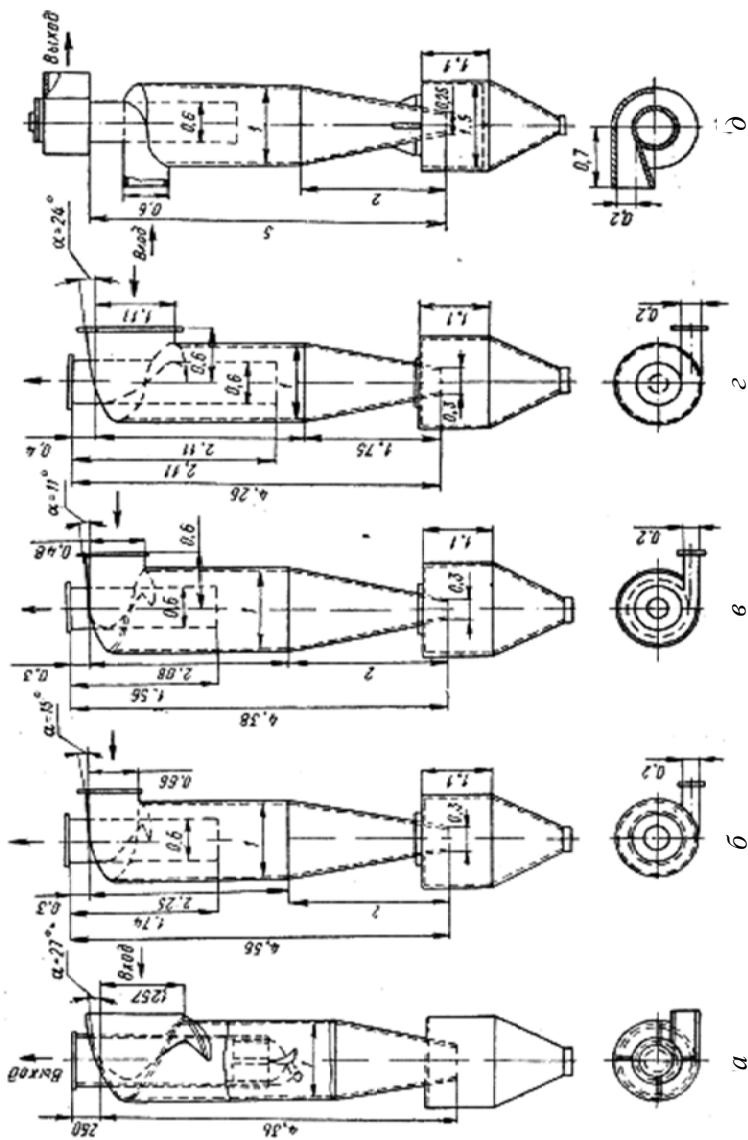


Рис. 9.13. Циклоны: а – ЦМС-27; б – ЦМ-15; в – ЦН-11; г – ЦН-24; д – ЦКТИ.
Размеры даны в долях внутреннего диаметра ($D = 1$)

В табл. 9.8 приведены характеристики блоков циклонов для котлов $D = 2,5 \dots 6,5$ т/ч.

На рис. 9.13 приведены основные геометрические размеры циклонов.

Сопrotивление дымовой трубы при искусственной тяге

Определение сопротивления трубы при искусственной тяге принципиально не отличается от расчета сопротивления прочих элементов газового тракта. Сопротивления трубы рассчитывается отдельно.

Температура газов в дымовой трубе принимается равной температуре уходящих газов. (Охлаждение газов в трубе не учитывается).

Сопротивление дымовой трубы складывается из сопротивления трения и потери с выходной скоростью.

Сопротивление трения на участке трубы с постоянным уклоном по внутренней образующей футеровки рассчитывается с учетом конусности трубы по формуле

$$\Delta h_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{8i} \frac{(w_{\text{к}}^2 - w_{\text{н}}^2)}{2} \rho, \text{ Па},$$

где λ – коэффициент сопротивления трения;

i – уклон трубы по внутренней образующей. При отсутствии данных принимают $i = 0,02$;

$w_{\text{к}}$ и $w_{\text{н}}$ – скорости газов, соответственно в конце и начале трубы.

Потеря давления с выходной скоростью рассчитывается для всех труб по формуле (9.4) с коэффициентом местного сопротивления выхода $\xi = 1,0$.

Для производственных, производственно-отопительных и отопительных котельных применяют металлические, кирпичные и железобетонные с внутренней футеровкой дымовые трубы.

Высоту и диаметр труб котельных для работы на твердом топливе и мазуте, оборудуемых установками для очистки дымовых газов от золы со степенью улавливания 85–90 %, следует принимать по данным табл. 9.9 и рис. 9.12.

Высота дымовых труб котельных, м

Расход топлива, т/ч	Высота, м, при			
	$A^n < 5$ $S^n < 0,3$	$A^n < 5$ $S^n \geq 0,3$	$A^n \geq 5$ $S^n < 0,3$	$A^n \geq 5$ $S^n \geq 0,3$
До 1	20	20	20	20
Более 1 до 5	30	30	30	30
Более 5 до 10	30	30	45	45
Более 10 до 15	30	30*	45	45**
Более 15	30***	30***	45****	45****

* Указана минимальная допустимая высота трубы. Если в радиусе 200 м от котельной имеются здания высотой более 15 м, она принимается 45 м. Расчетная высота определяется по методике из условий обеспечения ПДК сернистого ангидрида.

** Указана минимальная допустимая высота трубы. Расчетная высота определяется согласно сноске *.

*** Указана минимальная высота трубы. Если в радиусе 200 м от котельной имеются здания высотой более 15 м, она принимается 45 м. Расчетная высота определяется согласно сноске *, но должны обеспечиваться ПДК зола и сернистого ангидрида.

**** Указана минимальная высота трубы. Расчетная высота определяется согласно сноске ***.

Таблица 9.10

Унифицированный ряд типоразмеров труб

- a* – кирпичные и железобетонные;
1 – кирпичные или монолитные железобетонные;
2 – монолитные железобетонные

Высота труб, м	Диаметр на выходе d_0 , м													Исполнение			
	0,75	0,90	1,05	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	3,0	3,6	4,2	4,6	6,0		7,2	8,4	9,6
20	■																Цилиндрические или конические
25		■															
30			■														
35				■													
40					■	<i>1</i>											
45							■										
50								■									
60									■								Конические
70										■							
80											■						
90												■					
100													■				
120														■			
150															■		
200																■	
250																	■
300																	■

δ – металлические

Высота труб, м	Диаметр на выходе d_0 , м					Растяжки	
						Количество; число ярусов	Радиус от центра трубы, м
	0,4	0,5	0,63	0,8	1,0		
21,4						3;1	1,0
21,6						3;1	1,0
23,3						3;1	1,0
31,8						6;2	1,6
32,0						6;2	1,6
33,8						3;1	1,6
44,2						6;2	2,2

Значения экономической скорости газов на выходе из дымовых труб котлов относительно небольшой мощности могут быть определены по рис. 9.14.

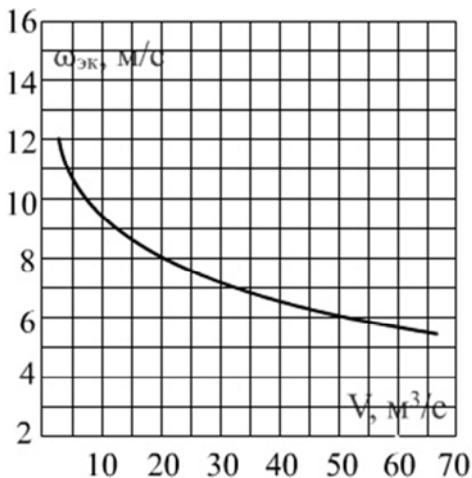


Рис. 9.14. Экономическая скорость дымовых газов на выходе из кирпичных и железобетонных труб установок средней и малой мощности

По значению скорости газов на выходе из дымовой трубы определяется диаметр устья

$$d_{\text{вых}} = 0,0188 \sqrt{\frac{V_{\text{дт}}}{w_{\text{эк}}}}, \text{ м,}$$

где $V_{\text{дт}}$ – часовой расход газов всех подключенных к дымовой трубе котлов, работающих на номинальной нагрузке (при α_{yx});

$w_{\text{эк}}$ – экономическая скорость газов на выходе из дымовой трубы.

Диаметр трубы на входе определяется

$$d_{\text{вх}} = d_{\text{вых}} + 2iH_{\text{дт}}, \text{ м.}$$

Самотяга

Самотяга дымовой трубы определяется как

$$\Delta h_{\text{сам}}^{\text{дт}} = H_{\text{дт}} (\rho_{\text{г}} - \rho_{\text{в}}) g, \text{ Па,}$$

где $H_{\text{дт}}$ – высота дымовой трубы, м;

$\rho_{\text{в}}$ – плотность наружного воздуха, $(\text{кгс}\cdot\text{с}^2)/\text{м}^4$;

$\rho_{\text{г}}$ – плотность уходящих газов, $(\text{кгс}\cdot\text{с}^2)/\text{м}^4$.

