

## П.1. ВЫБОР ТИПА ШЛАКОУДАЛЕНИЯ, ТЕМПЕРАТУРЫ ГОРЯЧЕГО ВОЗДУХА И КОМПОНОВКИ ХВОСТОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА КОТЛА

Перед началом теплового расчета парового котла необходимо выбрать способ шлакоудаления, который влияет на значение температуры горячего воздуха после воздухоподогревателя, а температура горячего воздуха, в свою очередь, определяет тип компоновки хвостовых поверхностей нагрева.

Так как выбранное топливо имеет температуру жидкоплавкого состояния золы  $t_3$  меньше  $1300\text{ }^\circ\text{C}$ , выбираем жидкое шлакоудаление.

Для топki с жидким шлакоудалением для каменных углей принимаем температуру горячего воздуха  $t_{\text{гв}} = 360\text{ }^\circ\text{C}$  (табл. 1.1.8).

Так как температура горячего воздуха больше  $320\text{ }^\circ\text{C}$ , выбираем двухступенчатую компоновку хвостовых поверхностей нагрева.

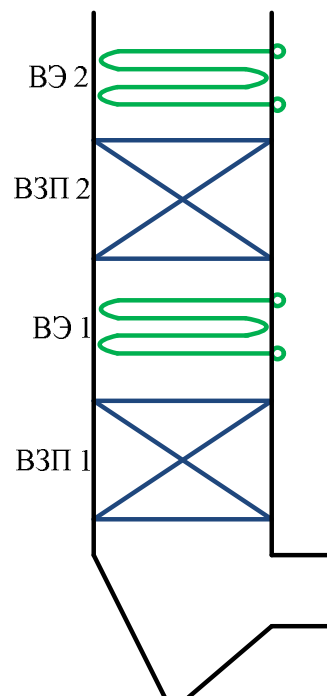


Рис. П.1 – Двухступенчатая схема компоновки хвостовых поверхностей нагрева

## П.2. РАСЧЕТ ОБЪЕМОВ И ЭНТАЛЬПИЙ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

### П.2.1. Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания

#### П.2.1.1. Объемы теоретического количества воздуха и продуктов сгорания при $\alpha = 1$

Для теплового расчета поверхностей нагрева необходимо определить объемы и энтальпии продуктов сгорания и воздуха, требуемого для сжигания топлива. При этом энтальпии мы будем определять во всем возможном диапазоне температур в котле, так как на данном этапе нам неизвестны температуры газов за поверхностями нагрева.

Теоретически необходимый объем воздуха для сжигания 1 кг твердого топлива ( $\text{м}^3/\text{кг}$ ) рассчитывается по формуле:

$$V_{\text{в}}^0 = 0,0889(C^{\text{P}} + 0,375S^{\text{P}}) + 0,265H^{\text{P}} - 0,0333O^{\text{P}}, \quad (\text{П.1})$$

где  $C^{\text{P}}$  – доля углерода в топливе на рабочую массу, %;  $S^{\text{P}}$  – доля серы в топливе на рабочую массу, %;  $H^{\text{P}}$  – доля водорода в топливе на рабочую массу, %;  $O^{\text{P}}$  – доля кислорода в топливе на рабочую массу, %.

Подставив процентное содержание элементов топлива, заданное в исходных данных, получим:

$$V_{\text{в}}^0 = 0,889 \cdot (65 + 0,375 \cdot 0,7) + 0,265 \cdot 3,4 - 0,0333 \cdot 7 = 6,47 \text{ м}^3/\text{кг} \quad (\text{П.2})$$

Теоретические объемы продуктов сгорания, полученные при полном сгорании топлива, рассчитываются по формулам:

объем азота,  $\text{м}^3/\text{кг}$ :

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79V_{\text{в}}^0 + 0,8 \frac{N^{\text{P}}}{100}, \quad (\text{П.3})$$

где  $V_{\text{в}}^0$  – теоретически необходимый объем воздуха,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $N^{\text{P}}$  – доля азота в топливе на рабочую массу, %.

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 \cdot 6,47 + 0,8 \frac{0,5}{100} = 5,12 \text{ м}^3/\text{кг},$$

объем трехатомных газов,  $\text{м}^3/\text{кг}$ :

$$V_{\text{RO}_2} = 1,866 \frac{C^{\text{P}} + 0,375S^{\text{P}}}{100}, \quad (\text{П.4})$$

где  $C^{\text{P}}$  – доля углерода в топливе на рабочую массу, %;  $S^{\text{P}}$  – доля серы в топливе на рабочую массу, %.

$$V_{\text{RO}_2} = 1,866 \frac{65 + 0,375 \cdot 0,7}{100} = 1,22 \text{ м}^3/\text{кг},$$

объем водяных паров,  $\text{м}^3/\text{кг}$ :

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,111H^{\text{P}} + 0,0124W^{\text{P}} + 0,0161V_{\text{в}}^0, \quad (\text{П.5})$$

где  $H^{\text{P}}$  – доля водорода в топливе на рабочую массу, %;  $W^{\text{P}}$  – влажность рабочей массы топлива, %;  $V_{\text{в}}^0$  – теоретически необходимый объем воздуха,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,111 \cdot 3,4 + 0,0124 \cdot 6 + 0,0161 \cdot 6,47 = 0,56 \text{ м}^3/\text{кг},$$

объем дымовых газов, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_r^0 = V_{N_2}^0 + V_{RO_2}^0 + V_{H_2O}^0, \quad (\text{П.6})$$

$$V_r^0 = 5,12 + 1,22 + 0,56 = 6,9 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

### П.2.1.2. Действительные объемы продуктов сгорания при $\alpha > 1$

Для расчета действительных объемов продуктов горения по газоходам агрегата выбираем коэффициент избытка воздуха в верхней части топки и присосы воздуха в отдельных поверхностях нагрева. Для камерной топки с жидким шлакоудалением для каменных углей выбираем коэффициент избытка воздуха в топке  $\alpha_T = 1,2$ . Далее выбираем величину присосов воздуха в топке и газоходах котла (табл. 1.3.3):

для топочной камеры:  $\Delta\alpha_T = 0,06$ ;

для пароперегревателей в горизонтальном газоходе:  $\Delta\alpha_{пп} = 0,03$ ;

для каждой ступени водяного экономайзера (ВЭК):  $\Delta\alpha_{вэк} = 0,02$ ;

для каждой ступени воздухоподогревателя (ВЗП):  $\Delta\alpha_{взп} = 0,03$ .

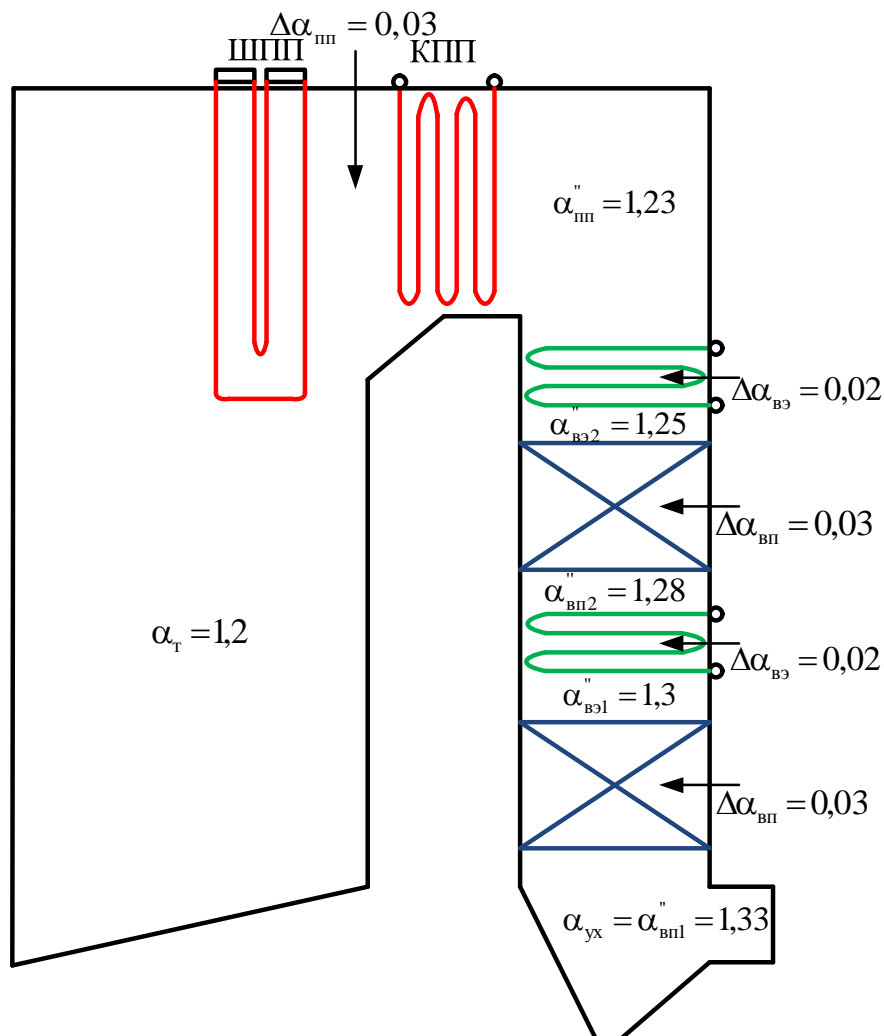


Рис. П.2 – Присосы холодного воздуха в топке и газоходе парового котла

Теперь для дальнейших расчетов определим объемы продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов и концентрацию золовых частиц в топке и по газоходам котла (табл. П.1). Кроме того, зададимся значением доли уноса золы из топки  $a_{\text{ун}}$ . Для топки с жидким шлакоудалением для низкорреакционных каменных углей принимаем  $a_{\text{ун}} = 0,85$ .

Таблица П.1  
Объемы продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц

Название величины и обозначение	Газоход					
	Топочная камера, ширмы	Пароперегреватель	ВЭК 2 ступени	ВЗП 2 ступени	ВЭК 1 ступени	ВЗП 1 ступени
Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева $\alpha'' = \alpha_{\text{т}} + \sum \alpha_i$	1,2	1,23	1,25	1,28	1,3	1,33
Средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева $\alpha_{\text{ср}}$	1,2	1,215	1,24	1,265	1,29	1,315
Объем водяных паров, м <sup>3</sup> /кг, $V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161(\alpha_{\text{ср}} - 1)V_{\text{в}}^0$	0,581	0,582	0,585	0,588	0,590	0,593
Полный объем газов, м <sup>3</sup> /кг, $V_{\text{г}} = V_{\text{г}}^0 + 1,016(\alpha_{\text{ср}} - 1)V_{\text{в}}^0$	8,215	8,313	8,478	8,642	8,806	8,971
Объемная доля трехатомных газов $r_{\text{RO}_2} = V_{\text{RO}_2} / V_{\text{г}}$	0,149	0,147	0,144	0,141	0,139	0,136
Объемная доля водяных паров $r_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}} / V_{\text{г}}$	0,071	0,07	0,069	0,068	0,067	0,066
Суммарная объемная доля $r_{\text{н}} = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$	0,219	0,217	0,213	0,209	0,206	0,202
Масса дымовых газов, кг/кг $G_{\text{г}} = 1 - 0,01A^{\text{п}} + 1,306\alpha_{\text{ср}}V_{\text{в}}^0$	10,996	11,093	11,304	11,515	11,726	11,938
Концентрация золовых частиц, кг/кг $\mu_{\text{зл}} = A^{\text{п}}a_{\text{ун}} / 100G_{\text{г}}$	0,0127	0,0125	0,0123	0,0121	0,0119	0,0117

### П.2.2. Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания

Энтальпия теоретического объема воздуха (кДж/кг) при расчетной температуре  $\vartheta$ , °С, определяется по формуле:

$$H_{\text{в}}^0 = V_{\text{в}}^0 c_{\text{в}} \vartheta, \quad (\text{П.7})$$

где  $V_{\text{в}}^0$  – теоретически необходимый объем воздуха, м<sup>3</sup>/кг;  $c_{\text{в}}$  – теплоемкость воздуха, кДж/(м<sup>3</sup>·°С);  $\vartheta$  – температура газов, °С.

Энтальпия теоретического объема продуктов сгорания, кДж/кг, при температуре  $\vartheta$ , °С:

$$H_{\text{г}}^0 = (V_{\text{RO}_2} c_{\text{RO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 c_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2}^0 c_{\text{N}_2}) \vartheta, \quad (\text{П.8})$$

где  $V_{\text{RO}_2}$  – объем трехатомных газов, м<sup>3</sup>/кг;  $c_{\text{RO}_2}$  – теплоемкость трехатомных газов, кДж/(м<sup>3</sup>·°С);  $V_{\text{H}_2\text{O}}^0$  – объем водяных паров, м<sup>3</sup>/кг;  $c_{\text{H}_2\text{O}}$  – теплоемкость водяных паров, кДж/(м<sup>3</sup>·°С);  $V_{\text{N}_2}^0$  – объем азота, м<sup>3</sup>/кг;  $c_{\text{N}_2}$  – теплоемкость азота, кДж/(м<sup>3</sup>·°С);

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

$$H_{\text{г}} = H_{\text{г}}^0 + (\alpha - 1)H_{\text{в}}^0 + H_{\text{зл}}, \quad (\text{П.9})$$

где  $H_{\text{г}}^0$  – энтальпия теоретического объема продуктов сгорания, кДж/кг;  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева;  $H_{\text{в}}^0$  – энтальпия теоретического объема воздуха кДж/кг;  $H_{\text{зл}}$  – энтальпия золы, кДж/кг, рассчитываемая по формуле:

$$H_{\text{зл}} = 0,01a_{\text{ун}} A^{\text{п}} c_{\text{зл}} \vartheta, \quad (\text{П.10})$$

где  $a_{\text{ун}}$  – доля золы уноса;  $A^{\text{п}}$  – зольность топлива на рабочую массу, %;  $c_{\text{зл}}$  – теплоемкость золы, кДж/(кг·°С);  $\vartheta$  – температура газов, °С.

