

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ» (ФГБОУ ВПО «МГИУ»)
Кафедра промышленной теплоэнергетики

Л.А. Марюшин

«Тепловой расчет котельной установки»
Методическое пособие для студентов направления
140100 «Теплоэнергетика и теплотехника»

МОСКВА 2012

ЛИТЕРАТУРА

Основная

1. Эстеркин Р. И. Промышленные котельные установки. - 2-е изд., перераб. и доп. - Л.: Энергоатомиздат, 1985.
2. Эстеркин Р. И. Эксплуатация, наладка и испытание теплотехнического оборудования промышленных предприятий. - 2-е изд., перераб. и доп. - Л.: Энергоатомиздат, 1984.
3. Эстеркин Р. И. Котельные установки. Курсовое и дипломное проектирование.-Л.: Энергоатомиздат, 1989.
4. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). - 3-е изд., перераб. и доп. - СПб.:НПОЦКТИ, 1998.
5. Аэродинамический расчет котельных установок (Нормативный метод)/ Под ред. С. И. Мочана. - 3-е изд. - Л.: Энергия, 1977.
6. Александров А. А., Григорьев Б. А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. - М.: Изд-во МЭИ, 1999.
7. Паровые и водогрейные котлы. Справочное пособие. - 2-е изд., перераб. и доп. - СПб.: Изд-во «Деан», 2000.

Дополнительная

8. Сидельковский Л. Н., Юренев В. Н. Парогенераторы промышленных предприятий. - 3-е изд. перераб. - М.: Энергоатомиздат, 1988.
9. Роддатис К. Ф., Полторацкий А. Н. Справочник по котельным установкам малой производительности/ Под ред. К. Ф. Родцатиса. - М: Энергоатомиздат, 1989.
10. Роддатис К. Ф. Котельные установки. - М.: Энергия, 1977.
11. Правила устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов. Госгортехнадзор России. - М.: Изд-во НЦ ЭНАС, 2002.

Общие рекомендации к выполнению контрольных работ

При выполнении контрольных работ необходимо руководствоваться следующими рекомендациями:

1. Ответы на теоретические вопросы не должны быть слишком объемными (не более 5-6 страниц ученической тетради на каждый вопрос) и в то же время должны раскрывать суть вопроса. При необходимости ответы на вопросы следует сопровождать схемами и рисунками.

2. В контрольной работе 1 условные обозначения величин приняты в соответствии с [4] и используются единицы измерения в системе СИ.

В частности, энтальпия дымовых газов и воздуха обозначена I , пара и воды - i . В другой литературе эти же величины могут быть обозначены как H и h соответственно (согласно ГСССР-776-98 - государственной службы стандартных справочных данных). Соотношения единиц измерения в системе СИ и МКГСС:

$1 \text{ ккал} = 4,19 \text{ кДж}; 1 \text{ ккал/ч} = 1,163 \text{ Вт}; 1 \text{ Дж/с} = 3,6 \text{ кДж/ч} = 0,86 \text{ ккал/ч} = 1 \text{ Вт}.$

3. В задаче контрольной работы 2 условные обозначения и единицы измерения приняты в соответствии с [5]. Конечные результаты расчетов необходимо перевести в единицы измерения системы СИ, приняв:

$1 \text{ мм вод. ст.} = 1 \text{ кгс/м}^2 = 9,81 \text{ Па};$

$1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 10^4 \text{ кгс/м}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}.$

4. Прежде чем приступить к расчетам, необходимо изучить устройство заданного типа котла.

Часть 1. Составить тепловой баланс парового котла, работающего на природном газе. Рассчитать КПД котла и часовой расход топлива, используя исходные данные, приведенные в таблицах 1 и 2.

Часть 2. Определить геометрические характеристики чугунного экономайзера для котла, рассчитанного в части 1, используя исходные данные, приведенные в таблице 3, и результаты расчетов части 1.

Таблица 1
Расчетные характеристики природного газа

№ варианта	Состав газа по объему, %							
	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	C ₆ H ₁₄ и др.	N ₂	CO ₂
1	98,72	0,12	0,01	0,01	-	-	1,00	0,14
2	98,90	0,12	0,01	0,01	-	-	0,90	0,06
3	98,90	0,13	0,01	0,01	-	-	0,87	0,08
4	98,24	0,29	0,20	0,09	0,04	-	1,00	0,14
5	98,67	0,16	0,08	0,01	-	-	1,00	0,08
6	98,99	0,25	0,04	0,02	-	-	0,60	0,10
7	94,24	3,00	0,89	0,39	0,17	0,13	0,95	0,23
8	94,08	2,80	0,73	0,30	0,07	0,02	1,00	1,00
9	90,29	2,80	1,10	0,75	0,34	0,20	4,20	0,32

10	86,43	3,90	1,72	0,87	0,30	0,07	6,70	0,01
----	-------	------	------	------	------	------	------	------

Методические указания к решению задач контрольной работы 1

К задаче 1

При сжигании газообразного топлива все расчеты относятся к кубическому метру сухого газа при нормальных условиях (101,3 кПа и 0 °С).

1. Теплота сгорания газообразного топлива подсчитывается по формуле смешения:

$$Q_i^d = 0,01[Q_{H_2S}H_2S + Q_{CO}CO + Q_{H_2}H_2 + \sum Q_{C_mH_n}C_mH_n], \text{ кДж/м}^3.$$

Так как H_2S , CO и H_2 в природных газах отсутствуют, то формула для расчета примет вид:

$$Q_i^d = 0,01 \sum Q_{C_mH_n}C_mH_n = 0,01(Q_{CH_4}CH_4 + Q_{C_2H_6}C_2H_6 + Q_{C_3H_8}C_3H_8 + Q_{C_4H_{10}}C_4H_{10} + Q_{C_5H_{12}}C_5H_{12} + Q_{C_6H_{14}}C_6H_{14}), \text{ кДж/м}^3.$$

где Q_{CH_4} , $Q_{C_2H_6}$ и т.д. – теплота сгорания каждого газа, входящего в состав топлива, кДж/м³; принимается по таблице 4.