При естественной тяге необходимо уточнить температуру газов в трубе. Температура в трубе определяется с учетом охлаждения газов. Охлаждение газов в трубе на 1 м высоты определяется по приближенным формулам

– для металлических нефутерованных труб

$$\Delta \vartheta = 2 / \sqrt{D};$$

– для металлических футерованных труб

$$\Delta \vartheta = 0,8 / \sqrt{D};$$

– для малых кирпичных труб (средняя толщина кладки менее 0,5 м)

$$\Delta\vartheta = 0,4 / \sqrt{D};$$

– для больших кирпичных труб (средняя толщина кладки более 0,5 м)

$$\Delta\vartheta = 0,2 / \sqrt{D}.$$

В этих формулах D – суммарная паропроизводительность (т/ч) всех подключенных котлов.

Диаметр трубы на выходе определяется по формуле (9.8). Высота трубы (в метрах), обеспечивающая тягу, определяется по формуле

$$H_{\text{дт}} = \frac{1,2\Delta H_{\text{п}}^{\text{гт}} + (h_{\text{д}}'' + \Delta h_{\text{тр}}) \frac{\rho_0}{0,132} \cdot \frac{760}{h_{\text{бар}}}}{\left(\rho_{\text{в}} - \rho_0 \frac{273}{273 + t_{\text{в}}} \right) \frac{h_{\text{бар}}}{760}}, \text{ м},$$

где 1,2 – коэффициент запаса по тяге;

$\Delta H_{\text{п}}^{\text{гт}}$ – перепад полных давлений газового тракта, Па, без учета сопротивления и самотяги трубы;

$h_{\text{д}}''$ – динамическое давление при скорости выхода из дымовой трубы, Па;

$\Delta h_{\text{тр}}$ – сопротивление трения в дымовой трубе, Па;

$\rho_{\text{в}}$ – плотность наружного (атмосферного воздуха), $(\text{кгс}\cdot\text{с}^2)/\text{м}^4$.

ρ_0 – плотность газов при 0 °С, $(\text{кгс}\cdot\text{с}^2)/\text{м}^4$;

При отсутствии задания принимается температура холодного воздуха 20 °С, чему соответствует плотность 0,123 $(\text{кгс}\cdot\text{с}^2)/\text{м}^4$.

Для других условий принимается формула для пересчета

$$\rho_{\text{в}} = 0,132 \frac{273}{273 + t_{\text{в}}}, \text{ (кгс}\cdot\text{с}^2)/\text{м}^4,$$

где $t_{\text{в}}$ – средняя температура наружного воздуха, °С.

9.3. Расчет воздушного тракта

Расчет воздушного тракта, как и газового, ведется на номинальную нагрузку котлоагрегата, Все исходные данные: температура воздуха, живое сечение и средняя скорость воздуха в воздухоподогревателе и другие принимаются из теплового расчета. Сопротивление воздушного тракта складывается из сопротивления воздухопроводов и сопротивления топочных устройств.

$$H_{\Pi}^{\text{BT}} = \Delta h_{\text{вс}} + \Delta h_{\text{вв}} + \Delta h_{\text{топ}}, \text{ Па.}$$

Сопротивление воздухопроводов

Сопротивление воздухопроводов складывается из сопротивления всасывающего устройства, сопротивления трения по длине и местных сопротивлений.

Сопротивление всасывающего устройства определяется как местное по формуле (9.4) при $w = 10\text{--}15$ м/с и коэффициенте местного сопротивления, зависящего от формы всасывающего патрубка, определяемого по табл. 9.3.

Сопротивление воздухопроводов по длине и местные сопротивления определяются суммарно в зависимости от длины воздухопроводов, принимая во внимание то, что 1 п. м. воздухопроводов создает сопротивление ≈ 1 Па.

Сопротивление топочных устройств

Данное сопротивление представляет собой сопротивление горелочных устройств при камерном сжигании или сопротивление слоя топлива при слоевом сжигании. В последнем случае оно является расчетной характеристикой топки и определяется по соответствующей табл. 9.11.

Сопротивление горелок определяется по формуле (9.4) при скорости вторичного воздуха порядка 30–40 м/с, температуре воздуха, принятой в тепловом расчете, и коэффициенте сопротивления, определяемом в зависимости от типа принятой к установке горелки.

Таблица 9.11

Необходимое давление воздуха под решеткой
в слоевых топках

Тип топки и сорт топлива, приведенные зольность $A^п$ и влажность $W^п$	Видимое теплонапряжение зеркала горения Q_R , кВт/м ²	Коэффициент избытка воздуха в топке α_T	Необходимое давление воздуха под решеткой Δh , Па
1	2	3	4
Механические и полумеханические топки			
Топки с цепной решеткой; антрациты АМ и АС, $A^п = 2$	931...1163	1,5...1,6	980
Шахтно-цепные топки; торф кусковой, $W^п = 45-50 \%$, $A^п = 3$	1745...2210	1,3	980
Топки с пневматическими забрасывателями и цепной и цепной решеткой прямого хода			
а) каменные угли Г и Д, $A^п = 1,4-3,2$	1163	1,3...1,4	785
б) бурые угли, $W^п = 7,4-8,4$; $A^п = 4,2-6,5$	1628	1,3...1,4	785
Топки с пневмомеханическими забрасывателями и цепной решеткой обратного хода			
а) каменные угли Г и Д, $A^п = 1,4-5,7$	1396...1745	1,3...1,4	490
б) бурые угли, $W^п = 7,4-13,6$; $A^п = 2,9-6,5$	1396...1745	1,3...1,4	490
в) подмосковный уголь, $W^п = 12,8$; $A^п = 8,9$	1163...1396	1,3...1,4	470
г) эстонские сланцы, $W^п = 5$; $A^п = 21$	1163...1396	1,4	590
Топки с пневматическими забрасывателями и решеткой с поворотными колосниками			
а) антрациты АМ и АС, $A^п = 2$	930...1163	1,6...1,7	980
б) каменные угли, $A^п = 1,4-3,2$	930...1163	1,4...1,5	785

Окончание табл. 9.11

1	2	3	4
в) бурые угли, $W^n = 7,4-13,6$; $A^n = 1,6-6,5$	930...1163	1,4...1,5	785
г) подмосковный уголь, $W^n = 12,8$; $A^n = 8,9$	814...1047	1,4...1,5	785
Шахтные топки с наклонной решеткой			
а) торф кусковой. $W^p = 40 \%$; $A^n = 2,6$	1280	1,4	590
б) древесные отходы, $W^p = 50 \%$	582	1,4	785
Топки скоростного горения			
а) рубленая щепа, $W^p = 50 \%$	5815...6980	1,2	686
б) дробленые отходы и опилки, $W^p = 50 \%$	2326...4652	1,3	980
Топки с неподвижной решеткой			
Бурые угли рядовые с умеренной зольностью и влажностью, $A^n = 6,5$	930	1,4	980
То же влажные многозольные, $A^n = 10$	814	1,4	980
То же сортированные, $A^n = 8$	1047	1,35	980
Рядовые каменные угли	814...930	1,4	785
Антрациты сортированные АС и АМ, $A^n = 2$	1047	1,3	980

В табл. 9.12 приведены коэффициенты сопротивления некоторых горелок.

Таблица 9.12

Тип горелок*	Коэффициент сопротивления
Вихревая ГМГМ	3,2
Вихревая ГМГА	2,5
Вихревая ГМГБ	3,0
Вихревая ГМ	3,0
Горелка двухступенчатого сжигания ГМП	5,5
Ротационная РГМГ со встроенным вентилятором первичного воздуха	3,0
Ротационная с автономным вентилятором первичного воздуха	3,0

* Схемы горелок приведены в [6].

Выбор дымососов и вентиляторов

Выбор вентилятора или дымососа сводится к подбору машины, обеспечивающей производительность и давление, определенные при расчете воздушного и газового тракта, и потребляющей наименьшее количество энергии при эксплуатации.

Для обеспечения надежной работы котельного агрегата при колебаниях барометрического давления, изменениях качества топлива и сопротивления воздушного и газового трактов в процессе эксплуатации, а также для учета предусмотренных техническими условиями допусков на характеристики тягодутьевых машин рассчитанные производительности и напоры принимаются при выборе вентиляторов и дымососов с коэффициентами запаса, принимаемыми согласно табл. 9.13.

Таблица 9.13

Коэффициенты запаса для выбора тягодутьевых машин

Наименование тягодутьевых машин	Коэффициент запаса	
	По производительности β_1	По давлению β_2
Дутьевой вентилятор/дымосос	1,05/1,05	1,1/1,1
Дутьевой вентилятор и дымосос при расчете котельного агрегата на пиковую нагрузку	1,03	1,05

Производительность дымососа определяется по формуле

$$Q_d = \frac{\beta_1 B_p V_{\Gamma} (t_{yx} + 273)}{273}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где β_1 – коэффициент запаса по производительности, определяемой по табл.9.13;

B_p – расчетный расход топлива на котел, кг/с (твердое или жидкое топливо) или м³/с (газообразное топливо);

V_{Γ} – объем уходящих газов, м³/кг (твердое и жидкое топливо) или м³/м³ (газообразное топливо);

t_{yx} – температура уходящих газов, °С.

Значения B_p , V_r , t_{yx} берутся из теплового расчета теплогенератора.