Энтальпия золы невелика, и ее необходимо учитывать в расчетах, когда приведенный унос летучей золы с потоком газов значителен:  $a_{\text{ун}} A^{\text{п}} > 1,4$  %·кг/МДж. В данном случае  $a_{\text{ун}} A^{\text{п}} = 0,57 < 1,4$  %·кг/МДж, поэтому энтальпия золы не учитывается.

Рассчитанные по вышеприведенным формулам энтальпии воздуха и продуктов сгорания приведем в табл. П.2.

Таблица П.2

## Энтальпии продуктов сгорания

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	$H_{\text{г}}^0,$ кДж/кг ( $\alpha = 1$ )	$H_{\text{в}}^0,$ кДж/кг ( $\beta_{\text{в}} = 1$ )	$H_{\text{г}} = H_{\text{г}}^0 + (\alpha - 1)H_{\text{в}}^0,$ кДж/кг					
			$\alpha_{\text{т}}$	$\alpha_{\text{пп}}$	$\alpha_{\text{вэк2}}$	$\alpha_{\text{вэк1}}$	$\alpha_{\text{вэк1}}$	$\alpha_{\text{взп1}}$
100	942,4	853,9						1224,2
200	1911,8	1714,9						2477,7
300	2908,3	2587					3684,4	3762
400	3991,2	3508				4973,4	5043,6	
500	5060,7	4429,7			6168,1	6301	6389,6	
600	6158,4	5372,7		7394,1	7501,5	7662,7	7770,2	

θ, °С	$H_{\Gamma}^0$ , кДж/кг ( $\alpha = 1$ )	$H_{\text{В}}^0$ , кДж/кг ( $\beta_{\text{В}} = 1$ )	$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1)H_{\text{В}}^0$ , кДж/кг					
			$\alpha_{\Gamma}$	$\alpha_{\text{пп}}$	$\alpha_{\text{вЭК2}}$	$\alpha_{\text{вЭК1}}$	$\alpha_{\text{вЭК1}}$	$\alpha_{\text{вЭП1}}$
700	7283,6	6334,3		8740,5	8867,2	9057,2		
800	8432,7	7310,6	9894,8	10114,1	10260,3			
900	9600,6	8303	11261,2	11510,3				
1000	10787	9306,4	12648,3	12927,5				
1100	11990,5	10386,5	14067,8	14379,4				
1200	13207,9	11353,3	15478,5	15819,1				
1300	14441,2	12394,4	16920,1	17292				
1400	15681,4	13443	18370					
1500	16932,9	14496,4	19832,2					
1600	18194	15558	21305,6					
1700	19465,6	16622,8	22790,2					
1800	20739,5	17689,1	24277,4					
1900	22020,9	18769	25774,7					
2000	23307,4	19850	27277,4					
2100	24603,4	20938,9	28791,1					
2200	25896,8	22025,7	30301,9					
2300	27199,4	23119,1	31823,2					

### П.3. ЭКОНОМИЧНОСТЬ РАБОТЫ ПАРОВОГО КОТЛА И РАСХОД ТОПЛИВА НА КОТЕЛ

#### П.3.1. Коэффициент полезного действия и потери теплоты

Коэффициент полезного действия проектируемого котла определяется методом обратного баланса:

$$\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \quad (\text{П.11})$$

где  $q_2$  – потеря теплоты с уходящими газами, %;  $q_3$  – потеря теплоты с химическим недожогом, %;  $q_4$  – потеря теплоты с механическим недожогом, %;  $q_5$  – потеря теплоты от наружного охлаждения, %;  $q_6$  – потеря теплоты с физическим теплом шлака, %.

Задача расчета сводится к определению тепловых потерь для парового котла. Потери теплоты с уходящими газами рассчитывается по следующей формуле:

$$q_2 = \frac{(H_{\text{yx}} - \alpha_{\text{yx}} H_{\text{хв}}^0) \cdot (100 - q_4)}{Q_{\text{н}}^{\text{p}}}, \quad (\text{П.12})$$

где  $H_{\text{yx}}$  – энтальпия уходящих газов, кДж/кг;  $\alpha_{\text{yx}}$  – коэффициент избытка воздуха уходящих газов,  $\alpha_{\text{yx}} = \alpha_{\text{взп1}}$ ;  $H_{\text{хв}}^0$  – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг;  $q_4$  – потеря теплоты с механическим недожогом, %;  $Q_{\text{н}}^{\text{p}}$  – низшая рабочая теплота сгорания сжигаемого топлива, кДж/кг.

Энтальпия уходящих газов определяется по табл. П.2 методом интерполяции по температуре уходящих газов  $\vartheta_{\text{yx}}$  и  $\alpha_{\text{взп1}}$ :

$$H_{\text{yx}} = f(\alpha_{\text{yx}}, \vartheta_{\text{yx}}) = 1850,9 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия холодного воздуха рассчитывается по табл. П.2 при температуре  $t_{\text{хв}}$  и  $\beta_{\text{в}} = 1$ :

$$H_{\text{хв}}^0 = f(\beta_{\text{в}}, t_{\text{хв}}) = 170,78 \text{ кДж/кг.}$$

Потери теплоты с механическим недожогом для низкорекреационного каменного угля составляют  $q_4 = 1,5$  %. Тогда потери с уходящими газами:

$$q_2 = \frac{(1850,9 - 1,33 \cdot 170,78) \cdot (100 - 1,5)}{25950} = 6,16 \text{ \%}.$$

Для твердого топлива принимаем потери теплоты с химическим недожогом  $q_3 = 0$  %. Потеря теплоты от наружного охлаждения определяется следующим образом:

$$q_5 = q_5^{\text{н}} \frac{D_{\text{ном}}}{D}, \quad (\text{П.13})$$

где  $q_5^{\text{н}}$  – номинальная потеря теплоты, %, определяемая при номинальной расчетной нагрузке  $D_{\text{ном}}$ ;  $D_{\text{ном}}$  – номинальная нагрузка котла по прототипу, кг/с;  $D$  – заданная нагрузка парового котла, кг/с.

Имеем:  $D = 430 \text{ т/ч} = 119,44 \text{ кг/с}$ ,  $D_{\text{ном}} = 420 \text{ т/ч} = 116,67 \text{ кг/с}$ . Тогда: номинальная потеря теплоты  $q_5^{\text{н}}$ :

$$q_5^{\text{н}} = \frac{(60 / D_{\text{ном}})^{0.5}}{\lg D_{\text{ном}}}, \quad (\text{П.14})$$

$$q_5^{\text{н}} = \frac{(60 / 116,67)^{0.5}}{\lg 116,67} = 0,347 \text{ \%};$$

потеря теплоты  $q_5$ :

$$q_5 = 0,347 \frac{116,67}{119,44} = 0,339 \text{ \%}.$$

Также определим коэффициент сохранения тепла, который учитывает потери от наружного охлаждения при определении количества тепла, отданного газами:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100} = 1 - \frac{0,339}{100} = 0,997. \quad (\text{П.15})$$

Потеря теплоты с физическим теплом шлака рассчитывается следующим образом:

$$q_6 = \frac{a_{\text{шл}} A^p (ct)_{\text{шл}}}{Q_{\text{н}}^p}, \quad (\text{П.16})$$

где  $a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{ун}} = 1 - 0,85 = 0,15$  – доля шлакоулавливания в топочной камере;  $A^p$  – зольность топлива на рабочую массу, %;  $(ct)_{\text{шл}}$  – энтальпия шлака, кДж/кг;  $Q_{\text{н}}^p$  – низшая рабочая теплота сгорания сжигаемого топлива, кДж/кг.

Теплоемкость шлака  $c_{\text{шл}}$  для топки с жидким шлакоудалением определяется по температуре жидкого шлака  $t_{\text{шл}} = t_3 + 100 = 1290 + 100 = 1390$  °С по формуле:

$$c_{\text{шл}} = 1,1 + \frac{0,2(t_{\text{шл}} - 1300)}{400}, \quad (\text{П.17})$$

$$c_{\text{шл}} = 1,1 + \frac{0,2(1390 - 1300)}{400} = 1,145 \text{ кДж/кг}.$$

Тогда потеря  $q_6$ :

$$q_6 = \frac{0,15 \cdot 17,4 \cdot (1,145 \cdot 1390)}{25950} = 0,16 \text{ \%}.$$

Следовательно, КПД:

$$\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = 100 - (6,16 + 0 + 1,5 + 0,339 + 0,16) = 91,84 \text{ \%}.$$

### П.3.2. Расход топлива на котел

Полный расход топлива на котел  $B$ , кг/с, определяется следующим образом:

$$B = \frac{D_{\text{пе}} (h_{\text{пе}} - \bar{t}_{\text{пв}}) + D_{\text{пр}} (h_{\text{пр}} - \bar{t}_{\text{пв}})}{Q_{\text{н}}^p \eta_{\text{ка}}^{\text{бр}}}, \quad (\text{П.18})$$



где  $D_{пе}$  – заданная производительность котла, кг/с;  $h_{пе}$  – энтальпия перегретого пара, кДж/кг;  $\bar{t}_{пв}$  – энтальпия питательной воды, кДж/кг;  $h_{пр}$  – энтальпия воды на линии насыщения при давлении в барабане парового котла, кДж/кг;  $D_{пр}$  – расход продувочной воды из барабана котла, кг/с;  $Q_n^p$  – низшая рабочая теплота сгорания сжигаемого топлива, кДж/кг;  $\eta_{ка}^{бр}$  – КПД котла, доли.

Энтальпии определяются по соответствующим температурам пара и воды и давлению в пароводяном тракте по /7/:

$$h_{пе} = f(P_{пе}, t_{пе}),$$

где  $P_{пе}$  – давление перегретого пара, МПа, принимаем по исходным данным;  $t_{пе}$  – температура перегретого пара, °С, принимаем по исходным данным.

$$h_{пе} = 3469,7 \text{ кДж/кг.}$$

$$\bar{t}_{пв} = c_b t_{пв},$$

где  $c_b$  – теплоемкость воды,  $c_b = 4,186 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{°С)}$ ;  $t_{пв}$  – температура питательной воды, °С, принимаем по исходным данным.

$$\bar{t}_{пв} = 4,186 \cdot 200 = 837,34 \text{ кДж/кг.}$$

$$h_{пр} = h'(t_s(P_6)),$$

где  $t_s$  – температура на линии насыщения, °С, при давлении  $P_6$ ;  $P_6 = 1,1 \cdot P_{пе} = 1,1 \cdot 13 = 14,3$  – давление в барабане парового котла, МПа;

$$h_{пр} = 1584,68 \text{ кДж/кг.}$$

Расход продувочной воды составляет  $D_{пр} = (0,5 \div 2)\% D_{пе}$ , примем  $D_{пр} = 2\% D_{пе} = 2,39 \text{ кг/с}$ . Тогда полный расход топлива:

$$B = \frac{119,44(3469,7 - 837,34) + 2,39(1584,68 - 837,34)}{25950 \cdot 0,9184} = 13,27 \text{ кг/с.}$$

Так как потеря  $q_4$  не равна нулю, необходимо определить значение расчетного расхода сгоревшего топлива  $B_p$ , кг/с, на основе которого будет определяться полный расход газов и воздуха в газоздушном тракте котла:

$$B_p = B \left( 1 - \frac{q_4}{100} \right), \quad (\text{П.19})$$

где  $B$  – полный расход топлива, кг/с;  $q_4$  – потеря теплоты с механическим недожогом, %.

$$B_p = 13,27 \left( 1 - \frac{1,5}{100} \right) = 13,07 \text{ кг/с.}$$

## П.4. ВЫБОР И РАСЧЕТ СИСТЕМ ПЫЛЕПРИГОТОВЛЕНИЯ И ГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

### П.4.1. Тепловой расчет сушильно-мельничной системы

#### П.4.1.1. Выбор сушильного агента и его температуры

Целью расчета сушильно-мельничной системы является выбор типа пылесистемы, сушильного агента, мельничного и горелочного устройств.

Для заданного котла и топлива выбираем пылесистему с прямым вдуванием. Так как у топлива выход летучих и влажность меньше 25 % ( $V^r = 22 < 25$  %,  $W^p = 6 < 25$  %), выбираем воздушную сушку топлива. Температуру сушильного агента за мельницей принимаем:  $t_{2M} = 130$  °С (табл. 2.1.2).