Таблица 2

Технические характеристики парового котла

Наименование, условное обозначение и единицы измерения величин	Вариант									
	1, 11, 21	2, 12, 22	3, 13, 23	4, 14, 24	5, 15, 25	6, 16, 26	7, 17, 27	8, 18, 28	9, 19, 29	10, 20, 30
1. Тип котла	ДКВР-2,5	ДКВР-4	ДКВР-6,5	ДКВР-10	ДКВР-20	Е-4	Е-6,5	Е-10	Е-16	Е-25
2. Паропроизводительность котла D, т/ч	2,5	4	6,5	10	20	4	6,5	10	16	25
3. Давление перегретого пара $P_{нег}$, Мпа	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
4. Температура перегретого пара $t_{нег}$, °С	230	235	240	245	250	205	210	215	220	225
5. Температура насыщенного пара $t_{н.п.}$, °С	191	191	191	191	191	194	194	194	194	194
6. Температура питательной воды $t_{п.в.}$, °С	80	86	84	92	85	90	88	84	97	95
7. Температура уходящих газов $\vartheta_{ух}$, °С	145	148	152	156	142	143	158	155	150	140
8. Доля непрерывной продувки $\alpha_{пр}$, %	3,0	2,8	2,4	3,5	2,9	3,8	3,6	4,0	4,2	3,2
9. Коэффициент избытка воздуха за экономайзером $\alpha_{ух}$	1,32	1,34	1,36	1,38	1,28	1,30	1,39	1,26	1,38	1,36

Таблица 3

Характеристики чугунного экономайзера с трубами системы ВТИ

Наименование, условное обозначение и единицы измерения величин	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1. Длина трубы ВТИ l , мм	1500	1500	2000	2000	3000	2000	2000	2000	2000	3000
2. Число труб в ряду z_p , шт.	2	3	4	6	7	4	5	7	8	9
3. Тепловосприятие экономайзера $Q_{эк}^{\delta}$, кДж/м ³	2630	3000	2870	3500	4025	2920	3140	2620	3490	2930
4. Коэффициент теплопередачи $k_{Вт/(м^2 К)}$	19	20	19,5	21	22	21,5	22	20,5	23	20
5. Средний температурный напор Δt , К	92	98	101	115	96	99	104	106	110	89

Таблица 4

Теплота сгорания отдельных газов, входящих в состав газообразного топлива

Наименование газа	Обозначение	кДж/м ³	Наименование газа	Обозначение	кДж/м ³
метан	CH ₄	35880	бутан	C ₄ H ₁₀	123150
этан	C ₂ H ₆	64360	пентан	C ₅ H ₁₂	156630
пропан	C ₃ H ₈	93180	гексан	C ₆ H ₁₄	173170

2. Теоретическое количество воздуха, необходимое для полного сгорания 1 м³ газообразного топлива в атмосферном воздухе (коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1$),

$$V_0^H = 0,0476 \left[0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right], \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

В условиях задачи формула примет вид:

$$V_0^H = 0,0476(2CH_4 + 3,5C_2H_6 + 5C_3H_8 + 6,5C_4H_{10} + 8C_5H_{12} + 9,5C_6H_{14}), \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

3. Теоретические (минимальные) объемы продуктов сгорания при полном сгорании топлива с теоретическим количеством воздуха ($\alpha = 1$):

Теоретический объем азота: $V_{0,N_2}^H = 0,79V_0^H + 0,01N_2$, м³/м³.

Объем трехатомных газов: $V_{RO_2}^H = 0,01(CO_2 + CO + H_2S + \sum m C_m H_n)$, м³/м³.

В условиях задачи формула будет иметь вид:

$$V_{RO_2}^H = 0,01(CH_2 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8 + 4C_4H_{10} + 5C_5H_{12} + 6C_6H_{14}), \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретический объем водяных паров

$$V_{0,H_2O}^H = 0,01 \left(H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124d_{r,m} \right) + 0,016V_0^H, \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

где $d_{r,m}$ - влагосодержание газообразного топлива, отнесенное к 1 м³ сухого газа, принять $d_{r,m} = 10 \text{ г}/\text{м}^3$.

В условиях задачи формула будет иметь вид:

$$V_{0,H_2O}^H = 0,01(2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8 + 5C_4H_{10} + 6C_5H_{12} + 7C_6H_{14} + 0,124d_{r.m}) + 0,0161V_0^H, \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

4. Действительные объемы продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 1$:

$$\text{Объем водяных паров: } V_{H_2O}^H = V_{0,H_2O} + 0,0161(\alpha - 1)V_0^H, \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

$$\text{Объем дымовых газов: } V_{\Gamma}^H = V_{RO_2}^H + V_{0,N_2}^H + V_{H_2O}^H + (\alpha - 1)V_0^H, \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

5. Энтальпия воздуха и продуктов сгорания при температуре уходящих газов ϑ_{yx} .

Энтальпия теоретически необходимого воздуха:

$$I_{0,g} = V_0^H (c\vartheta)_g, \text{ кДж/м}^3.$$

где $(c\vartheta)_g$ - энтальпия 1 м³ воздуха при $\vartheta_g = \vartheta_{yx}$; определяется методом интерполяции по данным таблицы 5:

$$(c\vartheta)_g = \frac{(c\vartheta)_{g \max} - (c\vartheta)_{g \min}}{\vartheta_{g \max} - \vartheta_{g \min}} (\vartheta_g - \vartheta_{g \min}) + (c\vartheta)_{g \min}, \text{ кДж/м}^3.$$

где $\vartheta_{g \max} = 200^\circ C$, $\vartheta_{g \min} = 100^\circ C$ - пределы температур, между которыми находится расчетная температура газов ϑ_{yx} ;

$(c\vartheta)_{g \max}$, $(c\vartheta)_{g \min}$ - энтальпии 1 м³ воздуха при температуре соответственно, кДж/м³.

Проверка результатов расчета производится по неравенству

$$(c\vartheta)_{g \max} > (c\vartheta)_g > (c\vartheta)_{g \min}.$$

Пример. $\vartheta_{yx} = 120^\circ C$, тогда энтальпия воздуха при $\vartheta_g = 120^\circ C$

$$(c\vartheta)_g = \frac{267 - 132,7}{200 - 100} (120 - 100) + 132,7 = 159,56 \text{ кДж/м}^3.$$

Проверка результата расчета: $267 > 159,56 > 132,7$.