Расчетное давление (разрежение), создаваемое дымососом, определяется как

$$H_d = \beta_2 H_{\Pi}^{\Gamma T} \frac{273 + t_{yx}}{273 + t_{\text{хар}}^D}, \text{ Па,}$$

где β_2 – коэффициент запаса по давлению, определяемый по табл. 9.13;

$H_{\Pi}^{\Gamma T}$ – суммарное сопротивление газового тракта теплогенерирующей установки, Па;

$t_{\text{хар}}^D$ – температура, для которой составлена характеристика дымососа, °С.

Обычно $t_{\text{хар}}^D$ принимается равной 200 °С.

Зная Q_d и H_d , по рис. 9.15 определяют тип дымососа.

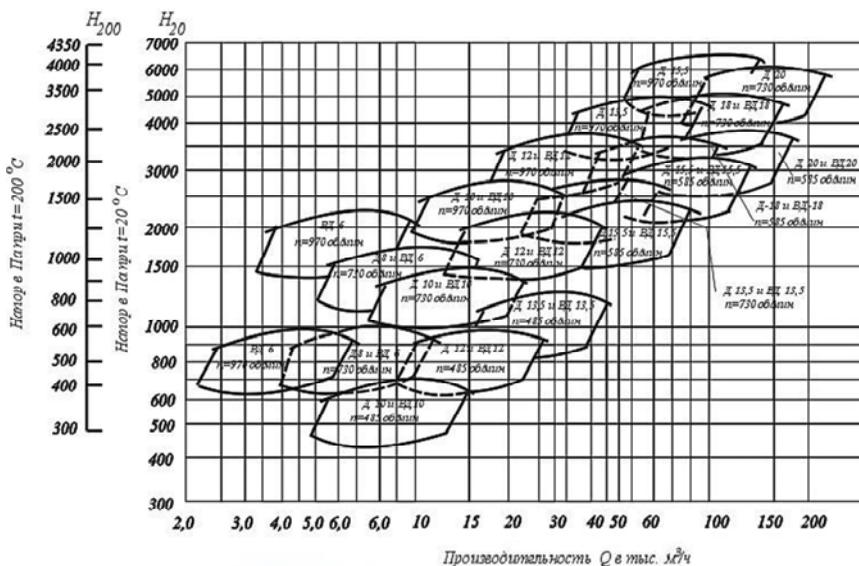


Рис. 9.15. Поле типоразмеров дымососов и дутьевых вентиляторов

Мощность приводного электродвигателя дымососа определяется по формуле

$$N_{\text{д}} = \frac{\beta_3 Q_{\text{д}} H_{\text{д}} \psi_{\Gamma}}{\eta_{\text{д}} 10}, \text{ кВт},$$

где β_3 – коэффициент запаса по мощности, принимаемый равным 1,05;

ψ_{Γ} – коэффициент сжимаемости газа в дымососе. Для дымососов с $H_{\text{д}} \leq 3000$ Па принимается $\psi_{\Gamma} = 1,0$;

$\eta_{\text{д}}$ – КПД по характеристике дымососа, выбираемого по рис. 9.15 в точке пересечения $Q_{\text{д}}$ и $H_{\text{д}}$, %.

Производительность дутьевого вентилятора определяется по формуле

$$Q_{\text{в}} = \beta_1 B_{\text{р}} V^{\circ} (\alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{т}}) \frac{t_{\text{в}} + 273}{273}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где β_1 – коэффициент запаса по производительности, определяемый по табл. 9.13;

V° – теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг твердого или жидкого топлива, $\text{м}^3/\text{кг}$; для 1 нм^3 газообразного топлива в $\text{м}^3/\text{нм}^3$;

$\alpha_{\text{т}}$ – коэффициент избытка воздуха в топке;

$\Delta\alpha_{\text{т}}$ – присосы воздуха в топку;

$t_{\text{в}}$ – температура воздуха, подаваемого в топку, $^{\circ}\text{C}$.

Значения $B_{\text{р}}$, V° , $\alpha_{\text{т}}$, $\Delta\alpha_{\text{т}}$, $t_{\text{в}}$ берутся из теплового расчета теплогенератора.

Расчетное давление, создаваемое дутьевым вентилятором

$$H_{\text{в}} = \beta_2 H_{\text{п}}^{\text{вТ}} \frac{t_{\text{в}} + 273}{t_{\text{хар}}^{\text{в}} + 273}, \text{ Па},$$

где β_2 – коэффициент запаса по давлению, определяемый по табл. 9.13;

H_{Π}^{BT} – суммарное сопротивление воздушного тракта теплогенерирующей установки, Па;

$t_{\text{хар}}^{\text{B}}$ – температура, для которой составлена характеристика дутьевого вентилятора, °С.

Обычно $t_{\text{хар}}^{\text{B}}$ принимается равной 20 °С.

Зная $Q_{\text{в}}$ и $H_{\text{в}}$, по рис. 9.15 определяют тип дутьевого вентилятора.

Мощность приводного электродвигателя дутьевого вентилятора определяется по формуле

$$N_{\text{дв}} = \frac{\beta_3 Q_{\text{в}} H_{\text{в}} \psi_{\text{в}}}{\eta_{\text{дв}} 10}, \text{ кВт},$$

где $\psi_{\text{в}}$ – коэффициент сжимаемости воздуха в вентиляторе. Обычно $\psi_{\text{в}} = 1,0$;

$\eta_{\text{дв}}$ – КПД по характеристике дутьевого вентилятора, выбранного по рис. 9.15 в точке пересечения $Q_{\text{в}}$ и $H_{\text{в}}$, %.

10. РАСЧЕТ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ КОТЕЛЬНОЙ С ПАРОВЫМИ КОТЛАМИ

В качестве примера рассмотрена принципиальная тепловая схема производственно-отопительной котельной (рис. 10.1).

Необходимые исходные данные для расчета студенты получают от консультанта по проекту. К ним относятся:

1. Отпуск пара на производство $D_{\text{пр}}$, т/ч, и его параметры (если насыщенный – давление, если же перегретый – давление и температура).

2. Отпуск теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, $Q_{\text{отп}}$, МВт. Температура прямой t_1 и обратной t_2 сетевой воды, °С.

3. Доля возврата конденсата с производства, $\alpha_{\text{возвр}}$, %, с энтальпией $h_{\text{ок}}$, кДж/кг.

4. Расход пара на собственные нужды котельной $q_{\text{сн}}$, %.

Расчет подогревателей сетевой воды

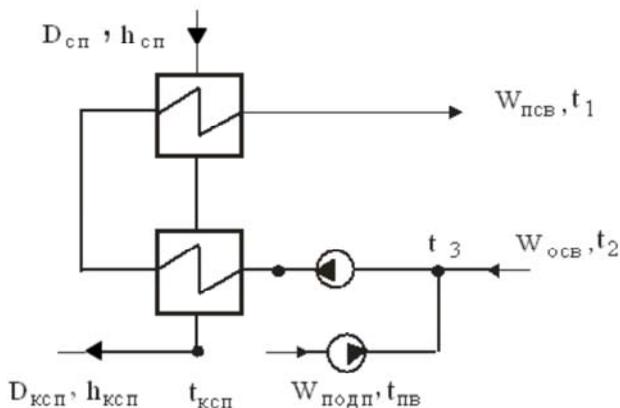


Рис. 10.2. Расчетная схема установки для подогрева сетевой воды

1. Расчетный расход прямой сетевой воды

$$W_{\text{псв}} = \frac{Q_{\text{от}} \cdot 10^3 \cdot 3,6}{h_1 - h_3}, \text{ Т/ч,}$$

где h_1 – энтальпия прямой сетевой воды при $t_1 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$;

h_3 – энтальпия сетевой воды при t_3 ; кДж/кг, t_3 определяют как температуру смешения обратной сетевой воды в количестве $W_{\text{осв}}$ с температурой t_2 и подпиточной воды в количестве $W_{\text{подп}}$ с температурой $t_{\text{пв}} = 104 \text{ }^\circ\text{C}$ (в данной схеме котельной применен деаэратор атмосферного типа).

$$t_3 = \frac{W_{\text{осв}} t_2 + W_{\text{подп}} t_{\text{пв}}}{W_{\text{псв}}}, \text{ }^\circ\text{C.}$$

2. Расход подпиточной воды

$$W_{\text{подп}} = W_{\text{ут}} = 0,015 \dots 0,02 W_{\text{псв}}, \text{ Т/ч.}$$

Здесь потери воды в теплосетях с закрытой системой горячего водоснабжения принимаются на уровне 2 %.

3. Количество обратной сетевой воды

$$W_{\text{осв}} = W_{\text{псв}} - W_{\text{ут}}, \text{ т/ч.}$$

4. Расход пара на подогрев сетевой воды

$$D_{\text{сп}} = \frac{Q_{\text{от}} \cdot 10^3 \cdot 3,6}{(h_{\text{п}} - h_{\text{ксп}})\eta}, \text{ т/ч,}$$

где $Q_{\text{отп}}$ – отпуск тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, МВт;

$h_{\text{п}}$ – энтальпия греющего пара, кДж/кг;

$h_{\text{ксп}}$ – энтальпия конденсата сетевых подогревателей, кДж/кг; при двухступенчатой схеме подогрева сетевой воды $t_{\text{ксп}} = t_3 + (5 \dots 10) \text{ } ^\circ\text{C}$;

$\eta = 0,98$ – КПД сетевого подогревателя.