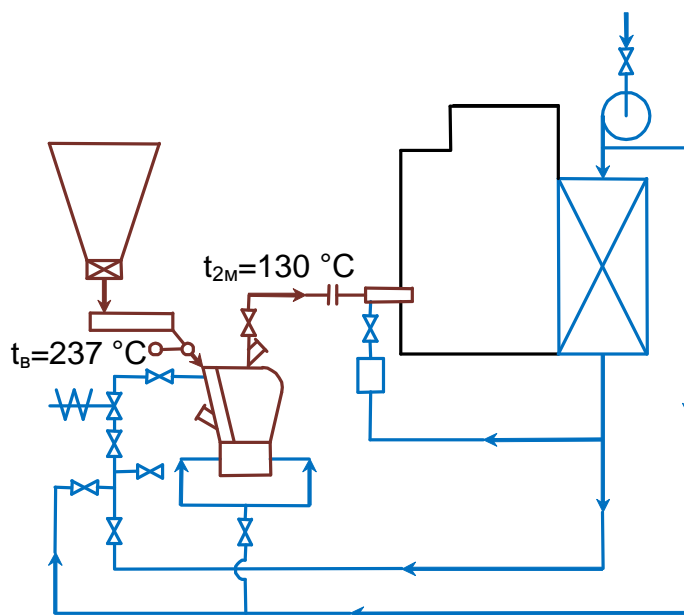


Рис. П.3 – Индивидуальная система пылеприготовления с прямым вдуванием и воздушной сушкой топлива

#### П.4.1.2. Выбор мельничного устройства

Для каменного угля с коэффициентом размолоспособности  $K_{до} = 1,1$  выбираем молотковую мельницу (ММ) (табл. 2.1.3). Так как выбрана молотковая мельница, на котле будет установлено 4 индивидуальных системы пылеприготовления. При этом производительность одной мельницы, кг/с:

$$B_M = K_{зап} \frac{B}{n_M}, \quad (\text{П.20})$$

где  $K_{\text{зап}}$  – коэффициент запаса, при установке 4 мельниц принимается  $K_{\text{зап}} = 1,1$ ;  $B$  – полный расход топлива на котел, кг/с;  $n_m$  – количество мельниц, шт.

$$B_m = 1,1 \frac{13,27}{4} = 3,65 \text{ кг/с.}$$

Определив производительность одной мельницы, выбираем тип мельничного устройства: ММТ 1500/2510/740 с производительностью  $B'_m = 8,5$  кг/с.

#### П.4.1.3. Выбор горелочного устройства

Так как у заданного вида топлива выход летучих  $V^r < 25$  %, выбираем вихревую двухулиточную горелку. Для выбранного типа горелки коэффициент избытка воздуха в горелке  $\alpha_r = 1,05$ , коэффициент подачи пылевоздушной смеси  $\alpha_1 = 0,225$ .

### П.4.2. Тепловой баланс сушильно-мельничной системы

Целью данного расчета является определение температуры первичного воздуха  $t_b$ , °С, подаваемого на сушку топлива в мельницу.

Приходные статьи баланса:

$$q_{\text{прих}} = q_b + q_{\text{мех}} + q_{\text{прс}}, \quad (\text{П.21})$$

где  $q_b$  – физическое тепло, вносимое с воздухом, кДж/кг;  $q_{\text{мех}}$  – тепло, выделяющееся в результате работы размалывающих органов, кДж/кг;  $q_{\text{прс}}$  – физическое тепло присосов холодного воздуха, кДж/кг.

Физическое тепло, вносимое с воздухом:

$$q_b = g_b c_b t_b, \quad (\text{П.22})$$

где  $g_b$  – количество воздуха, подаваемого в сушильно-мельничную систему, кг/кг;  $c_b$  – теплоемкость воздуха, принимается по температуре горячего воздуха (табл. 2.1.7),  $c_b = 1,0589$  кДж/(кг·°С);  $t_b$  – температура воздуха, подаваемого в сушильно-мельничную систему (неизвестная величина), °С.

Количество воздуха:

$$g_b = V_b^0 \alpha_1 \rho_b, \quad (\text{П.23})$$

где  $V_b^0$  – теоретически необходимое количество воздуха на 1 кг топлива,  $\text{нм}^3/\text{кг}$ ;  $\alpha_1$  – коэффициент подачи пылевоздушной смеси;  $\rho_b = 1,29$   $\text{кг}/\text{нм}^3$  – плотность воздуха.

Тогда

$$g_b = 6,47 \cdot 0,225 \cdot 1,29 = 1,88 \text{ кг/кг,}$$

$$q_b = 1,88 \cdot 1,0589 \cdot t_b = 1,99 \cdot t_b.$$

Тепло, выделяющееся в результате работы размалывающих органов:

$$q_{\text{мех}} = K_{\text{мех}} \mathcal{E}_{\text{разм}}, \quad (\text{П.24})$$

где  $K_{\text{мех}}$  – коэффициент, учитывающий долю энергии, переходящей в тепло в процессе размола, для ММ принимаем  $K_{\text{мех}} = 0,8$ ;  $\mathcal{E}_{\text{разм}}$  – удельный расход энергии на размол, принимаем  $\mathcal{E}_{\text{разм}} = 60$  кДж/кг (табл. 2.1.8).

$$q_{\text{мех}} = 0,8 \cdot 60 = 48 \text{ кДж/кг.}$$

Физическое тепло присосов холодного воздуха:

$$q_{\text{прс}} = K_{\text{прс}} g_{\text{в}} c_{\text{хв}} t_{\text{хв}}, \quad (\text{П.25})$$

где  $K_{\text{прс}}$  – коэффициент присоса, для схемы с прямым вдуванием принимаем  $K_{\text{прс}} = 0,24$ ;  $g_{\text{в}}$  – количество воздуха, подаваемого в сушильно-мельничную систему, кг/кг;  $c_{\text{хв}}$  – теплоемкость холодного воздуха, определяем по температуре холодного воздуха  $t_{\text{хв}}$  (табл. 2.1.7):  $c_{\text{хв}} = 1,0049$  кДж/(кг·°С);  $t_{\text{хв}}$  – температура холодного воздуха, °С.

$$q_{\text{прс}} = 0,24 \cdot 1,88 \cdot 1,0049 \cdot 20 = 9,068 \text{ кДж/кг.}$$

Тогда приходные статьи баланса по формуле (П.21):

$$q_{\text{прих}} = 1,99 \cdot t_{\text{в}} + 48 + 9,068 = 1,99 \cdot t_{\text{в}} + 57,068 \text{ кДж/кг.}$$

Расходные статьи теплового баланса:

$$q_{\text{расх}} = q_{\text{исп}} + q_{\text{в}}'' + q_{\text{тл}} + q_5, \quad (\text{П.26})$$

где  $q_{\text{исп}}$  – тепло, затрачиваемое на испарение влаги, кДж/кг;  $q_{\text{в}}''$  – тепло, уносимое из установки сушильным агентом, кДж/кг;  $q_{\text{тл}}$  – тепло, затрачиваемое на подогрев топлива, кДж/кг;  $q_5$  – потери тепла от охлаждения установки в окружающую среду, кДж/кг.

Тепло, затрачиваемое на испарение влаги:

$$q_{\text{исп}} = \Delta W (2500 + 1,9t_2 - 4,19t_{\text{тл}}), \quad (\text{П.27})$$

где  $\Delta W$  – количество испаренной влаги на 1 кг сырого топлива, кг/кг;  $t_2$  – температура сушильного агента в конце установки,  $t_2 = t_{2\text{м}} - 5 = 130 - 5 = 125$  °С;  $t_{\text{тл}}$  – температура сырого топлива,  $t_{\text{тл}} = t_{\text{хв}} = 20$  °С.

$$\Delta W = \frac{W^{\text{п}} - W^{\text{пл}}}{100 - W^{\text{пл}}}, \quad (\text{П.28})$$

где  $W^p$  – рабочая влажность топлива, %;  $W^{пл}$  – влажность угольной пыли, %,  $W^{пл} = 2$  %.

$$\Delta W = \frac{6 - 2}{100 - 2} = 0,041 \text{ кг/кг},$$

$$q_{исп} = 0,041(2500 + 1,9 \cdot 125 - 4,19 \cdot 20) = 108,8 \text{ кДж/кг}.$$

Тепло, уносимое из установки с сушильным агентом:

$$q_B'' = (1 + K_{прс}) g_B c_B t_2, \quad (\text{П.29})$$

где  $K_{прс}$  – коэффициент присоса;  $g_B$  – количество воздуха, подаваемого в сушильно-мельничную систему, кг/кг;  $c_B$  – теплоемкость воздуха, кДж/(кг·°C), принимаем по (табл. 2.1.7) при температуре  $t_2$ :  $c_B = 1,0139$  кДж/(кг·°C);  $t_2$  – температура сушильного агента в конце установки, °C;

$$q_B'' = (1 + 0,24) \cdot 1,88 \cdot 1,0139 \cdot 125 = 295,45 \text{ кДж/кг}.$$

Тепло, затрачиваемое на подогрев топлива:

$$q_{тл} = \frac{100 - W^p}{100} \left( c_{тл}^c + \frac{W^{пл} \cdot 4,19}{100 - W^{пл}} \right) \cdot (t_{2м} - t_{тл}), \quad (\text{П.30})$$

где  $W^p$  – рабочая влажность топлива, %;  $c_{тл}^c$  – теплоемкость сухой массы топлива, для каменных углей  $c_{тл}^c = 1,1$  кДж/(кг·°C);  $W^{пл}$  – влажность угольной пыли, %;  $t_{2м}$  – температура угольной пыли в конце установки, °C, принимаем  $t_{2м} = t_2$ ;  $t_{тл}$  – температура сырого топлива, °C.

$$q_{тл} = \frac{100 - 6}{100} \left( 1,1 + \frac{2 \cdot 4,19}{100 - 2} \right) \cdot (125 - 20) = 117,01 \text{ кДж/кг}.$$

Потери тепла от охлаждения установки в окружающую среду:

$$q_5 = \frac{Q_5^{\text{общ}}}{B_M}, \quad (\text{П.31})$$

где  $Q_5^{\text{общ}}$  – часовая потеря тепла на охлаждение установки, принимаем  $Q_5^{\text{общ}} = 25$  кВт (табл. 2.1.9);  $B_M$  – производительность одной мельницы, кг/с.

$$q_5 = \frac{25}{3,65} = 6,85 \text{ кДж/кг}.$$

Тогда расходные статьи баланса по формуле (П.26):

$$q_{\text{расх}} = 108,8 + 295,45 + 117,01 + 6,85 = 528,11 \text{ кДж/кг.}$$

Определив приходные и расходные статьи теплового баланса, найдем температуру воздуха  $t_b$ , составив баланс:

$$\begin{aligned} 1,99t_b + 57,07 &= 528,11, \\ t_b &= 237 \text{ }^\circ\text{C.} \end{aligned}$$

Так как температура воздуха, подаваемого в сушильно-мельничную систему, меньше температуры горячего воздуха на выходе из воздухоподогревателя, необходимо добавлять холодный воздух.

### П.4.3. Пересчет производительности углеразмольных мельниц

Так как для мельничного устройства указана производительность при размоле эталонного топлива, возникает необходимость пересчитать производительность мельницы для заданного угля. Пересчет размольной производительности для молотковой мельницы выполняется по следующей формуле, т/ч:

$$B'' = B'_M \frac{K_{\text{ло}} \Pi''_{\text{вл1}} \Pi''_{\text{вл2}} \sqrt{\ln \frac{100}{R'_{90}}}}{K_{\text{ло}} \Pi'_{\text{вл1}} \Pi'_{\text{вл2}} \sqrt{\ln \frac{100}{R''_{90}}}}, \quad (\text{П.32})$$

где  $B''$  - производительность мельницы на рассчитываемом топливе, кг/с;  $B'_M$  - производительность мельницы на эталонном топливе, кг/с;  $\Pi_{\text{вл1}}$ ,  $\Pi_{\text{вл2}}$  - поправочные коэффициенты, учитывающие влияние влажности топлива на его размолоспособность;  $K_{\text{ло}}$  - коэффициент размолоспособности;  $R'_{90}$ ,  $R''_{90}$  - остаток на сите с ячейкой 90×90 мкм, %.

Значение поправочного коэффициента  $\Pi_{\text{вл1}}$  рассчитывается по следующей зависимости:

$$\Pi_{\text{вл1}} = \frac{K^2 - (W^{\text{cp}})^2}{K^2 - (W^{\text{cp}})^2}, \quad (\text{П.33})$$

где  $K$  - константа, характеризующая максимальную влажность топлива;  $W^{\text{cp}}$  - средняя влажность размалываемого топлива для каменных углей, %.

$$K = 4 + 1,07 \cdot W^{\text{cp}}, \quad (\text{П.34})$$

$$W^{\text{cp}} = \frac{W^{\text{p}} + 6 \cdot W^{\text{пл}}}{7}, \quad (\text{П.35})$$

где  $W^P$  – влажность топлива на рабочую массу, %;  $W^{пл}$  – влажность угольной пыли, %.

Характеристики эталонного топлива:  $W^P = 33$  %,  $K'_{ло} = 1,7$ ,  $R'_{90} = 55$  %,  $W^{пл} = 8$  %.

Характеристики заданного топлива, кроме имеющихся:  $R''_{90} = 20$  %,  $W^{пл} = 2$  %.

Тогда для эталонного топлива

$$W^{cp} = \frac{33 + 6 \cdot 8}{7} = 11,57 \text{ \%},$$

$$K' = 4 + 1,07 \cdot 11,57 = 16,38,$$

$$\Pi'_{вл1} = \frac{16,38^2 - (11,57)^2}{16,38^2 - (8)^2} = 0,658.$$

Для заданного топлива

$$W^{cp} = \frac{6 + 6 \cdot 2}{7} = 2,57 \text{ \%},$$

$$K'' = 4 + 1,07 \cdot 2,57 = 6,75,$$

$$\Pi''_{вл1} = \frac{6,75^2 - (2,57)^2}{6,75^2 - (2)^2} = 0,937.$$

Значение коэффициента  $\Pi_{вл2}$  определяется следующим образом:

$$\Pi_{вл2} = \frac{100 - W^{cp}}{100 - W^P}, \quad (\text{П.36})$$

где  $W^{cp}$  – средняя влажность размалываемого топлива для каменных углей, %;  $W^P$  – влажность топлива на рабочую массу, %.