Таблица 5

Энтальпия 1 м³ газов и воздуха

$\vartheta, ^\circ C$	кДж/м ³			
	$(c\vartheta)_{CO_2}$	$(c\vartheta)_{N_2}$	$(c\vartheta)_{H_2O}$	$(c\vartheta)_g$
100	171,7	130,1	150,5	132,7
200	360,0	261,0	304,0	267,0

Энтальпия уходящих дымовых газов при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$ и ϑ_{yx} :

$$I_{0,\Gamma} = V_{RO_2}^H (c\vartheta)_{CO_2} + V_{0,N_2}^H (c\vartheta)_{N_2} + V_{0,H_2O}^H (c\vartheta)_{H_2O}, \text{ кДж/м}^3.$$

где $(c\vartheta)_{CO_2}$, $(c\vartheta)_{N_2}$, $(c\vartheta)_{H_2O}$ - энтальпии 1 м³ продуктов сгорания при ϑ_{yx} , кДж/м³; определяются методом интерполяции аналогично $(c\vartheta)_g$.

Энтальпия уходящих дымовых газов на 1 м^3 топлива при $\alpha = \alpha_{yx} > 1$:

$$I_{yx} = I_{0.Г} + (\alpha_{yx} - 1)I_{0.в}, \text{ кДж/м}^3$$

Если принять температуру холодного воздуха $t_{х.в} = 30^\circ \text{C}$, то энтальпия холодного воздуха:

$$I_{0.в} = 39,8V_0^H, \text{ кДж/м}^3$$

где $39,8 \text{ кДж/м}^3$ – энтальпия 1 м^3 воздуха при $t_{х.в} = 30^\circ \text{C}$.

6. Тепловые потери в котле.

6.1. Потеря тепла с уходящими газами:

$$Q_2 = I_{yx} - \alpha_{yx}I_{0.в}, \text{ кДж/м}^3;$$

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_p} \cdot 100\%,$$

где Q_p – располагаемое тепло топлива,

$$Q_p = Q_i^d + i_m, \text{ кДж/м}^3,$$

где Q_i^d – низшая теплота сгорания сухой массы газообразного топлива, кДж/м^3 ;

i_m – физическое тепло топлива, кДж/м^3 ; учитывается при наличии предварительного подогрева топлива посторонним источником тепла (в условии задачи $i_m = 0$).

6.2. Потеря тепла с химическим недожогом топлива q_3 ; принимается $0,5\%$:

$$q_3 = 0,5\% ;$$

$$Q_3 = \frac{q_3}{100} Q_i^d, \text{ кДж/м}^3.$$

6.3. Потеря тепла от механического недожога при сжигании газообразного топлива принимается равной нулю: $q_4 = 0$; $Q_4 = 0$.

6.4. Потерю тепла от наружного охлаждения q_5 принять по таблице 6 в зависимости от паропроизводительности котла: $Q_5 = \frac{q_5}{100} Q_i^d, \text{ кДж/м}^3$.

Таблица 6

Потери тепла от наружного охлаждения котла

Номинальная паропроизводительность котла D , кг/с (т/ч)	Потеря тепла q_5 , %
0,694 (2,5)	3,6
1,111 (4,0)	2,9
1,806 (6,5)	2,3
2,778 (10,0)	1,7
4,444 (16,0)	1,5
5,556 (20,0)	1,3
6,944 (25,0)	1,25

6.5. Потеря с физическим теплом шлака $q_6 = 0$ при сжигании газообразного топлива; $Q_6 = 0$.

6.6. Суммарные потери тепла в котле: $\sum q = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6, \%$.

7. Тепловой баланс котла

Коэффициент полезного действия по методу обратного баланса

$$\eta_k = 100 - \sum q, \%$$

Полезно использовать тепло 1 м³ топлива в котле: $Q_1 = Q_i^d \frac{\eta_k}{100}, \text{кДж/м}^3$.

Тепловой баланс котла при сжигании газообразного топлива:

$$Q_p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \text{кДж/м}^3$$

где $Q_p = Q_i^d, \text{кДж/м}^3$.

8. Расход топлива, подаваемого в топку котла.

Секундный расход пара (точность расчета – три знака после запятой):

$$D_c = \frac{D \cdot 1000}{3600}, \text{кг/с},$$

где D - паропроизводительность котла по заданию, т/ч (Таблица 2).

Расход воды на продувку котла (точность расчета – три знака после запятой)

$$D_{np} = \frac{\alpha_{np}}{100} D_c, \text{кг/с},$$

где $\alpha_{np}, \%$ - Таблица 2.

Полное количество тепла, полезно использованное в котле (для условий задачи),

$$Q_k = D_c (i_{ne} - i_{n.в}) + D_{np} (i_{кун} - i_{n.в}), \text{кВт},$$

где i_{ne} - энтальпия перегретого пара при P_{ne} и t_{ne} , кДж/кг; определяется интерполяцией по данным таблицы 7, которая представляет собой фрагмент таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара [6].

Таблица 7

Энтальпия перегретого пара

t	$P_{ne} = 1,0 \text{ МПа}$	$P_{ne} = 1,5 \text{ МПа}$
	$i_{ne}, \text{кДж/кг}$	$i_{ne}, \text{кДж/кг}$
200	2828,3	2796,0
210	2852,2	2823,9
220	2875,6	2850,2
230	2898,4	2875,5
240	2921,0	2900,0
250	2943,2	2924,0

Пример. $t_{ne} = 208^\circ\text{C}$, $P_{ne} = 1,2 \text{ МПа}$.