5. Количество конденсата сетевых подогревателей

$$D_{\text{ксп}} = D_{\text{сп}}, \text{ т/ч.}$$

6. Паровая нагрузка котельной за вычетом расхода пара на деаэрацию, подогрев сырой воды, внутрикотельные потери

$$D = D_{\text{пр}} + D_{\text{сп}} + D_{\text{маз}}, \text{ т/ч,}$$

здесь $D_{\text{маз}}$ – расход пара на мазутное хозяйство, т/ч. Можно определить $D_{\text{маз}}$ для небольших котельных как $D_{\text{маз}} = 0,03 D$, т/ч. Тогда $D = (D_{\text{пр}} + D_{\text{сп}}) \cdot 1,03$, т/ч.

Расчет расширителя непрерывной продувки

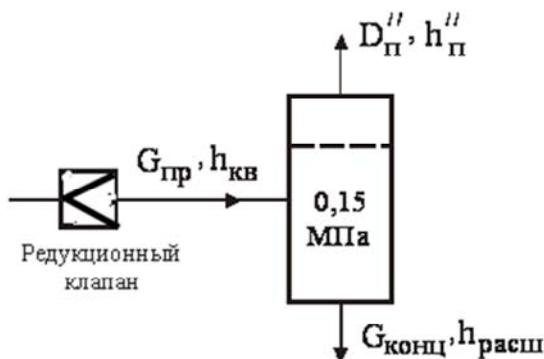


Рис. 10.3. Расчетная схема расширителя непрерывной продувки

1. Количество продувочной воды, поступающей в расширитель

$$G_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{пр}}}{100} D, \text{ т/ч},$$

где $P_{\text{пр}}$ – процент продувки котлов, % (задается с последующим уточнением после выполнения расчетов в разделе 11).

D – паровая нагрузка котельной, т/ч.

2. Количество пара вторичного вскипания

$$D'' = \frac{G_{\text{пр}} (h_{\text{кв}} \eta - h_{\text{расш}})}{xr}, \text{ т/ч},$$

где $G_{\text{пр}}$ – количество продувочной воды, т/ч;

$h_{\text{кв}}$ – энтальпия котловой (продувочной) воды, равная энтальпии воды на кривой насыщения при давлении в барабане, кДж/кг;

η – коэффициент, учитывающий потери тепла от наружного охлаждения, равен 0,98;

$h_{\text{расш}}$ – энтальпия воды на кривой насыщения при давлении в расширителе, равном 0,15 МПа, кДж/кг;

x – степень сухости пара вторичного вскипания, равная 0,95;

r – скрытая теплота парообразования, кДж/кг.

3. Количество воды, выбрасываемой из расширителя (солевой концентрат)

$$G_{\text{конц}} = G_{\text{пр}} - D''_{\text{п}}, \text{ т/ч.}$$

Расчет деаэратора

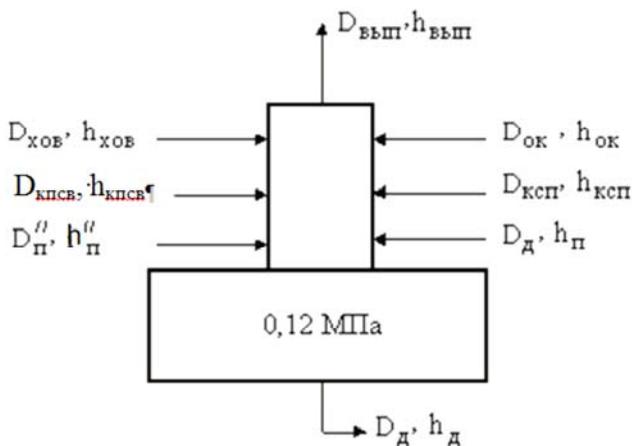


Рис. 10.4. Расчетная схема деаэратора

1. Расход воды на выходе из деаэратора

$$G_{\text{д}} = D + G_{\text{конц}} + W_{\text{ут}} + D_{\text{пот}}^*, \text{ т/ч,}$$

где $D_{\text{пот}}^*$ – внутрикотельные потери, равные $0,02 D$, т/ч.

2. Выпар из деаэратора

$$D_{\text{вып}} = (0,002 \dots 0,005) G_{\text{д}}, \text{ т/ч.}$$

Здесь выпар составляет от 2 до 5 кг на каждую тонну деаэрированной воды.

3. Количество умягченной воды, поступающей в деаэратор (могут быть использованы результаты расчетов в разделе 11 для последующей корректировки)

$$G_{\text{хов}} = \left(1 - \frac{\alpha_{\text{возвр}}}{100} \right) D_{\text{пр}} + G_{\text{конц}} + D_{\text{пот}}^* + D_{\text{вып}} + W_{\text{уг}} + D_{\text{маз}}, \text{ т/ч.}$$

Количество умягченной воды определяет производительность водоподготовительной установки

$$G_{\text{хов}} = Q_{\text{впу}}.$$

4. Для определения суммарного потока воды в деаэратор необходимо определить расход пара на подогрев сырой воды (рис. 10.5), который определится следующим образом

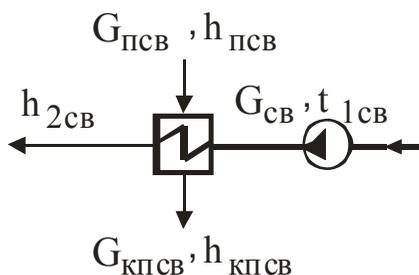


Рис. 10.5. Расчетная схема подогревателя сырой воды

$$D_{\text{псв}} = \frac{G_{\text{св}}(ct_{2\text{св}} - ct_{1\text{св}})}{(h_{\text{п. псв}} - h_{\text{к. псв}})0,98}, \text{ т/ч,}$$

где $G_{\text{св}}$ – расход сырой воды принять равным расходу химически очищенной воды $G_{\text{хов}}$;

$t_{1\text{св}}$ и $t_{2\text{св}}$ – соответственно, температуры сырой воды на входе и выходе из подогревателя. Могут быть приняты $t_{1\text{св}} = 5^\circ\text{C}$, $t_{2\text{св}} = 40^\circ\text{C}$;

$h_{\text{п. псв}}$ – энтальпия греющего пара, кДж/кг;

$h_{\text{к. псв}}$ – энтальпия конденсата подогревателя сырой воды, определяется по кривой насыщения при соответствующем давлении, кДж/кг.

5. Количество конденсата подогревателя сырой воды

$$G_{\text{к. псв}} = D_{\text{псв}}, \text{ т/ч.}$$

6. Суммарный поток воды в деаэрактор

$$G_d = D_{ок} + D_{ксп} + G_{хов} + G_{к.псв}, \text{ т./ч.}$$

Расход пара на деаэрактор

$$D_d = \frac{G_d (h'_d - h'_{ср} 0,98)}{h 0,98 - h'_d} + D_{вып} - D''_п, \text{ т/ч,}$$

где G_d – суммарный поток воды в деаэрактор, т/ч;

h'_d – энтальпия воды на выходе из головки деаэратора (при $P = 0,12$ МПа);

$h'_{ср}$ – средняя энтальпия деаэрируемой воды, кДж/кг

$$h'_{ср} = \frac{D_{ок} h_{ок} + D_{ксп} h_{ксп} + G_{хов} h_{хов} + G_{к.псв} h_{к.псв}}{D_{ок} + D_{ксп} + G_{хов} + G_{к.псв}}, \text{ кДж/кг.}$$

7. Полная паровая нагрузка котельной

$$D_{полн} = D + D_d + D_{псв} + D_{пот}^*, \text{ т/ч.}$$

8. Расчетный расход питательной воды

$$G_{пв} = G_d - W_{ут}, \text{ т/ч.}$$

На основании приведенных выше расчетов выбираем число устанавливаемых в котельной котлоагрегатов n с последующим округлением

$$n = \frac{D_{полн}}{D_{ном}},$$

где $D_{ном}$ – номинальная производительность котлоагрегата, т/ч.

Следует учитывать, что при выходе из строя котла в котельной первой категории, оставшиеся должны обеспечить отпуск теплоты технологическим потребителям и на системы вентиляции в количестве минимально допустимом для данных потребителей, на отопление и горячее водоснабжение – в количестве определяемом режи-

мом наиболее холодного месяца. В случае выхода из строя котла, независимо от категории котельной, количество теплоты, отпускаемой потребителям второй категории, не нормируется.

Приведенная тепловая схема содержит лишь минимальное количество оборудования. Студенту при выполнении им курсового проекта рекомендуется проанализировать работу данной схемы и предложить мероприятия, позволяющие повысить ее эффективность.

Выбор оборудования

После расчета баланса потоков пара, конденсата и воды в котельной необходимо выбрать следующее оборудование:

- деаэрактор;
- питательные насосы;
- сетевые насосы;
- подпиточные насосы.

Деаэракторы выбираются по максимальной производительности из табл. 10.1.