Для эталонного топлива

$$\Pi'_{вл2} = \frac{100 - 11,57}{100 - 33} = 1,319.$$

Для заданного топлива

$$\Pi''_{вл2} = \frac{100 - 2,57}{100 - 6} = 1,036.$$

Тогда размольная производительность мельницы:

$$B'' = 8,5 \frac{1,1 \cdot 0,94 \cdot 1,036 \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{55}}}{1,7 \cdot 0,66 \cdot 1,32 \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{20}}} = 3,747 \text{ кг/с.}$$

Полученная производительность превышает производительность 1 мельницы  $B_m$ , следовательно, выбранная мельница подходит. Далее необходимо найти сушильную производительность мельницы  $B_c$ , кг/с:

$$B_c = \frac{V_{\text{мв}} \beta}{g_{\text{са}} (0,774 + 0,786 K_{\text{прс}} + 0,00125 d'_{\text{см}} + 1,245 \Delta W)}, \quad (\text{П.37})$$

где  $V_{\text{мв}}$  – производительность мельничного вентилятора, м<sup>3</sup>/с;  $\beta$  – поправочный коэффициент на барометрическое давление и температуры аэросмеси за мельницей;  $g_{\text{са}}$  – расход сушильного агента, кг/кг,  $g_{\text{са}} = g_{\text{в}}$ ;  $K_{\text{прс}}$  – коэффициент присоса;  $d'_{\text{см}}$  – влагосодержание сушильного агента на входе в мельницу,  $d'_{\text{см}} = d'_{\text{в}} = 10$  г/кг;  $\Delta W$  – количество испаренной влаги на 1 кг сырого топлива, кг/кг.

Коэффициент  $\beta$  определяется по формуле:

$$\beta = \frac{273 \cdot \left( B - \frac{S'_{\text{мв}}}{13,6} \right)}{(273 + t'_{\text{мв}}) \cdot 760}, \quad (\text{П.38})$$

где  $B = 760$  мм. рт. ст. – барометрическое давление;  $S'_{\text{мв}}$  – разрежение перед мельничным вентилятором, примем  $S'_{\text{мв}} = 160$  мм. вод. ст.;  $t'_{\text{мв}}$  – температура аэросмеси на входе в мельничный вентилятор, °С, принимаем  $t'_{\text{мв}} = t_{2\text{м}}$ .

$$\beta = \frac{273 \cdot \left( 760 - \frac{160}{13,6} \right)}{(273 + 130) \cdot 760} = 0,67.$$

Производительность мельничного вентилятора:

$$V_{\text{мв}} = \left[ \frac{(1 + K_{\text{прс}}) g_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}} + \frac{\Delta W}{\rho_{\text{вп}}} \right] \cdot \left( \frac{273 + t'_{\text{мв}}}{273} \right) \cdot B_m, \quad (\text{П.39})$$

где  $K_{\text{прс}}$  – коэффициент присоса;  $g_{\text{в}}$  – количество воздуха, подаваемого в сушильно-мельничную систему, кг/кг;  $\rho_{\text{в}} = 1,29$  кг/нм<sup>3</sup> – плотность воздуха;  $\Delta W$  – количество испаренной влаги на 1 кг сырого топлива, кг/кг;  $\rho_{\text{вп}} = 0,804$  кг/нм<sup>3</sup> – плотность водяных паров;  $t'_{\text{мв}}$  – температура аэросмеси на входе в мельничный вентилятор, °С;  $B_m$  – производительность одной мельницы, кг/с:

$$V_{\text{мв}} = \left[ \frac{(1 + 0,24) \cdot 1,88}{1,29} + \frac{0,041}{0,804} \right] \cdot \left( \frac{273 + 130}{273} \right) \cdot 3,65 = 10 \text{ м}^3/\text{с}.$$



Тогда сушильная производительность

$$B_c = \frac{10 \cdot 0,67}{1,88 \cdot (0,774 + 0,786 \cdot 0,24 + 0,00125 \cdot 10 + 1,245 \cdot 0,041)} = 3,473 \text{ кг/с.}$$

Сушильная производительность меньше производительности одной мельницы, поэтому, чтобы высушить топливо до необходимых значений влажности, между питателем сырого угля и мельницей будет устанавливаться труба-сушилка.

#### П.4.4. Расчет горелочных устройств

##### П.4.4.1. Выбор типоразмера горелочного устройства и компоновки топки

Как уже было сказано ранее, выбрана вихревая двухулиточная горелка. Количество горелок на котле будет составлять  $z_r = 8$  шт, количество ярусов горелок  $z_y = 1$ . Тепловая нагрузка одной горелки  $Q_r = 60$  МВт, скорость пылевоздушной смеси  $W_1 = 25$  м/с, скорость вторичного воздуха  $W_2 = 30$  м/с.

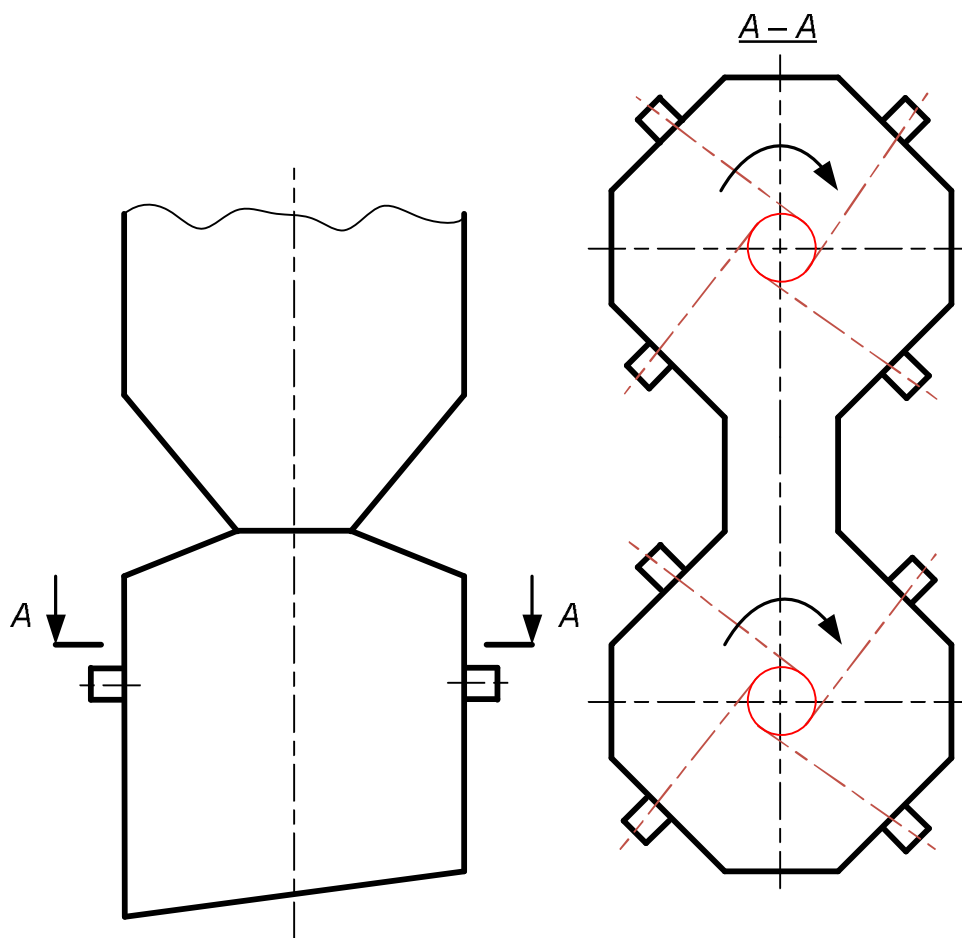


Рис. П.4 – Тангенсальное расположение вихревых двухулиточных горелок

#### П.4.4.2. Расчет проходных сечений

Проходное сечение канала первичной смеси,  $m^2$ , рассчитывается по формуле:

$$F_1 = \frac{V_1}{W_1}, \quad (\text{П.40})$$

где  $W_1$  – скорость пылевоздушной смеси, м/с;  $V_1$  – расход первичной пылевоздушной смеси через одну горелку,  $m^3/c$ , определяемый как

$$V_1 = \frac{B_p}{z_r} \cdot \left( \frac{g_b(1 + K_{\text{прс}})}{\rho_b} + \frac{\Delta W}{\rho_{\text{вп}}} \right) \cdot \frac{273 + t_2}{273}, \quad (\text{П.41})$$

где  $B_p$  – расход топлива на котел, кг/с;  $z_r$  – количество горелок на котле, шт;  $g_b$  – количество воздуха, подаваемого в сушильно-мельничную систему, кг/кг;  $K_{\text{прс}}$  – коэффициент присоса;  $\rho_b = 1,29$  кг/м<sup>3</sup> – плотность воздуха;  $\Delta W$  – количество испаренной влаги на 1 кг сырого топлива, кг/кг;  $\rho_{\text{вп}} = 0,804$  кг/м<sup>3</sup> – плотность водяных паров;  $t_2$  – температура пылевоздушной смеси перед горелками, принимаем  $t_2 = 125$  °С.

$$V_1 = \frac{13,07}{8} \cdot \left( \frac{1,88 \cdot (1 + 0,24)}{1,29} + \frac{0,041}{0,804} \right) \cdot \frac{273 + 125}{273} = 4,442 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

$$F_1 = \frac{4,442}{25} = 0,178 \text{ м}^2.$$

Проходное сечение для канала вторичного воздуха,  $m^2$ :

$$F_2 = \frac{V_2}{W_2}, \quad (\text{П.42})$$

где  $V_2$  – расход вторичного воздуха через горелку,  $m^3/c$ ;  $W_2$  – скорость вторичного воздуха, м/с.

$$V_2 = \frac{V_b^0 \alpha_2 B_p}{z_r} \cdot \left( \frac{273 + t_{\text{гв}}}{273} \right), \quad (\text{П.43})$$

где  $V_b^0$  – теоретически необходимое количество воздуха на 1 кг топлива, м<sup>3</sup>/кг;  $\alpha_2$  – коэффициент расхода вторичного воздуха,  $\alpha_2 = \alpha_r - \alpha_1 = 1,05 - 0,225 = 0,825$ ;  $B_p$  – расход топлива на котел, кг/с;  $z_r$  – количество горелок на котле, шт;  $t_{\text{гв}}$  – температура горячего воздуха, °С.

$$V_2 = \frac{6,47 \cdot 0,825 \cdot 13,07}{8} \cdot \left( \frac{273 + 360}{273} \right) = 20,22 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$F_2 = \frac{20,22}{30} = 0,674 \text{ м}^2.$$

#### П.4.4.3. Расчет конструктивных размеров

Для турбулентных горелок диаметры каналов подсчитываются следующим образом (рисунок П.5):

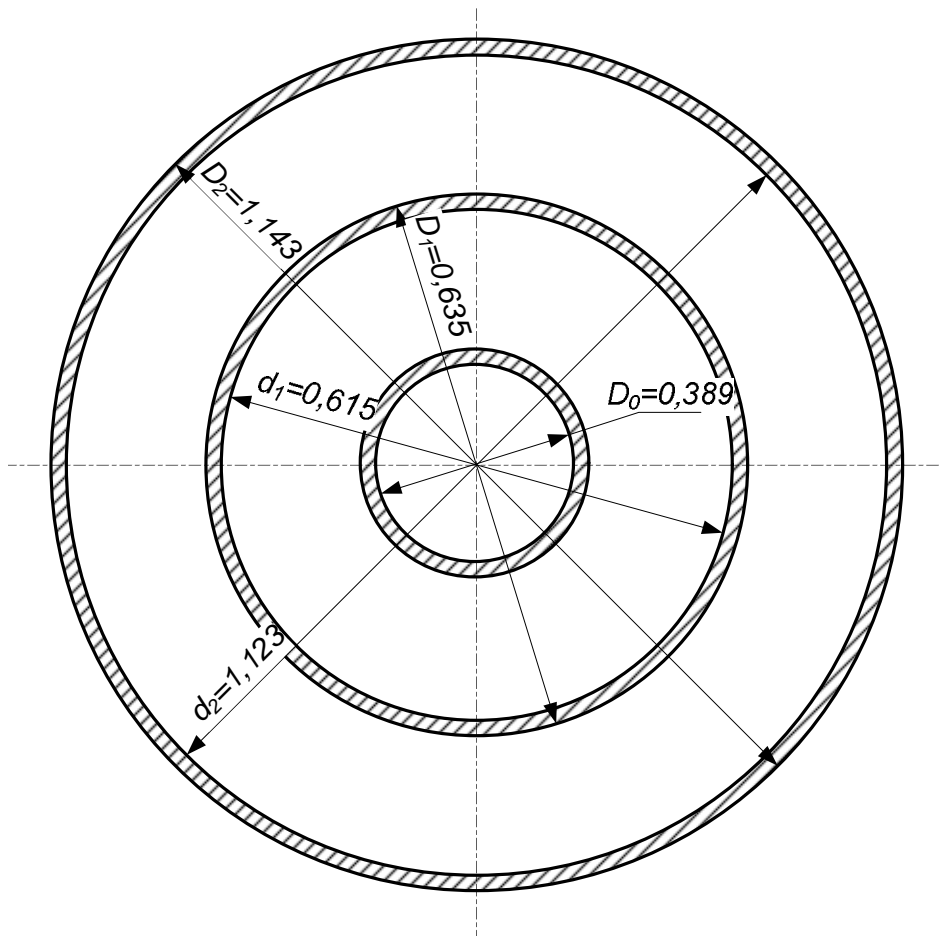


Рисунок П.5 – Конструктивные размеры горелки

Наружный диаметр центральной трубы:

$$D_0 = \sqrt{\frac{m^2}{1-m^2} \cdot \frac{4}{\pi} \cdot (F_1 + F_2)}, \quad (\text{П.44})$$