Энтальпия при $P_{ne} = 1,2 \text{ МПа}$, $t_{ne} = 200^\circ\text{C}$

$$i_{ne1} = \frac{2796 - 2828,3}{1,5 - 1,0} \cdot (1,2 - 1,0) + 2828,3 = -64,6 \cdot 0,2 + 2828,3 = 2815,4 \text{ кДж/кг}$$

Энтальпия при $P_{ne} = 1,2$ МПа, $t_{ne} = 210$ °С

$$i_{ne2} = \frac{2823,9 - 2852,2}{1,5 - 1,0} \cdot (1,2 - 1,0) + 2852,2 = -56,6 \cdot 0,2 + 2852,2 = 2840,9 \text{ кДж/кг}$$

Энтальпия при $P_{ne} = 1,2$ МПа, $t_{ne} = 208$ °С

$$i_{ne3} = \frac{2840,9 - 2815,4}{210 - 200} \cdot (208 - 200) + 2815,4 = 2,55 \cdot 8 + 2815,4 = 2835,8 \text{ кДж/кг}$$

$i_{n.g}$ - энтальпия питьевой воды,

$$i_{n.g} = 4,19 t_{n.g} i_{n.g} = 4,19 t_{n.g}, \text{ кДж/кг, } (t_{n.g} \text{ определяется по таблице 2});$$

$i_{кин}$ - энтальпия кипения воды при давлении в барабане котла, кДж/кг.

Давление в барабане котла принять равным давлению перегретого пара, т.к. потери давления в пароперегревателе не велики, и ими можно пренебречь.

По таблицам [6]: $i_{кин} = 814,8$ кДж/кг при $P_{\sigma} = 1,3$ МПа, $i_{кин} = 830,1$ кДж/кг при $P_{\sigma} = 1,4$ МПа.

Расход топлива (точность расчета – три знака после запятой)

$$B_p = \frac{Q_k}{\frac{Q_p \eta_k}{100} + Q_{в.вн} + Q_{\phi}}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где $Q_{в.вн} = 0$ - тепло с внешним подогревом воздуха;

$Q_{\phi} = 0$ - тепло, внесенное в топку паровым дутьем;

$Q_p = Q_i^d$, кДж/м³; η_k , %; Q_k , кДж/с (кВт) - предыдущие расчеты.

Часовой расход газа: $B_p^u = B_p \cdot 3,6$, тыс.м³/ч.

К задаче 2

Чугунный экономайзер котлов малой мощности комплектуется из стандартных труб ВТИ или ЦККБ с квадратными или прямоугольными ребрами.

Все расчетные данные по экономайзеру рекомендуется свести в таблицу 8, а необходимые расчеты привести после таблицы.

Геометрические характеристики экономайзера

Наименование, условное обозначение, единицы измерения величин	Величина
1. Наружный диаметр трубы d , мм	
2. Толщина стенки труб δ , мм	
3. Размеры квадратного ребра b , мм b' , мм	
4. Длина трубы l , мм	
5. Число труб в ряду z_p , шт	
6. Поверхность нагрева с газовой стороны одной трубы H_{mp} , м ²	
7. Живое сечение для прохода газов одной трубы F_{mp} , м ²	
8. Поверхность нагрева с газовой стороны одного ряда H_p , м ²	
9. Живое сечение для прохода газов F_r , м ²	
10. Сечение для прохода воды f_g , м ²	
11. Поверхность нагрева экономайзера $H_{эк}$, м ²	
12. Количество рядов экономайзера n_p , шт	
13. Количество петель $n_{пет}$, шт	
14. Высота экономайзера $h_{эк}$, м	
15. Общая высота экономайзера с учетом рассечек $h_{эк}^{общ}$, м	

Пояснения к заполнению Таблицы 8

d, δ, b, b' , мм, применяются по рисунку 1;

l - длина трубы, м, таблица 3;

z_p - число труб в ряду, таблица 3;

H_{mp} и F_{mp} - принять по таблице 9 в зависимости от длины трубы.

Поверхность нагрева с газовой стороны одного ряда $H_p = H_{mp} z_p$, м².

Живое сечение для прохода газов одного ряда $F_r = F_{mp} z_p$, м².

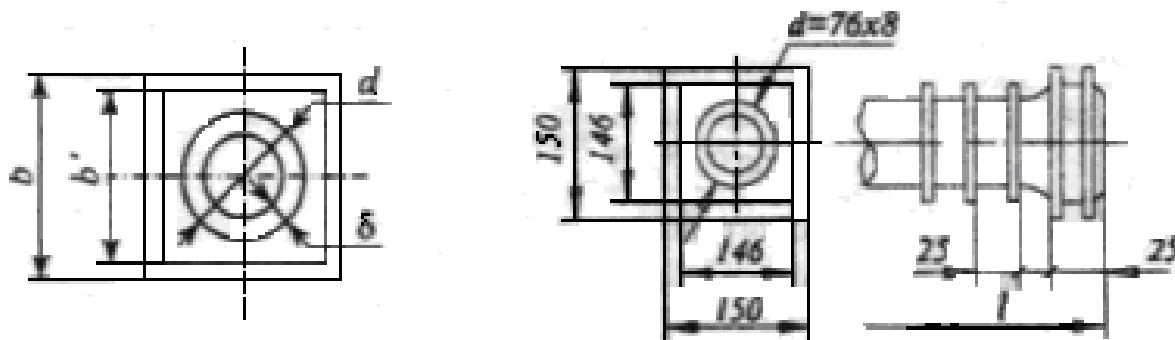


Рис. 1. Труба ВТИ

Характеристика одной трубы ВТИ

Обозначение, единицы измерения величин	Труба ВТИ			
	1500	2000	2500	3000
l , мм	1500	2000	2500	3000
H_{mp} , м ²	2,18	2,95	3,72	4,49
F_{mp} , м ²	0,088	0,120	0,152	0,184

Сечение для прохода воды одного ряда

$$f_s = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} z_p \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2,$$

где $d_{\text{вн}} = d - 2\delta$ – внутренний диаметр трубы, мм.

Поверхность нагрева экономайзера (по уравнению теплопередачи)

$$H_{\text{эк}} = \frac{Q_{\text{эк}}^{\sigma} B_p \cdot 10^3}{k \Delta t}, \text{ м}^2,$$

где $Q_{\text{эк}}^{\sigma}$ – тепловосприятие экономайзера с 1 м³ топлива, определенное по уравнению теплового баланса, кДж/м³ (Таблица 3);

B_p – секундный расход топлива, м³/с (задача 1);

k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²К) (Таблица 3);

Δt – средний температурный напор в экономайзере, К (Таблица 3).

Количество рядов в экономайзере (применяется целое четное число)

$$n_p = \frac{H_{\text{эк}}}{H_p}, \text{ шт.}$$

Количество петель: $n_{\text{пет}} = \frac{n_p}{2}$, шт.