Таблица 10.1

Технические характеристики деаэрактора ДСА

Наименование	1	3	5	10	15	25	50	
Производительность	1	3	5	10	15	25	50	
Абсолютное давление в деаэрагоре, МПа	0,12							
Минимальное давление греющего пара, МПа	0,15							
Температура воды, °С	104							
Бак-аккумулятор								
внутренний диаметр и толщина стенки, мм	1100×8	1100×8	1200×8	1600×8	2000×8	2000×8	2200×8	
полезная емкость бака, м ³	0,63	1,0	4	7,5	10	15	15	25
Габаритные размеры деаэрактора, мм								
длина	1300		4800	5046	6504	6504	6504	8550
ширина	1200		1600	2200	2200	2400	2400	2400
высота	1665	2105	2709	3155	3155	3800	3755	3960
Масса деаэрактора в сборе, т	0,63	1,0	2,58	3,79	4,26	5,71	6,07	7,95

Емкость бака-аккумулятора деаэратора должна обеспечивать 15–20-минутный запас питательной воды.

Питательные насосы могут быть центробежными и поршневыми с электрическим и паровым приводом и число их должно быть не менее двух с независимым друг от друга приводом, из которых один или более должны быть с паровым приводом. При двух и более независимых источниках электроснабжения все насосы могут быть с электроприводом.

Суммарная производительность насосов с электрическим приводом должна быть не менее 110 %, а с паровым приводом – не менее 50 % номинальной производительности всех работающих котлов без учета резервного. При установке трех и более питательных насосов с электроприводом суммарная производительность их должна быть такой, чтобы при выходе из строя самого мощного насоса производительность оставшихся составляла не менее 110 % номинальной производительности всех рабочих котлов.

Напор, который должны создавать питательные насосы, определяют по формуле

$$H = 1,15(P_6 - P_d) + H_c, \text{ МПа},$$

где P_6 – наибольшее возможное избыточное давление в барабане котла, МПа;

P_d – избыточное давление в деаэраторе, МПа;

H_c – суммарное сопротивление всасывающего напорного тракта питательной воды с учетом геометрической разности уровней воды в барабане котла и деаэратора, МПа (ориентировочно принять H_c равным 0,3 МПа).

Характеристики питательных насосов с электрическим и паровым приводом даны в табл. 10.2 и 10.3.

Для обеспечения циркуляции воды в тепловых сетях устанавливаются сетевые насосы, производительность которых выбирается по расходу сетевой воды $W_{псв}$ и сопротивлению теплосети, количество которых должно быть не менее двух. Количество устанавливаемых насосов и единичная производительность определяются исходя из наиболее экономичной их работы в течение года. Суммарная производительность сетевых насосов в котельной должна быть такой, чтобы при выходе из строя любого насоса оставшиеся обеспечивали подачу максимального расхода сетевой воды.

Таблица 10.3

Поршневые насосы с паровым приводом

Марка насоса	Производительность, м ³ /ч	Давление нагнетания, МПа	Избыточное давление пара, МПа (номинальное)	Допустимая температура пара, °С	Расход пара, кг/ч (насыщенного)
ПДВ-10/20	2...10	2,0	11	350	500
ПДВ-10/30	2...10	3,2	22	350	600
ПДВ-10/50А	2...10	5,0	34	350	530
ПДВ-16/20А	4...16	2,0	11	350	550
ПДВ-16/30А	4...16	3,2	22	350	650
ПДВ-16/50	4...16	5,0	34	350	850
ПДВ-25/4	10...25	0,4	11	350	250
ПДВ-25/20А	10...25	2,0	11	350	850
ПДВ-25/30А	10...25	3,3	22	350	950
ПДВ-25/50	10...25	5,0	34	350	1200
ПДВ-25/40	10...25	4,5	10	350	1800
ПДВ-60/8	25...60	0,8	11	350	800
ПН-1,0/16М	1	1,6	–	–	–
ПН-1,6/16М	1,6	1,6	–	–	–
ПН-0,4/16Б	0,4	1,6	–	–	–
ПН-1,0/16Б	1,0	1,6	–	–	–
ПН-1,6/16Б	1,6	1,6			

Создаваемый сетевым насосом напор зависит от сопротивления теплосети и потерь в сетевой установке и может быть принятым 0,6–1 МПа.

Аналогично выбираются и подпиточные насосы. Производительность их равна расходу подпиточной воды $W_{\text{подп}}$, а напор 0,3–0,4 МПа.

Характеристики сетевых насосов приведены в табл. 10.4, конденсатных – в табл. 10.5.

Таблица 10.4

Центробежные сетевые насосы

Наименование	СЭ-500-50-16	СЭ-800-55-11	СЭ-800-100-11	СЭ-1250-70-11	СЭ-1250-140-11	СЭ-2500-60-11	СЭ-2500-180-11	СЭ-5000-70-6	СЭ-5000-160
Производительность, м ³ /ч	500	800	800	12 500	12 500	2500	2500	5000	5000
Напор, МПа	0,7	0,55	1,0	0,7	1,4	0,6	1,8	0,7	1,6
Частота вращения, об/мин	3000	1500	1500	1500	3000	1500	3000	1500	3000
Температура перекачиваемой воды, °С	До 180					До 120			
Мощность на валу насоса, кВт	160	200	320	320	630	500	1600	1250	3200

Таблица 10.5

Центробежные конденсатные насосы

Наименование	Кс-12-50	Кс-12-110	Кс-20-50	Кс-20-110	КсВ-200-220	КсД-230-115/3	Кс-32-150	Кс-50-55-1	Кс-50-110-1	Кс-80-155-1
Производительность, м ³ /ч	12	12	20	20	200	230	32	50	50	80
Напор, МПа	0,5	1,1	0,5	1,1	2,2	1,15	1,5	5,5	1,1	1,55
Частота вращения, об/мин	2900	2900	2900	2900	1480	1000	2900	1450	1450	2940
Мощность на валу насоса, кВт	5,5	11	7,5	18,5	250	160	22	18,5	30	75

Наименование	КсВ-320-160-2	КсВ-125-55	КсВ-125-140	КсВ-500-85	КсВ-500-150	КсВ-500-220	НЦКВ-35/60	Кс-1000-220	Кс-1600-220
Производительность, м ³ /ч	320	125	125	500	500	500	35	1000	1600
Напор, МПа	1,6	0,55	1,4	0,85	1,5	2,2	0,6	2,2	2,2
Частота вращения, об/мин	1480	2950	2950	985	1480	1480	2850	2970	2970
Мощность на валу насоса, кВт	250	30	75	200	320	500	14	800	1250

11. ВОДОПОДГОТОВКА И ВОДНО-ХИМИЧЕСКИЙ РЕЖИМ КОТЕЛЬНОЙ

Паровые котлы с естественной и многократной циркуляцией паропроизводительностью $D = 0,7$ т/ч и более, и все водогрейные котлы, сжигающие высококалорийное топливо (газ, мазут), имеющие экранированные поверхности нагрева независимо от давления требуют глубокого умягчения воды.

В настоящее время подготовка воды для котлов давлением до 4 МПа преимущественно ведется с использованием метода ионного обмена, а иногда с использованием мембранных технологий (ультра- и нанофильтрация, обратный осмос).

Основной причиной накипеобразования в котлах является жесткость исходной воды.

Жесткостью воды называют суммарное содержание в ней катионов Ca^{2+} и Mg^{2+} . Умягчением воды называют удаление из нее указанных катионов жесткости.

Показатели качества питательной воды водотрубных котлов с рабочим давлением до 4 МПа представлены в табл. 11.1.

Таблица 11.1

**Нормы качества питательной воды водотрубных котлов
с рабочим давлением пара до 4 МПа**

Показатель	Рабочее давление, МПа			
	0,9	1,4	2,4	4,0
Прозрачность по шрифту, см, не менее	30	40	40	40
Общая жесткость, мкг-экв/кг	$\frac{30^*}{40}$	$\frac{15^*}{20}$	$\frac{10^*}{15}$	$\frac{5^*}{10}$
Содержание соединений железа, мкг/кг	$\frac{300^*}{-}$	не нормируется	$\frac{100^*}{200}$	$\frac{50^*}{100}$
Содержание растворимого кислорода, мкг/кг	$\frac{50}{100}$	$\frac{30}{50}$	$\frac{20}{40}$	$\frac{20}{30}$
Значение рН при 25 °С	8,5–10,5	8,5–10,5	8,5–10,5	8,5–9,5
Содержание нефтепродуктов, мг/кг	5	3	3	0,5

* 1. Для газотрубных и водотрубных котлов абсолютным давлением до 1,4 МПа, оборудованных прямыми трубами и работающими на твердом топливе, и для котлов с надстроенным бойлером допускается замена докотловой обработки питательной воды другими эффективными способами при условии выполнения требований «Правил устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов».

2. В числителе указаны показатели для котлов, работающих на жидком топливе, в знаменателе – для котлов, использующих другие виды топлива.

3. При содержании в питательной воде соединений железа более 300 мкг/л для котлов с давлением до 1,4 МПа с местным тепловым потоком до 350 кВт/м² следует принимать меры к уменьшению интенсивности отложений соединений железа.

Методика расчета водоподготовительной установки

Водоподготовительная установка (ВПУ) предназначена для восполнения внутренних и внешних потерь теплоносителя, которые были определены в разделе 10.