где  $m$  – коэффициент, для каменных углей  $m = 0,35$ ;  $F_1$  – проходное сечение канала первичной смеси,  $\text{м}^2$ ;  $F_2$  – проходное сечение для канала вторичного воздуха,  $\text{м}^2$ .

$$D_0 = \sqrt{\frac{0,35^2}{1 - 0,35^2} \cdot \frac{4}{\pi} \cdot (0,178 + 0,674)} = 0,389 \text{ м.}$$

Внутренний диаметр трубы пылевоздушной смеси:

$$d_1 = \sqrt{D_0^2 + \frac{4 \cdot F_1}{\pi}}, \quad (\text{П.45})$$

$$d_1 = \sqrt{0,389^2 + \frac{4 \cdot 0,178}{\pi}} = 0,615 \text{ м.}$$

Наружный диаметр трубы пылевоздушной смеси:

$$D_1 = d_1 + 2S, \quad (\text{П.46})$$

где  $S = 0,01$  м – толщина стенки трубы.

$$D_1 = 0,615 + 2 \cdot 0,01 = 0,635 \text{ м.}$$

Внутренний диаметр трубы вторичного воздуха:

$$d_2 = \sqrt{D_1^2 + \frac{4 \cdot F_2}{\pi}}, \quad (\text{П.47})$$

$$d_2 = \sqrt{0,635^2 + \frac{4 \cdot 0,674}{\pi}} = 1,123 \text{ м.}$$

Наружный диаметр трубы вторичного воздуха:

$$D_2 = d_2 + 2S = 1,123 + 2 \cdot 0,01 = 1,143 \text{ м.}$$

## П.5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТОПОЧНОЙ КАМЕРЫ

### П.5.1. Конструктивные и тепловые характеристики топочной камеры

Задача теплового и конструктивного расчета топочной камеры заключается в определении ее тепловосприятости, размеров необходимой лучевоспринимающей поверхности экранов и объема топки, обеспечивающих снижение температуры продуктов сгорания до заданной величины. По условию предотвращения шлакования поверхностей нагрева котла, расположенных на выходе из топки, желательно обеспечить значение температуры газов на выходе из топки ниже температуры начала деформации золы.

Сначала с чертежа типового котла снимем размеры топочной камеры (рис. П.6), м:

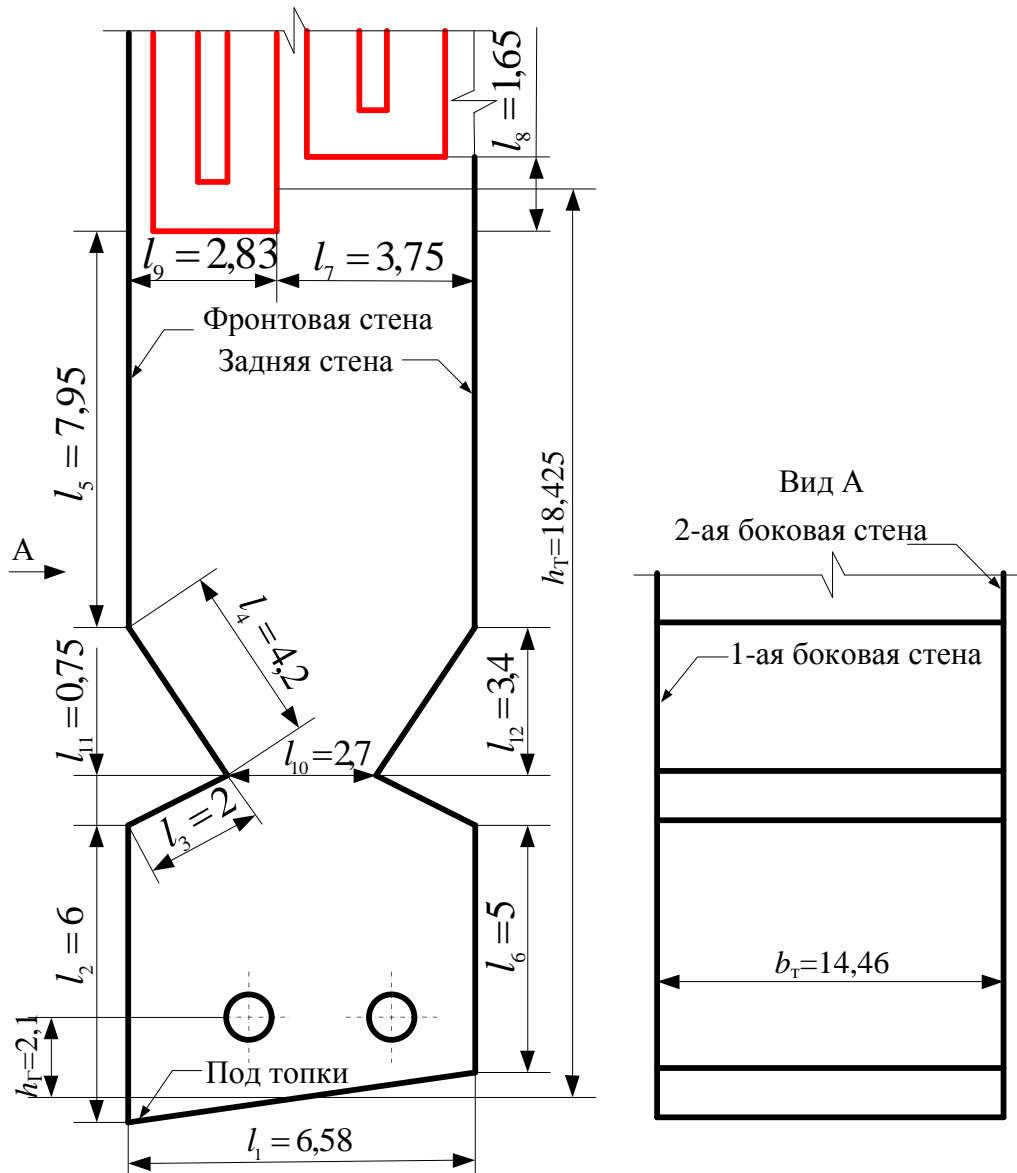


Рис. П.6 – Конструктивные размеры топочной камеры

$l_1 = 6,58$ ,  $l_2 = 6$ ,  $l_3 = 2$ ,  $l_4 = 4,2$ ,  $l_5 = 7,95$ ,  $l_6 = 5$ ,  $l_7 = 3,75$ ,  $l_8 = 1,65$ ,  $l_9 = 2,83$ ,  $l_{10} = 2,7$ ,  $l_{11} = 0,75$ ,  $l_{12} = 3,4$ ,  $b_1 = 14,46$ .

Полная площадь поверхности стен топки  $F_{ст}$ ,  $m^2$ , вычисляется как сумма плоскостей, ограничивающих объем топочной камеры:

$$F_{ст} = F_{фр.ст} + 2F_{бок.ст} + F_{зад.ст} + F_{в.ок}, \quad (\text{П.48})$$

где  $F_{фр.ст}$  – площадь поверхности фронтальной стены топки,  $m^2$ ;  $F_{бок.ст}$  – площадь поверхности боковой стены топки,  $m^2$ ;  $F_{зад.ст}$  – площадь поверхности задней стены топки,  $m^2$ ;  $F_{в.ок}$  – площадь поверхности выходного окна топки, образованного плоскостью нижнего торца ширм,  $m^2$ .

Площадь поверхности фронтальной стены топки:

$$F_{\text{фр.ст}} = (l_2 + l_3 + l_4 + l_5) \cdot b_{\text{т}} = 291,369 \text{ м}^2.$$

Для расчета площади боковой стены разобьем боковую стену топочной камеры на несколько участков и, посчитав площадь каждого из них, суммируем эти площади.

$$\begin{aligned} F_1 &= l_7 \cdot l_8 = 6,19 \text{ м}^2, \\ F_2 &= l_1(l_2 - l_6) \frac{1}{2} = 3,29 \text{ м}^2, \\ F_3 &= l_6 \cdot l_1 = 32,9 \text{ м}^2, \\ F_4 &= \frac{l_1 + l_{10}}{2} l_{11} = 3,48 \text{ м}^2, \\ F_5 &= \frac{l_1 + l_{10}}{2} l_{12} = 15,78 \text{ м}^2, \\ F_6 &= l_1 \cdot l_5 = 52,31 \text{ м}^2, \\ F_{\text{бок.ст}} &= F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6 = 113,94 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Площадь поверхности задней стены топки:

$$F_{\text{зад.ст}} = (l_6 + l_3 + l_4 + l_5 + l_8) b_{\text{т}} = 300,77 \text{ м}^2.$$

Площадь поверхности выходного окна топки:

$$F_{\text{в.ок}} = (l_9 + l_8 + l_7) b_{\text{т}} = 119,01 \text{ м}^2.$$

Тогда полная площадь поверхности стен топки:

$$F_{\text{ст}} = 291,37 + 2 \cdot 113,94 + 300,77 + 119,01 = 939,03 \text{ м}^2.$$

Объем топочной камеры,  $\text{м}^3$ , определяется по уравнению:

$$V_{\text{т}} = F_{\text{бок.ст}} \cdot b_{\text{т}}, \quad (\text{П.49})$$

где  $F_{\text{бок.ст}}$  – площадь поверхности боковых стен топки,  $\text{м}^2$ ;  $b_{\text{т}}$  – ширина топочной камеры,  $\text{м}$ .

$$V_{\text{т}} = 939,03 \cdot 14,46 = 1647,64.$$

Расчетное теплонапряжение топочного объема,  $\text{кВт}/\text{м}^3$ :

$$q_{\text{в}} = \frac{B_{\text{п}} Q_{\text{н}}^{\text{п}}}{V_{\text{т}}}, \quad (\text{П.50})$$

где  $B_p$  – расход топлива на котел, кг/с;  $Q_n^p$  – низшая рабочая теплота сгорания сжигаемого топлива, кДж/кг;  $V_T$  – объем топочной камеры, м<sup>3</sup>.

$$q_v = \frac{13,07 \cdot 25950}{1647,64} = 205,85.$$

Эффективная толщина излучающего слоя топки, м:

$$s_T = 3,6 \frac{V_T}{F_{ст}}, \quad (\text{П.51})$$

где  $V_T$  – объем топочной камеры, м<sup>3</sup>;  $F_{ст}$  – полная площадь поверхности стен топки, м<sup>2</sup>.

$$s_T = 3,6 \frac{1647,64}{939,03} = 6,32.$$

### П.5.2. Расчет теплообмена в топке

Задачей расчета теплообмена в топке является определение тепловосприятия экранов топки  $Q_{л}$  и температуры газов на выходе из нее  $\vartheta_T''$ . В основу расчета положена методика последовательного приближения. Согласно этой методике необходимо предварительно задаться значением температуры газов на выходе из топки. Примем  $\vartheta_T'' = 1244,6$  °С.

Полезное тепловыделение в топочной камере  $Q_T$ , кДж/кг, складывается из теплоты сгорания топлива, а также теплоты горячего воздуха  $Q_B$ , поступающего в топку:

$$Q_T = Q_n^p \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_B, \quad (\text{П.52})$$

где  $Q_n^p$  – низшая рабочая теплота сгорания топлива, кДж/кг;  $q_3$  – потеря теплоты с химическим недожогом, %;  $q_4$  – потеря теплоты с механическим недожогом, %;  $q_6$  – потеря теплоты с теплом шлака, %;  $Q_B$  – теплота поступающего в топку горячего воздуха, кДж/кг.

Теплота поступающего в топочную камеру воздуха рассчитывается по формуле:

$$Q_B = \beta_{гв} H_{гв}^0 + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{пл}) H_{хв}^0, \quad (\text{П.53})$$

где  $\beta_{гв}$  – относительный избыток воздуха;  $H_{гв}^0$  – энтальпия горячего воздуха после воздухоподогревателя, кДж/кг;  $\Delta\alpha_T = 0,06$  – присосы воздуха в топочную камеру;  $\Delta\alpha_{пл} = 0,04$  – присосы воздуха в пылесистему;  $H_{хв}^0$  – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг.

Энтальпии горячего и холодного воздуха определяются по температурам  $t_{гв}$  и  $t_{хв}$  по табл. П.2 при  $\beta_{в} = 1$ :  $H_{гв}^0 = 3139,6$  кДж/кг,  $H_{хв}^0 = 170,78$  кДж/кг.