Высота экономайзера: $h_{\text{эк}} = n_p b \cdot 10^{-3}$, м,

где b – размер квадратного ребра, мм.

Общая высота экономайзера с учетом рассечек

$$h_{\text{эк}}^{\text{общ}} = h_{\text{эк}} + 0,5 n_{\text{рас}}, \text{ м},$$

где 0,5 м – высота одной рассечки;

$n_{\text{рас}}$ – количество ремонтных рассечек, которые принимаются через каждые 8 рядов, шт.

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА 2

Выполнить аэродинамический расчет газового тракта котла, рассчитанного: в контрольной работе 1. Выбрать дымосос, рассчитать потребляемую им мощность. Исходными величинами являются данные таблицы 10 и результаты расчетов частей 1 и 2 контрольной работы 1.

Методические указания к решению задачи контрольной работы 2

1. Общие положения.

Аэродинамический расчет газового тракта выполняется в соответствии с [5].

Целью аэродинамического расчета газового тракта котла является выбор дымососа на основе определения производительности тяговой системы и перепада полного давления в газовом тракте. Газовый тракт котлов ДКВР и Е (ДЕ) находится под небольшим разрежением.

Перепад давления в газовом тракте считается от топочной камеры до выхода газов из дымовой трубы и включает в себя конвективный пучок (считается вместе с пароперегревателем), газопроводы от конвективного пучка до экономайзера, экономайзер, дымосос, газопроводы от экономайзера до дымососа и от дымососа до дымовой трубы, дымовая труба.

2. Нарисовать схему газового тракта заданного типа котла. Примерная схема газового тракта показана на рисунке 2.

На схеме рисунка 2 штриховой линией показан переброс дымовых газов с фронта котла для котлов Е-16 и Е-25.

3. Сопротивление *конвективного пучка*

3.1. Общие указания

В конвективном пучке имеет место поперечное смывание труб с коридорным расположением.

Сопротивление конвективного пучка складывается из сопротивления трения пучка труб (совместно с пароперегревателем) и сопротивления поворотов газохода внутри пучка.

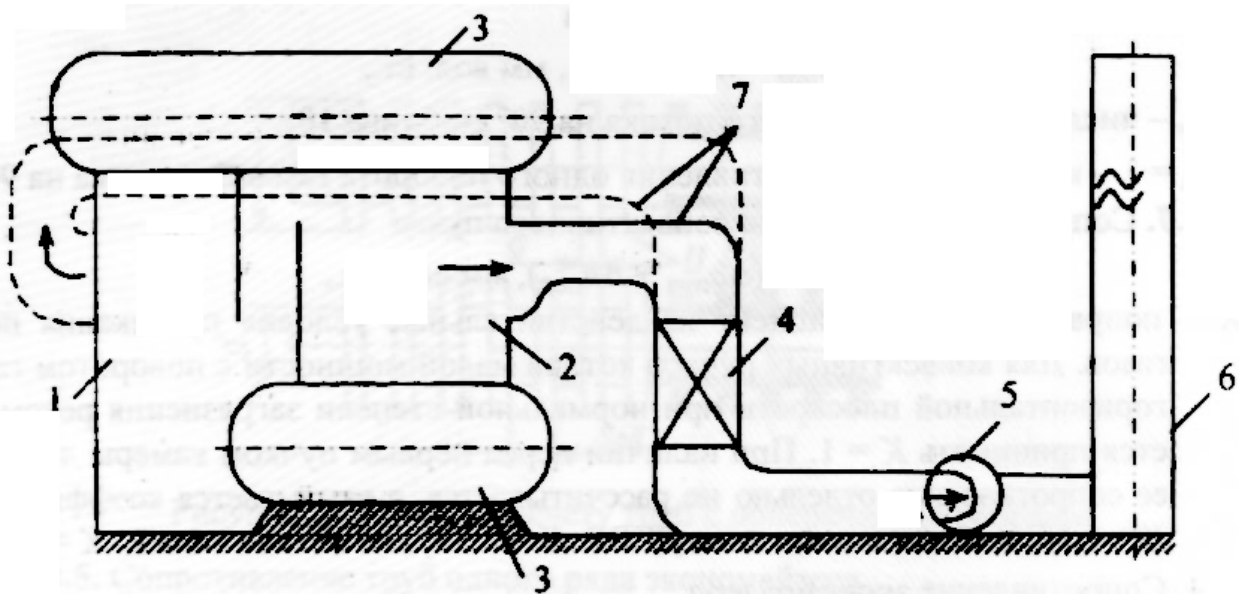


Рисунок 2. Примерная схема газового тракта:
 1 – топочная камера; 2 – конвективный пучок; 3 – барабаны котла;
 4 – экономайзер; 5 – дымосос; 6 – труба; 7 – газопроводы

Таблица 10

Усредненные характеристики газоходов и газопроводов

Наименование, условное обозначение и единицы измерения величин	Варианты									
	1, 11, 21	2, 12, 22	3, 13, 23	4, 14, 24	5, 15, 25	6, 16, 26	7, 17, 27	8, 18, 28	9, 19, 29	10, 20, 30
	Конвективный пучок									
1. Наружный диаметр труб d , мм	51	51	51	51	51	51	51	51	51	51
2. Поперечный шаг труб S_1 , мм	100	100	100	100	100	110	110	110	110	110
3. Продольный шаг труб S_2 , мм	110	110	110	110	110	100	100	100	100	100
4. Число рядов труб по ходу газов z_2 , шт.	40	40	44	44	43	36	52	82	61	77
5. Температура газов \mathcal{G}_{cn} , °C	650	690	700	730	770	695	705	685	750	795
6. Скорость газов w_{cn} , м/с	8,2	8,5	8,8	9,4	9,8	8,6	8,9	9,2	9,6	10,2
7. Число поворотов газового потока на 90° $n_{пов}$, шт.	4	4	4	4	5	4	4	4	6	6
	Экономайзер									
8. Температура газов $\mathcal{G}_{эк}$, °C	220	230	236	225	240	232	234	210	230	245
9. Скорость газов $w_{эк}$, м/с	6,6	7,2	6,6	6,8	6,9	8,0	8,5	7,4	9,0	7,0
	Опускная шахта									
10. Высота опускающей шахты $H_{шахт}$, м	3,8	3,9	3,8	5,0	6,8	4,4	4,5	4,3	4,4	4,4
	Дымовая труба									
11. Высота дымовой трубы $H_{мп}$, м	18	20	24	26	29	20	24	26	28	30
	Газопроводы									
12. Длина газопроводов l , м	10	11,2	12,4	13,6	15	11,8	12,6	14,7	25,5	28
13. Ширина прямоугольного сечения газопроводов b , м	0,30	0,38	0,47	0,55	0,70	0,40	0,45	0,55	0,65	0,80
14. Высота прямоугольного сечения газопроводов a , м	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0,40	0,45	0,52	0,68	0,93	0,43	0,57	0,63	0,85	0,93
15. Температура газов $\mathcal{G}_{гп}$, °C	210	220	235	230	240	204	215	190	225	238
16. Скорость газов $w_{гп}$, м/с	9,8	11	12	13	13,5	10	11,5	12,5	14	15
17. Количество поворотов газохода на 90° $m_{пов}$, шт.	5	5	6	6	6	5	5	6	8	8