Для удобства эксплуатации примем к установке на первой и второй ступенях умягчения однотипные фильтры.

Выбор типа фильтра проводится по условиям работы первой ступени, как несущей основную нагрузку по очистке воды от солей жесткости.

Определим условную площадь фильтрования одного фильтра

$$f_{\text{усл}} = Q_{\text{впу}} / (vm_1), \text{ м}^2,$$

где $Q_{\text{впу}}$ – производительность ВПУ, м³/ч;

v – скорость фильтрования воды через фильтры первой ступени, м/ч, (табл. 11.2);

m – количество фильтров первой ступени.

Количество фильтров первой ступени примем равным $m_1 = 3$ (два рабочих, один на регенерации или в резерве).

На второй ступени умягчения ввиду больших скоростей фильтрования, а, следовательно, производительности, примем к установке два фильтра (один – рабочий, второй – на регенерации или в резерве).

По полученной условной площади фильтрования определим условный диаметр фильтра

$$d_{\text{усл}} = \sqrt{4f/\pi}, \text{ м.}$$

Из табл. 11.2 выберем по расчетному диаметру ближайший больший стандартный. По стандартному диаметру уточним действительную площадь фильтрования

$$f_{\text{ст}} = \frac{\pi d_{\text{ст}}^2}{4}, \text{ м}^2.$$

После выбора типа и количества фильтров водоподготовительной установки дальнейший расчет ведется от конца технологического процесса, т. е. с фильтров второй ступени.

Это необходимо для более точного учета расхода обрабатываемой воды на собственные нужды ВПУ и правильного определения нагрузки первой ступени умягчения. Собственные нужды ВПУ складываются из расхода воды на приготовление регенерационного раствора и воды, расходуемой на отмывку ионита при регенерации фильтра, которая должна производиться умягченной водой.

Расчет 2-й ступени фильтров ВПУ

Продолжительность полезной работы фильтров (фильтроцикл) при одном резервном определяется по формуле

$$T = \frac{f_{\text{ст}} h E_p (m_2 - 1)}{Q_{\text{впу}} \sum U}, \quad (11.1)$$

где $f_{\text{ст}}$ – площадь стандартного фильтра;

h – высота загрузки катионита (из табл. 11.2);

E_p – рабочая обменная емкость катионита (из табл. 11.3);

m_2 – количество фильтров в ступени;

$Q_{\text{впу}}$ – производительность водоподготовительной установки;

$\sum U$ – суммарное содержание катионитов в воде, поступающих на фильтр, мг-экв/кг:

для 1-й ступени $\sum U = \mathcal{J}_0^{\text{исх. в}}$ (по исходной воде)

для 2-й ступени $\sum U = 0,2 \dots 0,3$ мг-экв/кг.

Продолжительность фильтрацикла должна быть не менее 8 ч.

При несоблюдении данного условия необходимо увеличить количество фильтров в ступени, либо принять к установке фильтры большего диаметра.

Количество регенераций в сутки:

$$n = 24 / (t + T),$$

где t – продолжительность операций, связанных с регенерацией фильтра $t = 2,5 \dots 3,0$ часа.

Объем ионитных материалов, загруженных в фильтры в набухшем (влажном) состоянии:

– объем катионита в одном фильтре $V = f_{\text{ст}} h$, м³, где h – высота загрузки ионита, м;

– объем катионита в фильтрах ступенях $V = f_{\text{см}} h m_2$, м³, где m_2 – количество фильтров в ступени.

Расход воды на собственные нужды рассчитываемой группы фильтров при проведении регенерации

$$q_{\text{сн}}^{\text{Na}_2} = (\sum V_{\text{вл}} P_u n) / 24, \text{ м}^3 / \text{ч},$$

где P_u – удельный расход воды на собственные нужды ионитных фильтров, м^3 воды/ м^3 ионита (табл. 11.3).

Суточный расход технической поваренной соли NaCl на регенерацию одного фильтра:

$$G_{\text{NaCl}}^{\text{сут}} = (bV100)n / C,$$

где C – содержание активного действующего вещества в техническом продукте, %, ($C_{\text{NaCl}} = 85 \dots 95$ %);

b – удельный расход NaCl на регенерацию, $\text{кг}/\text{м}^3$ ионита (см. табл. 11.3).

По результатам расчета фильтров второй ступени производительность установки необходимо увеличить на величину собственных нужд $q_{\text{сн}}^{\text{Na}_2}$ и, следовательно, часовой расход воды на фильтры 1-й ступени умягчения составит:

$$Q_{\text{Na}_1} = Q_{\text{впу}} + q_{\text{сн}}^{\text{Na}_2}, \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

Далее повторить расчет, начиная с формулы (11.1) для условий работы первой ступени умягчения.

После окончания расчета проанализировать:

1. Расход катионита на загрузку всех фильтров установки.
2. Расход воды на собственные нужды обеих ступеней умягчения.
3. Суточный расход соли на регенерацию фильтров ВПУ.

Резервуар мокрого хранения принимаем из расчета месячного расхода соли с 50%-м запасом:

$$V_{\text{NaCl}} = [1,5(G^{\text{сут}}_{\text{Iст}} + G^{\text{сут}}_{\text{IIст}}) \cdot 30] / 1000, \text{ м}^3.$$

Таблица 11.2

На-катионитовые фильтры водоподготовительных установок

Тип	Рабочее давление, МПа	Диаметр $d_{ст}$, мм	Высота фильтрующей загрузки h , мм	Рекомендуемые скорости фильтрования v , м/ч
1-я ступень				
ФИПа-I-0,7-0,6 Na	0,6	700	2000	не более 10...15
ФИПа-I-1,0-0,6 Na	0,6	1000	2000	
ФИПа-I-1,5-0,6 Na	0,6	1500	2000	
ФИПа-I-2,0-0,6 Na	0,6	2000	2500	
ФИПа-I-2,6-0,6 Na	0,6	2600	2500	
ФИПа-I-3,0-0,6 Na	0,6	3000	2500	
ФИПа-I-3,4-0,6 Na	0,6	3400	2500	
2-я ступень				
ФИПа-II-1,0-0,6 Na	0,6	1000	1500	15...25
ФИПа-II-1,5-0,6 Na	0,6	1500	1500	
ФИПа-II-2,0-0,6 Na	0,6	2000	1500	
ФИПа-II-2,6-0,6 Na	0,6	2600	1500	
ФИПа-II-3,0-0,6 Na	0,6	3000	1500	

Таблица 11.3

Основные эксплуатационные характеристики ионитных фильтров 1-й и 2-й ступени умягчения

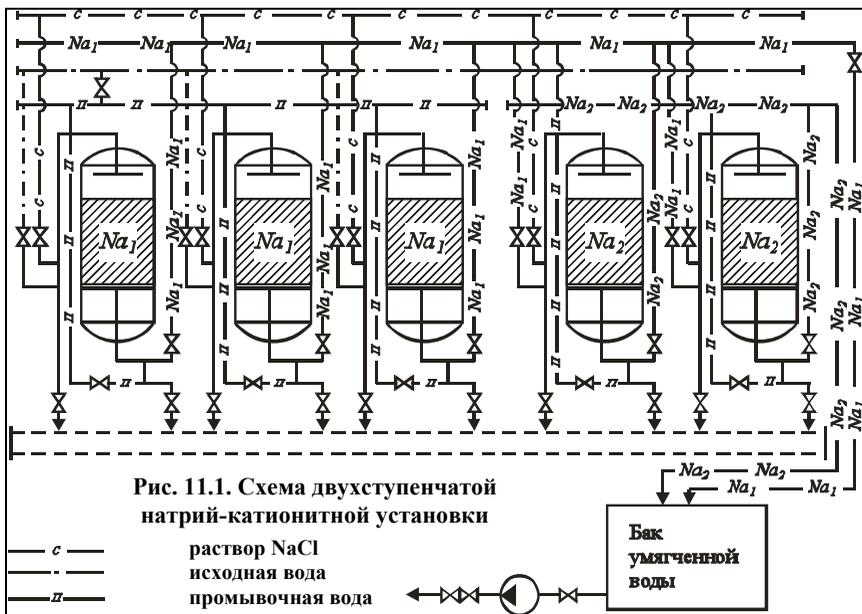
Ступень На-катионирования	Марка катионита	Расход 100 % NaCl на регенерацию b , кг	Рабочая обменная емкость катионита, E_p , г-экв/м ³	Суммарный расход воды на регенерацию фильтра P_u , м ³ воды/м ³ ионита
1-я ступень	Пьюролайт С-100	100	1050	3,5
	КУ-2	110	600–800	7,7
2-я ступень	Пьюролайт С-100	80	750	5,5
	КУ-2	90	250	9,1

Компоновка фильтров ВПУ

По результатам расчета необходимо выбрать способ соединения ионитных фильтров 1-й и 2-й ступени в схему ВПУ. На отопительных

и промышленных котельных наиболее часто используют коллекторный (параллельный) способ соединения одноименных фильтров.

На рис. 11.1 представлена схема двухступенчатой натрий-катионитной установки.