Относительный избыток воздуха

$$\beta_{гв} = \alpha_{т} - \Delta\alpha_{т} - \Delta\alpha_{пл}, \quad (\text{П.54})$$

где  $\alpha_{т}$  – коэффициент избытка воздуха в топке.

$$\begin{aligned} \beta_{гв} &= 1,2 - 0,06 - 0,04 = 1,1, \\ Q_{в} &= 1,1 \cdot 3139,6 + (0,06 + 0,04) \cdot 170,78 = 3470,64 \text{ кДж/кг}, \\ Q_{т} &= 25950 \frac{100 - 0 - 1,5 - 0,16}{100 - 1,5} + 3470,64 = 29378,49 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Значению  $Q_{т}$  соответствует теоретическая (адиабатная) температура продуктов сгорания в топке  $\vartheta_{а}$ , °С. Найдем ее методом обратной интерполяции в зоне высоких температур газов данных из табл. П.2 при значении  $\alpha_{т}$  и принимая энтальпию  $H_{а} = Q_{т}$ :  $\vartheta_{а} = 2138,9$  °С=2411,9 К.

Основной радиационной характеристикой продуктов сгорания служит критерий поглощательной способности (критерий Бугера):

$$Bu = kps_{т}, \quad (\text{П.55})$$

где  $k$  – коэффициент поглощения топочной среды, 1/(м·МПа);  $p = 0,1$  – давление в топочной камере, МПа;  $s_{т}$  – эффективная толщина излучающего слоя топочной камеры, м.

Коэффициент поглощения топочной среды при сжигании твердых топлив определяется по формуле:

$$k = k_{г} r_{п} + k_{зл} \mu_{зл} + k_{к}, \quad (\text{П.56})$$

где  $k_{г}$  – коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания, 1/(м·МПа);  $r_{п}$  – объемная доля трехатомных газов (принимается по табл. П.1 для  $\alpha_{т}$ );  $k_{зл}$  – коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы, 1/(м·МПа);  $\mu_{зл}$  – концентрация золовых частиц в топочной камере;  $k_{к}$  – коэффициент ослабления лучей частицами горящего кокса, для низкорреакционных топлив принимаем  $k_{к} = 1$  1/(м·МПа).

Коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания:

$$k_{г} = \left( \frac{7,8 + 16r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{r_{п} s_{т}}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \frac{T_{т}''}{1000} \right), \quad (\text{П.57})$$

где  $r_{\text{H}_2\text{O}}$  – объемная доля водяных паров;  $r_{п}$  – суммарная доля трехатомных газов в продуктах сгорания;  $s_{т}$  – эффективная толщина излучающего слоя топки, м;



$T_T'' = \vartheta_T'' + 273 = 1244,6 + 273 = 1517,6$  К – абсолютная температура газов на выходе из топки.

$$k_r = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,071}{\sqrt{0,219 \cdot 6,32}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \frac{1517,6}{1000} \right) = 2,892 \text{ 1/(м·МПа)}.$$

Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы:

$$k_{зл} = \frac{43\rho_r}{(T_T'' d_{зл})^{0,67}}, \quad (\text{П.58})$$

где  $\rho_r = 1300 \text{ г/м}^3$  – плотность дымовых газов при атмосферном давлении;  $T_T''$  – абсолютная температура газов на выходе из топки, К;  $d_{зл}$  – эффективный диаметр золовых частиц, для молотковых мельниц  $d_{зл} = 16$  мкм.

$$k_{зл} = \frac{43 \cdot 1300}{(1517,6 \cdot 16)^{0,67}} = 64,46 \text{ 1/(м·МПа)}.$$

Тогда коэффициент поглощения топочной средой по уравнению (П.56):

$$k = 2,892 \cdot 0,219 + 64,46 \cdot 0,0127 + 1 = 2,45 \text{ 1/(м·МПа)}.$$

Критерий Бугера по (П.55):

$$Bu = 2,45 \cdot 0,1 \cdot 6,32 = 1,55.$$

По найденному значению  $Bu$  определяем эффективное значение критерия Бугера  $B\tilde{u}$ :

$$B\tilde{u} = 1,6 \ln \left( \frac{1,4Bu^2 + Bu + 2}{1,4Bu^2 - Bu + 2} \right), \quad (\text{П.59})$$

$$B\tilde{u} = 1,6 \ln \left( \frac{1,4 \cdot 1,53^2 + 1,53 + 2}{1,4 \cdot 1,53^2 - 1,53 + 2} \right) = 0,95.$$

Изменение положения ядра факела в топке существенно сказывается на температуре в ее верхней части. Для учета положения пылеугольного факела в камерной топке вводится эмпирический параметр  $M$ , который для низкорекреационных топлив считается по формуле:

$$M = 0,56 - 0,5X_T, \quad (\text{П.60})$$

где  $X_T$  – параметр, характеризующий относительную высоту положения зоны максимальных температур в топке.

$$X_T = \frac{h_T}{h_t}, \quad (\text{П.61})$$

где  $h_T$  – высота размещения горелок от пода топки;  $h_t$  – расчетная высота заполняющего топку факела от низа топки до середины выходного газового окна.

Высота размещения горелок  $h_T = 2,1$  м (рис. П.6), высота факела  $h_t = l_6 + l_{11} + l_{12} + l_5 + \frac{l_8}{2} + \frac{l_2 - l_6}{2} = 18,425$  м.

Тогда по (П.60) и (П.61)

$$X_T = \frac{2,1}{18,425} = 0,114,$$

$$M = 0,56 - 0,5 \cdot 0,114 = 0,503.$$

Коэффициент тепловой эффективности экрана:

$$\psi = \xi \cdot x, \quad (\text{П.62})$$

где  $\xi$  – условный коэффициент загрязнения;  $x$  – угловой коэффициент экрана.

Угловой коэффициент экрана  $x$  определяется по формуле

$$x = 1 - 0,2 \left( \frac{s}{d} - 1 \right), \quad (\text{П.63})$$

где  $s/d$  – относительный шаг труб настенного экрана.

Шаг между трубами  $s = (1,01 \div 1,05)d_n$ , примем  $s = 1,02d_n$ , диаметр труб  $d_n = 0,08$  м. Тогда угловой коэффициент равен

$$x = 1 - 0,2(1,02 - 1) = 0,996.$$

Так как стены топки закрыты экранами с разными коэффициентами загрязнения  $\xi$ , то необходимо определить среднее значение коэффициента тепловой эффективности

$$\psi_{\text{ср}} = \frac{\psi_{\text{кг}} F_{\text{кг}} + \psi_{\text{экр}} F_{\text{экр}} + \psi_{\text{в.ок}} F_{\text{в.ок}}}{F_{\text{кг}} + F_{\text{экр}} + F_{\text{в.ок}}}, \quad (\text{П.64})$$

где  $\psi_{\text{кг}}$  – коэффициент тепловой эффективности камеры горения;  $F_{\text{кг}}$  – площадь камеры горения, м<sup>2</sup>;  $\psi_{\text{экр}}$  – коэффициент тепловой эффективности камеры охлаждения;  $F_{\text{экр}}$  –

площадь камеры охлаждения,  $\text{м}^2$ ;  $\Psi_{\text{в.ок}}$  – коэффициент тепловой эффективности выходного окна топочной камеры;  $F_{\text{в.ок}}$  – площадь выходного окна,  $\text{м}^2$ .

Коэффициент загрязнения экранов выбираем  $\xi_{\text{экр}} = 0,45$  (табл. 1.6.1), коэффициент тепловой эффективности экранов камеры охлаждения  $\Psi_{\text{экр}} = \xi_{\text{экр}} x = 0,45 \cdot 0,996 = 0,4482$ .

Коэффициент загрязнения экранной поверхности в камере горения считается по формуле

$$\xi_{\text{кг}} = 0,53 - 0,25 \cdot 10^{-3} t_3^{\text{шл}}, \quad (\text{П.65})$$

где  $t_3^{\text{шл}}$  – температура начала плавления шлака, принимаем  $t_3^{\text{шл}} = t_3 - 50 = 1290 - 50 = 1240$  °С.

$$\xi_{\text{кг}} = 0,53 - 0,25 \cdot 10^{-3} \cdot 1240 = 0,22.$$

Коэффициент тепловой эффективности камеры горения

$$\Psi_{\text{кг}} = \xi_{\text{кг}} x = 0,22 \cdot 0,996 = 0,219.$$

Коэффициент загрязнения выходного окна топки считается как

$$\xi_{\text{в.ок}} = \xi \beta, \quad (\text{П.66})$$

где  $\xi$  – условный коэффициент загрязнения экранной поверхности, принимаем его таким же, как и в камере охлаждения ( $\xi_{\text{экр}} = 0,45$ );  $\beta$  – коэффициент, определяемый по формуле

$$\beta = \frac{A}{\vartheta_T''}, \quad (\text{П.67})$$

где  $A$  – температурный коэффициент, для твердых топлив  $A = 1100$  °С;  $\vartheta_T''$  – температура газов на выходе из топки, °С.

$$\beta = \frac{1100}{1244,6} = 0,884,$$

$$\xi_{\text{в.ок}} = 0,45 \cdot 0,884 = 0,398.$$

Коэффициент тепловой эффективности выходного окна

$$\Psi_{\text{в.ок}} = \xi_{\text{в.ок}} x = 0,398 \cdot 0,996 = 0,396.$$

Площадь поверхности камеры горения определим, посчитав сумму площадей поверхностей, ее образующих:

площадь левой стены  $(l_2 + l_3) \cdot b_T = 115,68 \text{ м}^2$ ,  
 площадь правой стены  $(l_6 + l_3) \cdot b_T = 101,22 \text{ м}^2$ ,  
 площадь боковых стен  $2(F_2 + F_3 + F_4) = 79,34 \text{ м}^2$ ,  
 площадь верхней части  $l_{10} b_T = 39,04 \text{ м}^2$ ,  
 площадь пода  $l_1 b_T = 95,15 \text{ м}^2$ ,  
 $F_{\text{кг}} = 115,68 + 101,22 + 79,34 + 39,04 + 95,15 = 430,43 \text{ м}^2$ .  
 Площадь экранной поверхности

$$F_{\text{экр}} = F_{\text{ст}} - F_{\text{кг}} - F_{\text{в.ок}} = 939,03 - 430,43 - 119,01 = 389,59 \text{ м}^2.$$

При этом  $F_{\text{кг}} + F_{\text{экр}} + F_{\text{в.ок}} = F_{\text{ст}} = 939,03 \text{ м}^2$ . Тогда средний коэффициент тепловой эффективности по уравнению (П.63)

$$\Psi_{\text{ср}} = \frac{0,219 \cdot 430,43 + 0,448 \cdot 389,59 + 0,469 \cdot 119,01}{939,03} = 0,346.$$

Далее определим температуру газов на выходе из топки

$$\vartheta_T'' = \frac{T_a}{1 + MB\tilde{\nu}^{0,3} \left[ \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \Psi_{\text{ср}} F_{\text{ст}} T_a^3}{\varphi B_p (Vc)_{\text{ср}}} \right]^{0,6}} - 273, \quad (\text{П.68})$$

где  $M$  – эмпирический параметр;  $B\tilde{\nu}$  – эффективное значение критерия Бугера;  $\Psi_{\text{ср}}$  – средний коэффициент тепловой эффективности;  $F_{\text{ст}}$  – полная площадь поверхности стен топки,  $\text{м}^2$ ;  $T_a$  – теоретическая температура продуктов сгорания в топке, К;  $\varphi$  – коэффициент тепловой эффективности;  $B_p$  – расход топлива на котел, кг/с;  $(Vc)_{\text{ср}}$  – средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива,  $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ :

$$(Vc)_{\text{ср}} = \frac{Q_T - H_T''}{\vartheta_a - \vartheta_T''}, \quad (\text{П.69})$$

где  $Q_T$  – тепловыделение в топочной камере,  $\text{кДж}/\text{кг}$ ;  $H_T''$  – энтальпия продуктов сгорания топлива,  $\text{кДж}/\text{кг}$ , на выходе из топки, определяется по принятой ранее температуре  $\vartheta_T''$  и избытку воздуха на выходе из топки  $\alpha_T$  по табл. П.2:  $H_T'' = 16121,5$ ;  $\vartheta_a$  – теоретическая температура продуктов сгорания в топке,  $^\circ\text{C}$ ;  $\vartheta_T''$  – температура газов на выходе из топки,  $^\circ\text{C}$ .

$$(Vc)_{\text{ср}} = \frac{29378,49 - 16121,5}{2138,9 - 1244,6} = 14,82 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}),$$

$$\begin{aligned}
 \vartheta_t'' &= \frac{2411,9}{1 + 0,503 \cdot 0,95^{0,3} \left[ \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,336 \cdot 939,03 \cdot 2411,9^3}{0,997 \cdot 13,07 \cdot 14,82} \right]^{0,6}} - 273 = \\
 &= 1253,81 \text{ } ^\circ\text{C}.
 \end{aligned}$$

Полученное значение отличается от ранее принятого менее, чем на 30 °С, поэтому принимаем его за окончательное. Теперь определим по уточненной температуре энтальпию продуктов сгорания топлива на выходе из топки по табл. П.2:

$$H_t'' = 16254,22 \text{ кДж/кг.}$$

Общее количество теплоты, переданное излучением от газов к поверхностям нагрева топki:

$$Q_{\text{л}} = Q_t - H_t'', \quad (\text{П.70})$$

где  $Q_t$  – тепловыделение в топочной камере, кДж/кг;  $H_t''$  – энтальпия продуктов сгорания топлива на выходе из топki кДж/кг.