3.2. Геометрические характеристики конвективного пучка

Относительный поперечный шаг $\sigma_1 = \frac{s_1}{d}$.

Относительный продольный шаг $\sigma_2 = \frac{s_2}{d}$.

Коэффициент $\psi = \frac{s_1 - d}{s_2 - d}$ где s_1, s_2, d , мм – Таблица 10.

3.3. Коэффициент сопротивления трения гладкотрубного коридорного пучка при поперечном омывании ζ определяется по следующим формулам:

при $\sigma_1 \leq \sigma_2$ $\zeta = \zeta_{mp} C_\sigma z_2$;

при $\sigma_1 > \sigma_2$ и $1 < \psi \leq 8$ $\zeta = \zeta_{mp} C_\sigma C_{Re} z_2$,

где ζ_{mp} - коэффициент сопротивления трения труб одного ряда; применяется по рисунку VII-6 [5] (график слева) по средней скорости газов $w_{кп}$, м/с, среднему диаметру труб пучка d , мм, средней температуре газов $\vartheta_{кп}$, °С.

Эти величины заданы в Таблице 10;

C_σ - поправочный коэффициент на поперечный шаг s_1 ; определяется по рисунку VII-6 [5] (график внизу справа) по;

C_{Re} - поправочный коэффициент на характер движения потока; определяется по рисунку VII-6 [5] (график справа сверху) в зависимости от ψ и ζ_{mp} ;

z_2 - число рядов труб по ходу газов (Таблица 10).

3.4. Динамическое (скоростное) давление h_d , мм вод.ст., определяется по рисунку VII-2 [5] по средней скорости газов $w_{кп}$, м/с, и средней температуре газов $\vartheta_{кп}$, °С. Эти величины заданы в Таблице 10.

3.5. Сопротивление трения пучка труб $\Delta h_{пуч} = \zeta h_d$, мм вод.ст.

3.6. Сопротивление поворотов газов

$$\Delta h_{нов} = n_{нов} \zeta_{нов} h_d, \text{ мм вод.ст.},$$

где $n_{нов}$ - число поворотов газового потока на 90° (Таблица 10);

$\zeta_{нов}$ - коэффициент сопротивления одного поворота газового потока на 90°.

3.7. Сопротивление газохода конвективного пучка

$$\Delta h_{кп} = K(\Delta h_{пуч} + \Delta h_{нов}), \text{ мм вод.ст.},$$

где K - поправочный коэффициент на действительные условия протекания потока газов. Для конвективных пучков котлов малой мощности с поворотом газов в горизонтальной плоскости при нормальной степени загрязнения рекомендуется принимать $K=1$. При наличии перед первым пучком камеры догорания ее сопротивление отдельно не рассчитывается, а учитывается коэффициентом $K=1,15$, т.е. для котлов типа ДКВР $K=1,15$, для котлов типа Е $K=1,0$.

4. Сопротивление экономайзера

4.1. Общие указания

Сопротивление экономайзера определяется по рисунку VII-9 [5] как для коридорного пучка с поперечными ребрами при поперечном омывании. Для работы с рисунком VII-9 [5] необходимо знать коэффициент ψ , условный определяющий размер l для труб с квадратными ребрами и эквивалентный диаметр сжатого поперечного сечения пучка d_3 .

4.2. Коэффициент $\psi = \frac{s_1 - d}{s_2 - d}$. Для труб ВТИ с квадратными ребрами $\psi = 1$.

4.3. Условный определяющий размер l для труб с квадратными ребрами

$$l = \frac{\pi d^2 (s_{p\delta} - \delta)}{H/n} + \frac{2(a_{p\delta}^2 - 0,785d^2) + 4a_{p\delta}\delta}{H/n} \sqrt{a_{p\delta}^2 - 0,785d^2}, \text{ м,}$$

где $H/n = \pi d (s_{p\delta} - \delta) + 2(a_{p\delta}^2 - 0,785d^2) + 4a_{p\delta}\delta$, м²;

$a_{p\delta} = 2h_{p\delta} + d$, м – сторона ребра;

$h_{p\delta} = \frac{b' - d}{2} \cdot 10^{-3}$, м – высота ребра, где b' и d , мм – Таблица 8;

δ – толщина ребра, м; принять _____ м;

$s_{p\delta}$ – шаг ребра, м; $s_{p\delta} = 0,025$ м.

Все величины в формулу расчета l подставляются в метрах.

Все размеры принимаются в соответствии с рисунком 1 методических указаний к решению задачи 2 контрольной работы 1 и рисунком 3.

4.4. Эквивалентный диаметр сжатого поперечного сечения пучка d_3

$$d_3 = \frac{4F}{U} = \frac{2[s_{p\delta}(s_1 - d) - 2\delta h_{p\delta}]}{2h_{p\delta} + s_{p\delta}}$$

где F – площадь живого сечения канала, м²;

U – полный периметр сечения, омываемого дымовыми газами, м;

$s_1 = 150$ мм – поперечный шаг трубы.

Все остальные величины берутся в соответствии с рисунком 3 и пояснениями к формуле расчета l . В формуле расчета d_3 все величины подставляются в мм.