При коллекторном способе включения ионитных фильтров исходная вода из общего коллектора параллельными потоками подается к каждому фильтру данной ступени. Фильтрат после фильтров также собирается в общий коллектор и поступает на группу фильтров следующей ступени. Таким образом, ионитные фильтры в схеме соединены параллельно, а ступени – последовательно. В коллекторных схемах отдельный фильтр автономен, т. е. его состояние (работа-резерв-регенерация) не определяет состояние однородных фильтров. Группа фильтров ступени обрабатывает воду непрерывно, а отдельный фильтр – периодически. Число работающих фильтров в ступени можно изменять в зависимости от требуемой производительности. Частота регенераций отдельных фильтров непосредственно не связана с частотой регенерации в разных ступенях и определяется ионным составом обрабатываемой воды. Схема

универсальна, хорошо адаптируется к изменениям состава воды и производительности, надежность ее достаточно высокая, экономична по количеству оборудования и расходу ионита.

12. РАСЧЕТ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ КОТЕЛЬНОЙ

Определение себестоимости отпущенной теплоты

1. Затраты на амортизацию оборудования и строений определяют исходя из того, что срок службы оборудования принят равным 30 лет, а производственных зданий – 65 лет. Причем затраты на амортизацию исчисляются определенным процентом стоимости, так что для их определения необходимо знать распределение капзатрат по их основным статьям. В табл. 12.1 приведено примерное распределение капитальных затрат в зависимости от назначения источника теплоснабжения, вида топлива и установленного оборудования.

Таблица 12.1

Распределение удельных капитальных вложений в котельные по статьям расходов

Тип котельной и котлов	Вид топлива	Стоимость, %		
		Производственных зданий и сооружений $n_{зд}$	Оборудования $n_{об}$	Монтажных работ $n_{монт}$
Производственные котельные с паровыми котлами низкого и среднего давления	Газ, мазут, твердое	28	52	20
		40	45	15
Производственно-отопительные котельные с паровыми котлами низкого давления	Газ, мазут, твердое	30	52	18
		42	42	16
Отопительные котельные со стальными водогрейными котлами	Газ, мазут, твердое	35	45	20
		35	48	17

Для расчета принимают норму амортизации для зданий и сооружений $p_1 = 3,5\%$, которая складывается из отчислений на реновацию в $1,5 \dots 1,8\%$ и отчислений на капремонт в $1,6 \dots 1,7\%$. Суммарные капиталовложения в источник теплоснабжения определяют как

$$\Sigma K = k \Sigma Q_{уст}, \text{ тыс. руб.},$$

где k – удельные капиталовложения на 1 МВт установленной мощности, определяемые по рис. 12.1;

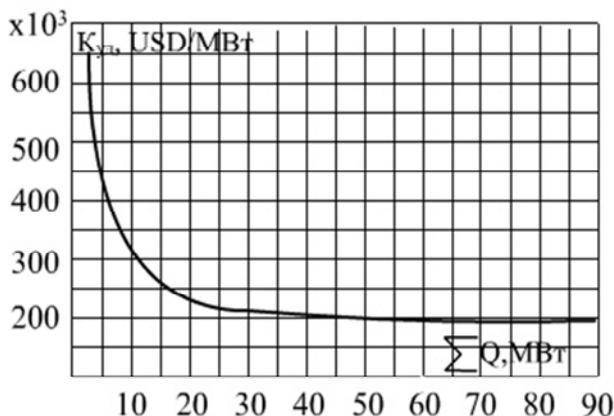


Рис. 12.1. Удельные капиталовложения на 1 МВт для различного типа котельных в зависимости от их суммарной теплопроизводительности

$\Sigma Q_{уст}$ – суммарная установленная теплопроизводительность котельной, МВт, определяемая из выражения

$$\Sigma Q_{уст} = [D_{ном}(h_{п} - h_{пв}) + D_{пр}(h_{кв} - h_{пв})] n \cdot 10^{-3}, \text{ МВт},$$

где n – число установленных в котельной котлов;

$D_{ном}$ – номинальная паропроизводительность котла, кг/с;

$h_{п}$, $h_{пв}$ и $h_{кв}$ – соответственно, энтальпия пара, питательной и котловой воды, кДж/кг (берутся из теплового расчета котлоагрегата).

Затраты на амортизацию производственных зданий и сооружений равны

$$C_{ам}^{зд} = \Sigma K_{зд} p_1, \text{ тыс. руб./год.} \quad (12.1)$$

Затраты на амортизацию оборудования определяют как

$$C_{\text{ам}}^{\text{об}} = \sum K(n_{\text{об}} + n_{\text{монт}})p_2, \text{ тыс. руб./год}, \quad (12.2)$$

где p_2 – норма отчислений на амортизацию оборудования, определяемая из табл. 12.2.

Значения $n_{\text{зд}}$, $n_{\text{об}}$, $n_{\text{монт}}$, p_1 и p_2 подставляются в формулы (12.1) и (12.2) в долях.

Таблица 12.2

Нормы отчислений на амортизацию оборудования котельной, %

Число часов использования установленной мощности в год, ч/год	p_2 , для котельных, работающих на			
	Природном газе и мазуте		Твердом топливе с характеристиками:	
	газ и мало-сернистый мазут $S^{\text{н}} < 0,2$	высокосернистый мазут $S^{\text{н}} > 0,2$	зольностью $A^{\text{н}} < 4$ и сернистостью $S^{\text{н}} \leq 0,2$	зольностью $A^{\text{н}} > 4$ и сернистостью $S^{\text{н}} > 0,2$
Меньше 4000	5,68	6,0	5,95	6,73
4000...5000	6,40	6,8	6,76	7,70
5000...6000	6,33	7,7	7,67	8,99
Свыше 6000	7,67	8,7	8,70	12,43

Общие затраты на амортизацию источника теплоснабжения составят

$$C_{\text{ам}} = C_{\text{ам}}^{\text{зд}} + C_{\text{ам}}^{\text{об}}, \text{ тыс. руб./год.}$$

2. Затраты на текущие ремонты оборудования и зданий можно для сравнительных расчетов принять равными 20 % затрат на амортизацию

$$C_{\text{т.р}} = 0,2C_{\text{ам}}, \text{ тыс. руб./год.}$$

3. Затраты на заработную плату персонала определяют по формуле

$$C_{\text{зп}} = \Pi \sum Q_{\text{уст}} K_{\text{зп}}, \text{ тыс. руб./год,}$$

где Π – штатный коэффициент, определяемый по рис. 12.2.

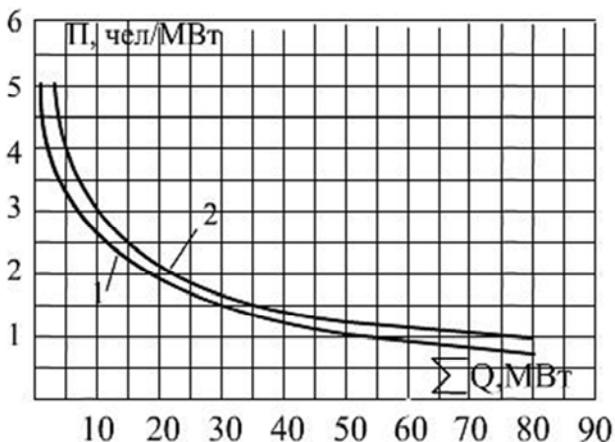


Рис. 12.2. Удельное количество персонала на 1 МВт теплопроизводительности котельной (штатный коэффициент). Топливо 1 – газ и мазут; 2 – твердое

Величина $K_{зп}$ соответствует среднегодовой зарплате обслуживающего персонала в тыс. руб./год.

4. Одной из основных затрат являются затраты на топливо. Стоимость топлива определяется по ценникам на франко-станции добычи $C_{опт}$ и к этой величине добавляют расходы на его транспорт до места разгрузки $C_{тр}$, на внутригородской транспорт $C_{гор.тр}$, а для твердого топлива расходы на перемещение топлива на складах. В общем виде

$$C_T = C_{опт} + C_{тр} + C_{гор.тр} + C_{скл}, \text{ тыс. руб./т.}$$

Значение $C_{опт}$ для твердых и жидких топлив выдается консультантом по проекту.

Стоимость газообразного топлива также зависит от удаленности источника теплоснабжения до месторождения газа и включает затраты на добычу и транспорт газа к потребителю (C_T задается консультантом по проекту).

Величина $C_{тр}$ зависит от способа перевозки. Поскольку основная масса топлива перевозится по железным дорогам, стоимость его перевозки определяется из выражения

$$C_{\text{тр}} = a + bL, \text{ тыс. руб./т,}$$

где L – расстояние от места добычи (переработки) до места разгрузки вагонов (цистерн), км;

a, b – коэффициенты, определяемые из следующих условий:

Вид топлива	a	b
Каменный уголь	44,0	0,242
Бурый уголь	20,0	0,148
Торф	86,0	0,294
Сланцы	20,0	0,260
Мазут	94,0	0,337

Величина $C_{\text{гор. тр.}}$ подсчитывается по формуле

$$C_{\text{гор. тр}} = a + bl,$$

где l – расстояние от склада или базы топлива до котельной, км.

Коэффициенты a и b для твердого топлива составляют $a = 22$; $b = 5,4$. Соответственно, для жидкого топлива $a = 37,0$; $b = 9,0$.