$$Q_{\text{л}} = 29378,49 - 16254,22 = 13124,27 \text{ кДж/кг.}$$

Среднее тепловое напряжение экранов топki (воспринятый тепловой поток), кВт/м<sup>2</sup>:

$$q_{\text{л}} = \frac{B_p Q_{\text{л}}}{F_{\text{ст}} \chi}, \quad (\text{П.71})$$

где  $B_p$  – расход топлива на котел, кг/с;  $Q_{\text{л}}$  – количество теплоты, переданное излучением от газов к поверхностям нагрева топki, кДж/кг;  $F_{\text{ст}}$  – полная площадь поверхности стен топki, м<sup>2</sup>;  $\chi$  – степень экранирования стен топki,  $\chi = 0,975 \div 0,985$ , примем  $\chi = 0,98$ , тогда

$$q_{\text{л}} = \frac{13,07 \cdot 13124,27}{939,03 \cdot 0,98} = 186,4 \text{ кВт/м}^2.$$

## П.6. РАСЧЕТ РАДИАЦИОННОГО ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

Общая схема пароперегревателей котла изображена на рис. П.7:

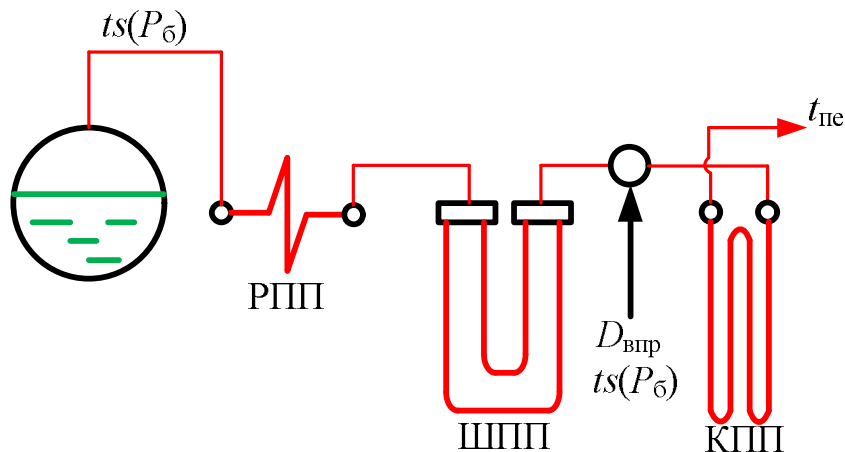


Рис. П.7 – Схема пароперегревателей котла

Расход пара через радиационный и ширмовый пароперегреватели:

$$D_{\text{рпп}} = D_{\text{шпп}} = D_{\text{пе}} - D_{\text{впр}}, \quad (\text{П.72})$$

где  $D_{\text{рпп}}$  – расход пара через радиационный пароперегреватель, кг/с;  $D_{\text{шпп}}$  – расход пара через ширмовый пароперегреватель, кг/с;  $D_{\text{пе}}$  – расход острого пара, кг/с;  $D_{\text{впр}}$  – расход пара на впрыск,  $D_{\text{впр}} = (5 \div 7)\% D_{\text{пе}}$ , примем  $D_{\text{впр}} = 6\% D_{\text{пе}} = 25,8 \text{ т/ч} = 7,17 \text{ кг/с}$ .

$$D_{\text{рпп}} = D_{\text{шпп}} = 430 - 25,8 = 404,2 \text{ т/ч} = 112,28 \text{ кг/с}.$$

Давление на выходе из радиационного пароперегревателя:  $P_{\text{рпп}} = 1,07 P_{\text{пе}} = 13,91 \text{ МПа}$ , давление на выходе из ширмового пароперегревателя:  $P_{\text{шпп}} = 1,04 P_{\text{пе}} = 13,52 \text{ МПа}$ .

Целью расчета радиационного пароперегревателя является определение энтальпии и температуры пара на выходе из него. Температура на входе в пароперегреватель равна температуре насыщения при давлении в барабане  $t'_{\text{рпп}} = t_s(P_{\text{б}}) = 338,35 \text{ }^\circ\text{C}$ , энтальпии насыщенных воды и пара при этом равны соответственно  $h' = 1582,66 \text{ кДж/кг}$ ,  $h'' = 2630,2 \text{ кДж/кг}$  (последняя при этом составляет энтальпию пара на входе в пароперегреватель  $h'_{\text{рпп}} = h''$ ). Прирост энтальпии пара  $\Delta h_{\text{рпп}}$ , кДж/кг, в радиационном пароперегревателе определяется по формуле

$$\Delta h_{\text{рпп}} = \frac{Q_{\text{рпп}} B_{\text{р}}}{(D_{\text{пе}} - D_{\text{впр}})}, \quad (\text{П.73})$$

где  $Q_{\text{рпп}}$  – суммарное тепловосприятие радиационного пароперегревателя, кДж/кг;  $B_p$  – расход топлива на котел, кг/с;  $D_{\text{пе}}$  – расход пара, кг/с;  $D_{\text{впр}}$  – расход пара на впрыск.

Суммарное тепловосприятие пароперегревателя

$$Q_{\text{рпп}} = Q_{\text{гр}} + Q_{\text{пк}}, \quad (\text{П.74})$$

где  $Q_{\text{гр}}$  – тепловосприятие поверхностей нагрева, расположенных в горизонтальном газоходе, кДж/кг;  $Q_{\text{пк}}$  – тепловосприятие поверхностей нагрева, расположенных в поворотной камере, кДж/кг.

Тепловосприятие поверхностей нагрева в области горизонтального газохода, кДж/кг, находится как

$$Q_{\text{гр}} = \frac{q_0 (\bar{T}_{\text{гр}} / 1273)^2 F_{\text{гр}}}{B_p}, \quad (\text{П.75})$$

где  $q_0$  – удельное теплонапряжение поверхности, принимаем  $q_0 = 30$  кВт/м<sup>2</sup> (табл. 1.7.2);  $\bar{T}_{\text{гр}}$  – средняя температура газов в горизонтальном газоходе, К;  $F_{\text{гр}}$  – площадь поверхности стен горизонтального газохода, закрытых экранами, м<sup>2</sup>;  $B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с.

Средняя температура газов в горизонтальном газоходе принимается как

$$\bar{T}_{\text{гр}} = (T_{\text{т}}'' + \bar{T}_{\text{пк}}) / 2, \quad (\text{П.76})$$

где  $T_{\text{т}}'' = 1253,81 + 273 = 1526,81$  К – температура газов на выходе из топки;  $\bar{T}_{\text{пк}}$  – температура газов на входе в поворотную камеру.

$$\bar{T}_{\text{пк}} = T_{\text{т}}'' - \Delta\vartheta_{\text{гр}}, \quad (\text{П.77})$$

где  $\Delta\vartheta_{\text{гр}}$  – величина снижения температуры газов в горизонтальном газоходе.

Примем  $\Delta\vartheta_{\text{гр}} = 350$  К, тогда

$$\begin{aligned} \bar{T}_{\text{пк}} &= 1526,81 - 350 = 1176,81 \text{ К}, \\ \bar{T}_{\text{гр}} &= (1526,81 + 1176,81) / 2 = 1351,81 \text{ К}; \end{aligned}$$

Горизонтальный газоход (рис. П.8):

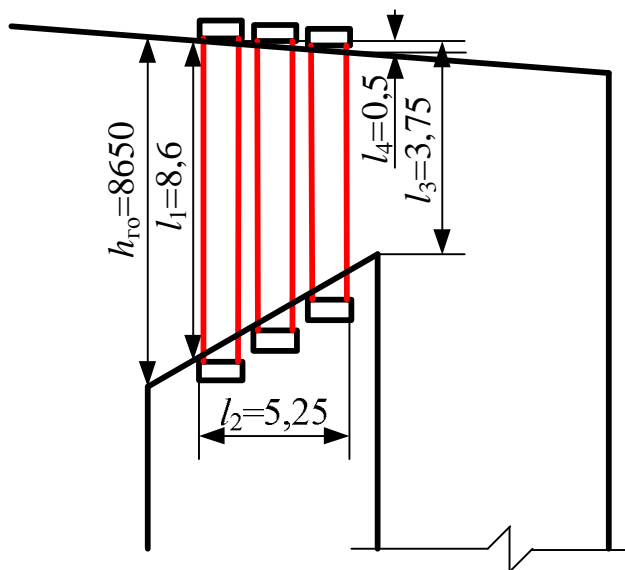


Рис. П.8 – Конструктивные размеры горизонтального газохода

$$l_1 = 8,6 \text{ м}, l_2 = 5,25 \text{ м}, l_3 = 3,75 \text{ м}, l_4 = 0,5 \text{ м}.$$

Площадь поверхности горизонтального газохода:

$$\frac{1}{2} F_{\text{гр}} = \frac{l_3 + l_1}{2} l_2 - \frac{1}{2} l_4 l_2 = 32,418 - 1,3125 = 31,106,$$

$$F_{\text{гр}} = 62,212 \text{ м}^2.$$

Тепловосприятие поверхностей нагрева в горизонтальном газоходе по формуле (П.75)

$$Q_{\text{гр}} = \frac{30 \cdot (1351,81/1273)^2 \cdot 62,21}{13,07} = 161,03 \text{ кДж/кг}.$$

Тепловосприятие поверхностей в поворотной камере, кДж/кг, определяется как

$$Q_{\text{пк}} = \frac{q_0 (s_{\text{пк}} / 2,8)^{0,25} (\bar{T}_{\text{пк}} / 1273)^2 F_{\text{пк}}}{B_{\text{п}}}, \quad (\text{П.78})$$

где  $q_0$  – удельное теплонапряжение поверхности, кВт/м<sup>2</sup>;  $s_{\text{пк}}$  – эффективная толщина излучения объема газов в поворотной камере, м;  $\bar{T}_{\text{пк}}$  – температура газов на входе в поворотную камеру;  $F_{\text{пк}}$  – площадь поверхности стен поворотной камеры, закрытых экранами, м<sup>2</sup>;  $B_{\text{п}}$  – расчетный расход топлива, кг/с.

Эффективная толщина излучения считается по формуле



$$s_{\text{пк}} = 3,6 \frac{V_{\text{пк}}}{F_{\text{пк}}}, \quad (\text{П.79})$$

где  $V_{\text{пк}}$  – объем поворотной камеры,  $\text{м}^3$ ;  $F_{\text{пк}}$  – площадь поверхности стен поворотной камеры, закрытых экранами,  $\text{м}^2$ .

Поворотная камера (рис. П.9):

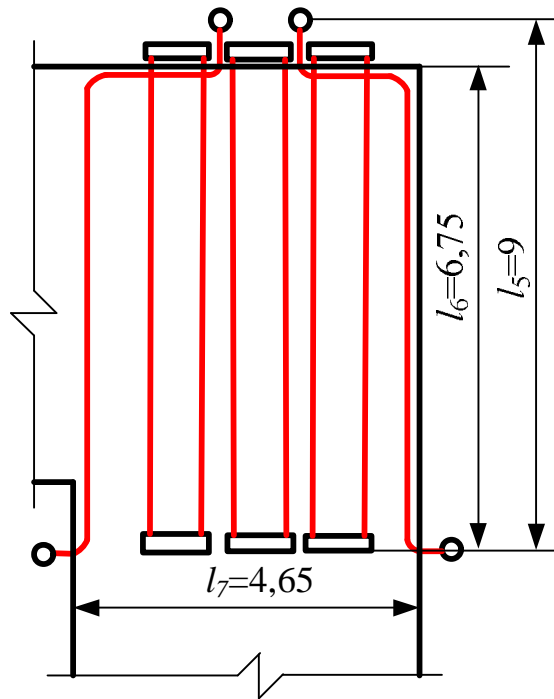


Рис. П.9 – Конструктивные размеры поворотной камеры

$$l_5 = 9 \text{ м}, l_6 = 6,75 \text{ м}, l_7 = 4,65 \text{ м}.$$

Площадь боковых стен  $F_{\text{бок}} = 2l_6l_7 = 62,775 \text{ м}^2$ , площадь фронтальных стен  $F_{\text{фр}} = 2l_5l_7 = 260,28 \text{ м}^2$ , площадь поворотной камеры  $F_{\text{пк}} = F_{\text{фр}} + F_{\text{бок}} = 260,28 + 62,775 = 323,055 \text{ м}^2$ .