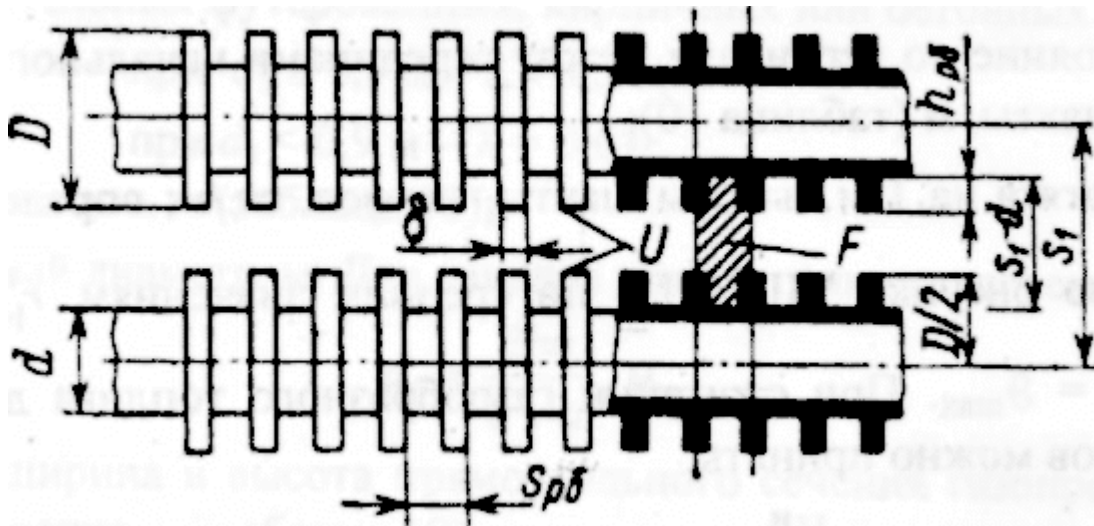


Рисунок 3. Схема к расчету труб с поперечными ребрами

4.5. Сопротивление труб одного ряда экономайзера

$$\Delta h_0 = C_d C_l C_\psi C_z \Delta h_{mp}, \text{ мм вод.ст.},$$

где Δh_{mp} - сопротивление труб одного ряда, мм вод.ст., зависящего от средней скорости газов $w_{эк}$, м/с, и средней температуры газов $\vartheta_{эк}$ °С; определяется по основному графику, рисунок VII-9 [5]

C_d, C_l, C_ψ - коэффициенты, учитывающие эквивалентный диаметр ребристых труб, условный определяющий размер, диаметр и шаги труб соответственно; определяются по рисунку VII-9 [5], график справа;

C_z - поправочный коэффициент на число рядов по глубине пучка (z_p - Таблица 8 задачи 2 контрольной работы 1); определяется по графику слева сверху на рисунке VII-9 [5].

4.6. Сопротивление экономайзера

$$\Delta h_{эк} = K \Delta h_0 z_2, \text{ мм вод. ст.},$$

где $K=1$ – поправочный коэффициент на действительные условия протекания потока дымовых газов в экономайзерах при сжигании газа;

$z_2 = n_p$ – число рядов по ходу газов, шт. (Таблица 8 задачи 2 контрольной работы 1).

5. Сопротивление дымовой трубы

$$\Delta h_{mp} = \left(\frac{\lambda}{8i} + \zeta_{вых} \right) h_0, \text{ мм вод.ст.},$$

где λ - коэффициент сопротивления трения; принять для кирпичных труб $\lambda = 0,05$, для стальных труб при диаметре дымовой трубы меньше 2 м $\lambda = 0,02$;

$i = 0,02$ - уклон трубы;

$\zeta_{вых} = 1$ - коэффициент местного сопротивления выхода из дымовой трубы;

h_d - динамическое давление, мм вод.ст.; определяется по рисунку VII-2 [5] по средней скорости газов w_r (принять $w_r = 15$ м/с) и температуре газов в дымовой трубе, которая принимается равной температуре газов у дымососа (охлаждение газов в трубе не учитывается). В условиях задачи в связи с небольшой длиной газопроводов от экономайзера до дымососа можно не учитывать охлаждение газов в газопроводе от экономайзера до дымососа, т.е. принять температуру газов в дымовой трубе, равной температуре уходящих газов ($t_{mp} = \vartheta_{yx}$), которая приведена в Таблице 2 контрольной работы 1.

6. Самотяга *опускной шахты*

$$h_c^{uax} = -h_c^{uax} H_{uax}, \text{ мм вод.ст.},$$

где H_{uax} - расстояние по вертикали между серединами начального и конечного сечений шахты, м (Таблица 10);

h_c^{uax} - самотяга на 1 м высоты шахты, мм вод.ст./м; определяется по нижнему полю рисунка VII-26 [5] по средним значениям $r_{H_2O}^{uax}$ и температуры $t_{uax} = \vartheta_{uax}$.

При сжигании газообразного топлива для заданных типов котлов можно принять:

$$1) r_{H_2O}^{uax} = r_{H_2O}^{yx} = \frac{V_{H_2O}^n}{V_z^n},$$

где $V_{H_2O}^n$ и V_z^n , м³/м³ - задача 1 контрольной работы 1;

2) $t_{uax} = \vartheta_{uax} = \vartheta_{эк}$, °С – Таблица 10.

Поток дымовых газов в опускной шахте идет вниз, поэтому самотяга со знаком минус, т.е. увеличивает перепад давления газового тракта.

7. Самотяга *дымовой трубы*

$$h_c^{mp} = h_c^{mp} H_{mp}, \text{ мм вод.ст.},$$

где h_c^{mp} - самотяга на 1 м трубы, мм вод.ст./м; определяется по нижнему полю рисунка VII-26 [5] по средним значениям $r_{H_2O}^{mp}$ и ϑ_{mp} .

Принять: 1) $r_{H_2O}^{mp} = r_{H_2O}^{yx}$ (п. 6);

2) $\vartheta_{mp} = \vartheta_{yx}$, °С – Таблица 2 контрольной работы 1;

H_{mp} - высота трубы, м (Таблица 10).