Затраты на разгрузку и перемещение топлива на склад невелики и составляют 2–5 % стоимости топлива на территории котельной

$$C_{\text{скл}} = (0,02 \dots 0,05)(C_{\text{опт}} + C_{\text{тр}} + C_{\text{гор. тр}}), \text{ тыс. руб./т.}$$

Годовой расход топлива для котельной можно найти из выражения

$$B_{\text{год}} = \frac{k_{\text{пт}} \sum Q_{\text{год}}^{\text{выр}} \cdot 10^3}{\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \text{ т/год,}$$

где $k_{\text{пт}}$ – коэффициент, учитывающий потери топлива при транспортировке, разгрузке, хранении, внутреннем перемещении и обработке, а также расход топлива на растопки и другие потери. Для газа и мазута $k_{\text{пт}} = 1,006$; для твердых топлив $k_{\text{пт}} = 1,015$;

$\sum Q_{\text{год}}^{\text{выр}}$ – суммарная выработка тепла котельной, ГДж/год, определяется как

$$\sum Q_{\text{год}}^{\text{выр}} = \sum Q_{\text{год}}^{\text{отп}} (1 + q_{\text{сн}}),$$

где $q_{\text{сн}}$ – расход тепла на собственные нужды (деаэрация, подогрев мазута и т. п.), в долях.

В общем случае

$$\sum Q_{\text{год}}^{\text{выр}} = Q_{\text{от}} \tau_{\text{от}} + D_{\text{пр}} (h_{\text{п}} - h_{\text{ок}} \alpha_{\text{возвр}}) \cdot 10^{-3} \tau_{\text{пр}}, \text{ ГДж/год},$$

где $Q_{\text{от}}$ – часовой отпуск тепла на отопление, горячее водоснабжение и вентиляцию, МВт, (по заданию);

$D_{\text{пр}}$ – отпуск пара потребителю, т/ч (по заданию);

$h_{\text{п}}$ – энтальпия пара, кДж/кг;

$h_{\text{ок}}$ – энтальпия обратного конденсата, кДж/кг;

$\alpha_{\text{возвр}}$ – доля возврата конденсата с производства (по заданию);

$\tau_{\text{от}}$ – число часов работы котельной по отпуску тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение (согласно заданию).

$\tau_{\text{пр}}$ – число часов работы котельной по отпуску пара на производство.

В итоге затраты на топливо определяются как

$$C_{\text{топ}} = C_{\text{т}} B_{\text{год}}, \text{ тыс. руб./год.}$$

5. Затраты на электроэнергию, получаемую из электрических сетей, определяют по формуле

$$C_{\text{э.э}} = \mathcal{E}_{\text{уд}} \sum Q_{\text{уст}} \tau k_{\text{эл}} c_{\text{эл}}, \text{ тыс. руб./год},$$

где $\mathcal{E}_{\text{уд}}$ – удельная установленная электрическая мощность, кВт/МВт, определяемая по рис. 12.3;

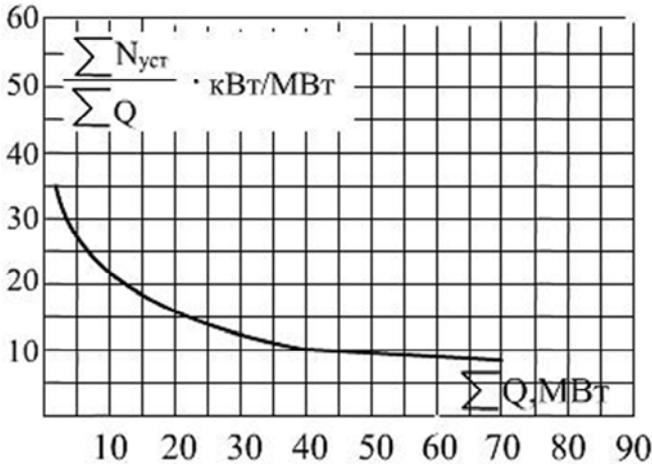


Рис. 12.3. Удельная установленная электрическая мощность в зависимости от теплопроизводительности котельной

$k_{эл}$ – коэффициент использования установленной мощности, для котельных с $\Sigma Q_{уст} \leq 10$ МВт; $k_{эл} = 0,5 \dots 0,7$; $\Sigma Q_{уст} \leq 10 \dots 20$ МВт; $k_{эл} = 0,6 \dots 0,8$, а на более крупных $k_{эл} = 0,8$;

$C_{эл}$ – стоимость 1 кВт·ч электроэнергии.

6. Затраты на воду определяются из выражения

$$C_v = K_v G_v \tau, \text{ тыс. руб./год,}$$

где K_v – стоимость 1 м³ воды в тыс. руб.;

G_v – расход добавочной воды, равный $Q_{впу}$ (из раздела 11).

7. Прочие расходы определяют по формуле

$$C_{пр} = (0,03 \dots 0,05)(C_{ам} + C_{тр} + C_{зп} + C_{топ} + C_v + C_{э.э}), \text{ тыс. руб./год.}$$

8. Сумма годовых эксплуатационных затрат, тыс. руб./год составляет

$$\Sigma C_{год} = C_{ам} + C_{тр} + C_{зп} + C_{топ} + C_v + C_{э.э} + C_{пр}.$$

9. Себестоимость отпущенной тепловой энергии определяется по выражению

$$a = \frac{\sum C_{\text{год}}}{\sum Q_{\text{год}}^{\text{отп}}}, \text{ руб./ГДж},$$

в том числе топливная составляющая

$$a_{\text{т}} = \frac{C_{\text{топ}}}{\sum Q_{\text{год}}^{\text{отп}}}, \text{ руб./ГДж},$$

10. Определение удельного расхода условного топлива на единицу отпущенной теплоты осуществляется по формуле

$$b_{\text{отп}}^{\text{у}} = \frac{B_{\text{год}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{\sum Q_{\text{год}}^{\text{отп}} \cdot 29,33}, \text{ кг у. т./ГДж}.$$

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод) / под ред. Н. В. Кузнецова [и др.]. – М. : Энергия, 1973. – 296 с.
2. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод). – 3-е изд., перераб. и доп. – СПб., 1998. – 257 с.
3. Губарев, А. В. Теплогенерирующие установки : учебное пособие / А. В. Губарев, Ю. В. Васильченко ; под общ. ред. Ю. В. Васильченко. – Белгород : Изд-во БГТУ им. В. Г. Шухова, 2008. – 162 с.
4. Создание унифицированных котельных агрегатов // Обзор НИИЭнформэнергомаш. – М., 1980. – 40 с.
5. Справочник по котельным установкам малой производительности / под ред. К. Ф. Роддатиса и А. Н. Полторецкого. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 488 с.
6. Эстеркин, Р. И. Котельные установки / Р.И. Эстеркин. – Л. : Энергоатомиздат. Ленинградское отделение, 1989. – 280 с.
7. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод) / под ред. С. И. Мочана. – 3-е изд. – Л. : Энергия, 1977. – 256 с.
8. Бузников, Е. Ф. Производственные и отопительные котельные / Е. Ф. Бузников, К. Ф. Роддатис, Э. Я. Берзиньш. – 2-е изд., перераб. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 248 с.
9. Правила устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов. – Минск : БОИМ, 2006. – 194 с.
10. Кострикин, Ю. М. Водоподготовка и водный режим энергоблоков низкого и среднего давления : справочное пособие / Ю. М. Кострикин, Н. А. Мещерский, О. В. Коровина. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 254 с. : ил.
11. Роддатис, К. Ф. Котельные установки / К. Ф. Роддатис. – М. : Энергия, 1977. – 432 с.

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ОБЪЕМЫ И ЭНТАЛЬПИИ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ.....	4
1.1. Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания	4
1.2. Определение энтальпии воздуха и продуктов сгорания.....	14
2. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЛА.....	19
3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТОПКИ	32
4. ПОВЕРОЧНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА.....	39
5. РАСЧЕТ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ	50
6. РАСЧЕТ ВОДЯНОГО ЭКОНОМАЙЗЕРА	53
7. КОНСТРУКТИВНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТРУБЧАТОГО ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ	56
8. РАСЧЕТ ГАЗОХОДОВ ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ	57
9. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩЕЙ УСТАНОВКИ	57
9.1. Общие положения	58
9.2. Расчет газового тракта	67
9.3. Расчет воздушного тракта	84
10. РАСЧЕТ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ КОТЕЛЬНОЙ С ПАРОВЫМИ КОТЛАМИ	90
11. ВОДОПОДГОТОВКА И ВОДНО-ХИМИЧЕСКИЙ РЕЖИМ	103
12. РАСЧЕТ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ	110
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	118

Учебное издание

КАРНИЦКИЙ Николай Борисович
РУДЕНКОВ Борис Михайлович
ЧИЖ Валентина Александровна

ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИЕ УСТАНОВКИ

Учебно-методическое пособие
по выполнению курсового проекта
для студентов дневного и заочного отделений
специальности 1-70 04 02 «Теплогазоснабжение,
вентиляция и охрана воздушного бассейна»

Редактор *О. В. Ткачук*
Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 29.01.2016. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 6,98. Уч.-изд. л. 5,45. Тираж 200. Заказ 293.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.