Следует иметь в виду, что значения самотяги на 1 м высоты на рисунке VII-26 [5] приведены для температуры наружного воздуха 20°С и абсолютного давления газов на участке тракта $P = 1$ кгс/см². При отличии температуры наружного воздуха более чем на 10 °С, необходимо делать пересчет самотяги по плотности воздуха, соответствующей действительности его температур (в условиях задачи пересчет не делается).

8. Самотягу конвективного пучка и газопроводов не учитывается, считая, что отдельные их участки по самотяге уравниваются друг друга.

9. Сопротивление *газопроводов*

9.1. Общие указания

Сопротивление газопроводов складывается из сопротивления трения и местных сопротивлений. К местным сопротивлениям относятся сопротивления, связанные с изменением формы или направления газопроводов (изменения сечения, повороты и др.).

9.2. Сопротивление трения

$$\Delta h_{\text{трени}} = \lambda \frac{l}{d_s} h_{\delta}, \text{ мм вод.ст.},$$

где λ - коэффициент сопротивления трения;

для стальных нефутерованных газопроводов $\lambda = 0,02$;

для стальных футерованных, кирпичных или бетонных каналов;

при $d_s \geq 0,9$ м – $\lambda = 0,03$;

при $d_s < 0,9$ м – $\lambda = 0,01$;

l - длина газопроводов, м (Таблица 10);

d_s - эквивалентный диаметр, м. Для каналов прямоугольного сечения

$$d_s = \frac{2ba}{b+a}, \text{ м},$$

где b и a - ширина и высота прямоугольного сечения газопровода соответственно, м (Таблица 10);

h_{δ} - динамическое давление, мм вод.ст.; определяется по рисунку VII-26 [5] по средней скорости $w_{\text{ср}}$, м/с, и средней температуре газов $\vartheta_{\text{ср}}$, °С. Эти величины заданы в Таблице 10.

9.3. Местные сопротивления газопроводов

Каждое местное сопротивление должно рассчитываться отдельно.

Сопротивление поворотов газопровода

$$\Delta h_{\text{нов}} = m_{\text{нов}} \zeta h_{\delta}, \text{ мм вод.ст.},$$

где $m_{\text{нов}}$ - количество поворотов газопроводов на 90° (Таблица 10);

ζ - коэффициент сопротивления поворотов

$$\zeta = K_{\Delta} \zeta_0 B C,$$

где K_{Δ} - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости стенок;

ζ_0 - исходный коэффициент сопротивления поворота, зависящий от формы и относительной кривизны его;

$K_{\Delta} \zeta_0 = 1,4$ - для колен без закругления кромок при любых скоростях газового потока;

$B = 1$ - коэффициент, учитывающий угол поворота на 90° ;

C - коэффициент, определяемый для отводов и колен в зависимости от отношения размеров поперечного сечения a/b (a - перпендикулярный к плоскости поворота размер). Для колен с острыми углами можно принять $C = 1$ для всех значений a/b .

9.4. Сопротивление газопроводов

$$\Delta h_{\text{сн}} = K (\Delta h_{\text{трени}} + \Delta h_{\text{нов}}), \text{ мм вод.ст.},$$

где $\Delta h_{\text{мрен}}$ и $\Delta h_{\text{нос}}$, мм вод.ст. – пп. 9.2. и 9.3.;

K - поправочный коэффициент, учитывающий другие местные сопротивления, кроме поворотов; условно принять $K = 1,3$.

10. Полное сопротивление газового тракта

$$\Delta H_{z.m} = (\Delta h_{\text{кн}} + \Delta h_{\text{эк}} + \Delta h_{\text{мп}} + \Delta h_{\text{zn}}) M_{\rho} - (h_c^{\text{мп}} - h_c^{\text{уax}}), \text{ мм вод.ст.},$$

где M_{ρ} - поправка на разницу плотностей дымовых газов и сухого воздуха при давлении 760 мм рт.ст.; определяется по среднему значению $r_{\text{H}_2\text{O}}$ для газового тракта по верхнему полю рисунка VII-26 [5]. $r_{\text{H}_2\text{O}}$ приближенно принять равной $r_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{yx}}$ (п. 6).

Поправка на барометрическое давление не учитывается, если высота расположения котельной над уровнем моря не превышает 200 м (в условиях задачи не учитывается).

11. Выбор дымососа

Расход газов у дымососа

$$V_{\delta} = B_p (V_z^{\text{н}} + \Delta \alpha V_0^{\text{н}}) \frac{\vartheta_{\text{yx}} + 273}{273}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где B_p - расход топлива, м³/с (задача 1 контрольной работы 1);

$V_z^{\text{н}}$, $V_0^{\text{н}}$ - объем дымовых газов и воздуха, м³/м³ (задача 1 контрольной работы 1);

$\Delta \alpha$ - присос воздуха в газопроводе от экономайзера до дымососа. Принять $\Delta \alpha = 0$, т.к. длина вышеуказанного участка газопровода незначительна и присос воздуха составляет тысячные доли от единицы;

ϑ_{yx} - температура уходящих газов, °С (Таблица 2 контрольной работы 1).

Расчетная производительность дымососа

$$Q_{\delta} = 1,1 V_{\delta} \text{ м}^3/\text{с} = 1,1 \cdot 3,6 V_{\delta}, \text{ тыс. м}^3/\text{ч},$$

где 1,1 – коэффициент запаса по производительности для обеспечения надежной работы котельной установки.

Расчетный напор дымососа

$$H_{\delta} = 1,1 \Delta H_{z.m}, \text{ мм вод.ст.},$$

где 1,1 – коэффициент запаса по напору.

Выбор дымососа производится по рисункам VII-30 - VII-68 [5] в зависимости от Q_{δ} , тыс. м³/ч, и H_{δ} , мм вод.ст. Выбирается дымосос, который обеспечивает расчетные производительность и напор и потребляет наименьшее количество электроэнергии, т.е. имеет наибольший КПД. Необходимо указать типоразмер дымососа и его КПД.

Мощность потребляемая дымососом,

$$N = \frac{Q_{\delta} H_{\delta}}{3670 \eta}, \text{ кВт},$$

где Q_{δ} - в м³/с, H_{δ} - в мм вод.ст.;

η - КПД дымососа, %. На рисунках аэродинамических характеристик

дымососов КПД указан в долях от единицы, а в формулу расчета мощности его надо подставить в %.