Объем поворотной камеры  $V_{\text{пк}} = \frac{1}{2} F_{\text{бок}} l_5 = 453,86 \text{ м}^3$ . Тогда эффективная толщина излучения объема газов

$$s_{\text{пк}} = 3,6 \frac{453,86}{323,055} = 5,06 \text{ м}.$$

Тепловосприятие поверхностей нагрева в поворотной камере

$$Q_{\text{пк}} = \frac{30 \cdot (5,06/2,8)^{0,25} \cdot (1176,81/1273)^2 \cdot 323,055}{13,07} = 734,73 \text{ кДж/кг}.$$

Суммарное тепловосприятие радиационного пароперегревателя по (П.74)

$$Q_{\text{рпп}} = 161,03 + 734,73 = 895,76 \text{ кДж/кг.}$$

Прирост энтальпии пара по (П.73)

$$\Delta h_{\text{рпп}} = \frac{895,76 \cdot 13,07}{112,28} = 104,27 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия пара на выходе из радиационного пароперегревателя равна

$$h_{\text{рпп}}'' = h_{\text{рпп}}' + \Delta h_{\text{рпп}}, \quad (\text{П.80})$$

где  $h_{\text{рпп}}'$  – энтальпия пара на входе в подогреватель, кДж/кг;  $\Delta h_{\text{рпп}}$  – прирост энтальпии пара, кДж/кг.

$$h_{\text{рпп}}'' = 2630,2 + 104,27 = 2734,47 \text{ кДж/кг.}$$

По найденному значению энтальпии при давлении  $P_{\text{рпп}}$  по /7/ найдем температуру пара:  $t_{\text{рпп}}'' = f(P_{\text{рпп}}, h_{\text{рпп}}'') = 346,71 \text{ }^\circ\text{C.}$

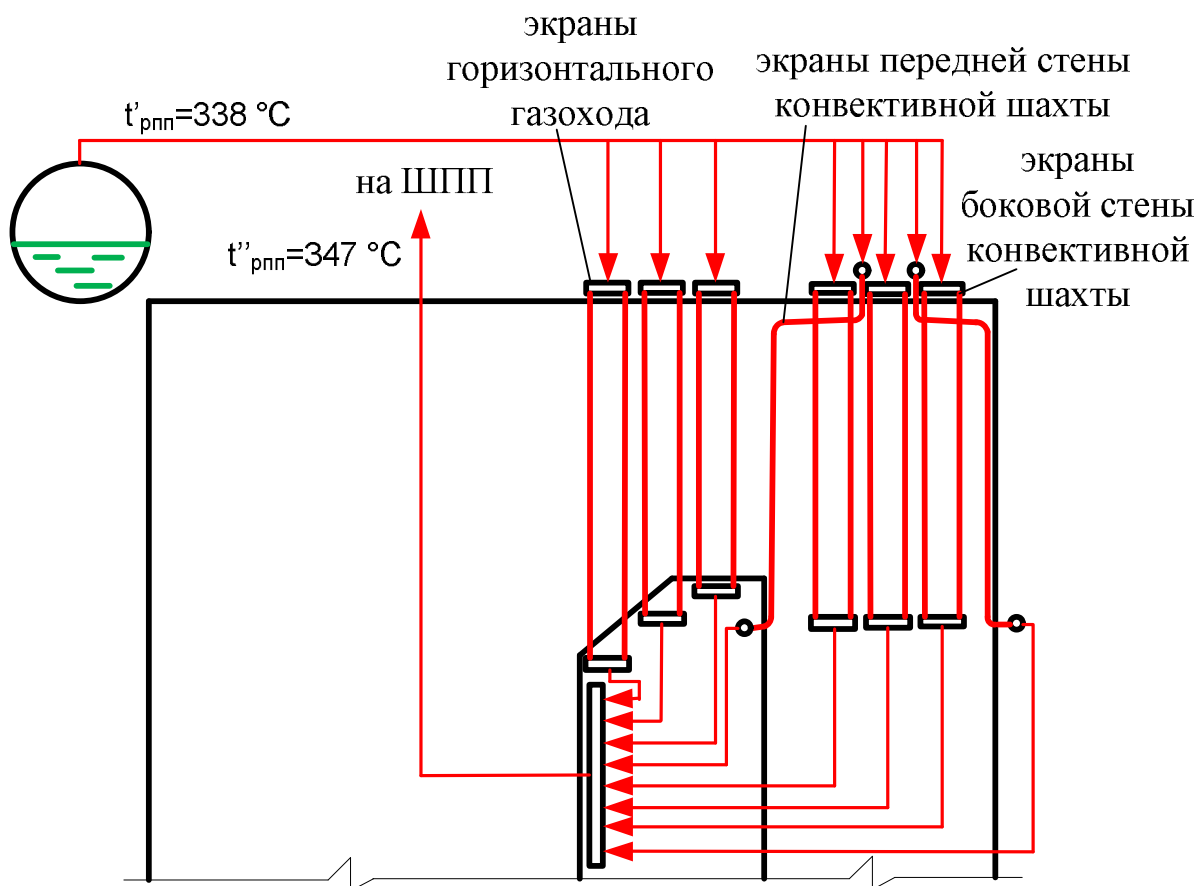


Рис. П.10 – Радиационный пароперегреватель

## П.7. РАСЧЕТ ШИРМОВОГО ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

Задачей поверочного расчета ширмового пароперегревателя является определение при известных конструктивных характеристиках значений температуры газов за ширмами  $\vartheta_{\text{ш}}''$  и температуры пара на выходе из них  $t_{\text{ш}}''$ .

В основу методики расчета положена методика последовательного приближения температуры газов на выходе из ширмовой поверхности  $\vartheta_{\text{ш}}''$ , обеспечивающей равенство между количеством воспринятого лучистого тепла из топки  $Q_{\text{шп}}^{\text{л}}$ , а также лучистого и конвективного тепла, отданного пароперегревателю от проходящих между ширмами газов  $Q_{\text{шп}}^{\text{к}}$  и количеством тепла, переданного в процессе теплопередачи через поверхность нагрева  $Q_{\text{шп}}^{\text{т}}$ .

Сначала, используя заводские чертежи, снимем необходимые конструктивные характеристики: ширину ширм  $B$ , высоту  $A$ , шаг между ширмами  $s_1$  и шаг между трубами в ленте ширмы  $s_2$ , наружный и внутренний диаметры труб  $d_{\text{н}}$ ,  $d_{\text{вн}}$  (рис. П.11). Так как у котла-прототипа 2 ступени ширм, их ширина суммируется  $B = B_1 + B_2$ , а высота и шаг между соседними ширмами усредняется:  $A = (A_1 + A_2)/2$ ;  $s_1 = (s_1^1 + s_1^2)/2$ .

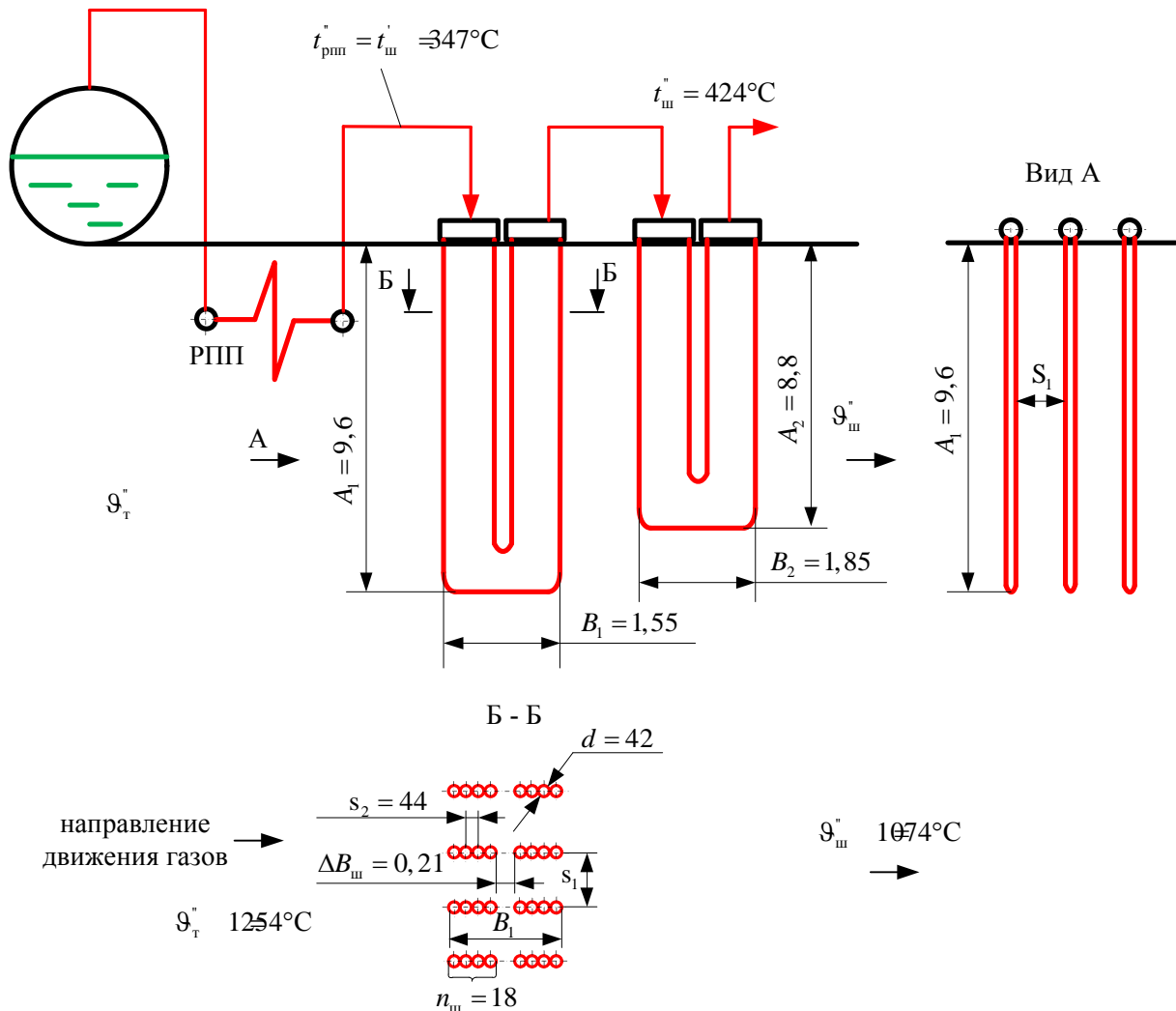


Рис. П.11 – Конструктивные размеры ширм

Имеем:

$$B_1 = 1,55 \text{ м}, B_2 = 1,85 \text{ м}, B = 1,55 + 1,85 = 3,4 \text{ м};$$

$$A_1 = 9,6 \text{ м}, A_2 = 8,8 \text{ м}, A = (9,6 + 8,8) / 2 = 9,2 \text{ м};$$

$$s_1^1 = 1,5 \text{ м}, s_1^2 = 0,8 \text{ м}, s_1 = (1,5 + 0,8) / 2 = 1,15 \text{ м};$$

$$d_{\text{н}} = 0,042 \text{ м}, d_{\text{вн}} = 0,032 \text{ м}, s_2 = 1,1 \cdot d_{\text{н}} = 0,0462 \text{ м}.$$

Число ширм по ширине газохода

$$z_1 = \frac{b_{\text{т}} - s_1}{s_1}, \quad (\text{П.81})$$

$$z_1 = \frac{14,46 - 1,15}{1,15} = 12 \text{ шт.}$$

Количество параллельно включенных труб в одной ленте ширмы

$$n_{\text{ш}} = \frac{(B - 2\Delta B_{\text{ш}}) / 4}{s_2} + 1, \quad (\text{П.82})$$

где  $B$  – суммарная ширина ширм, м;  $\Delta B_{\text{ш}}$  – зазор между лентами, м,  $\Delta B_{\text{ш}} = (2 \div 8) d_{\text{н}}$ , примем  $\Delta B_{\text{ш}} = 5d_{\text{н}} = 0,21 \text{ м}$ .

$$n_{\text{ш}} = \frac{(3,4 - 2 \cdot 0,21) / 4}{0,0462} + 1 = 17,13 = 18 \text{ шт.}$$

Массовая скорость пара в ширмах, кг/(м<sup>2</sup>·с)

$$\omega_{\text{шп}}^{\text{м}} = \frac{D_{\text{шп}} n_{\text{х}}}{0,785 d_{\text{вн}}^2 z_1 n_{\text{ш}}}, \quad (\text{П.83})$$

где  $D_{\text{шп}}$  – расход пара через ширмовый пароперегреватель, кг/с;  $n_{\text{х}}$  – число лент в ширмах,  $n_{\text{х}} = 2$ ;  $d_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр труб, м;  $z_1$  – число ширм по ширине газохода, шт;  $n_{\text{ш}}$  – количество параллельно включенных труб в одной ленте ширмы, шт.

$$\omega_{\text{шп}}^{\text{м}} = \frac{112,28 \cdot 2}{0,785 \cdot 0,032^2 \cdot 12 \cdot 18} = 1293,3 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

Задаемся ориентировочно температурой газов на выходе из ширмового пароперегревателя:  $\vartheta_{\text{шп}}'' = \vartheta_{\text{т}}'' - 180 = 1253,8 - 180 = 1073,8 \text{ }^\circ\text{С}$ .

Тепловосприятие ширм из топки, кДж/кг, определяется по формуле

$$Q_{\text{шп}}^{\text{л}} = Q_{\text{вх}}^{\text{л}} - Q_{\text{вых}}^{\text{л}}, \quad (\text{П.84})$$

где  $Q_{\text{вх}}^{\text{п}}$  – теплота, полученная ширмовой поверхностью прямым излучением из топки, кДж/кг;  $Q_{\text{вых}}^{\text{п}}$  – тепло излучения из топки и ширм на поверхность нагрева, расположенную за ширмами, кДж/кг.

$$Q_{\text{вх}}^{\text{п}} = \frac{\beta_{\text{ш}} \eta_{\text{в}} q_{\text{л}} F_{\text{в.ок}}}{B_{\text{р}}}, \quad (\text{П.85})$$

где  $\beta_{\text{ш}}$  – коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между объемом топки и ширмовой поверхностью,  $\beta_{\text{ш}} = 1100 / \vartheta_{\text{т}} = 1100 / 1253,8 = 0,877$ ;  $\eta_{\text{в}} = 0,7$  – коэффициент (табл. 1.7.1);  $q_{\text{л}}$  – тепловое напряжение экранов топки, кВт/м<sup>2</sup>;  $F_{\text{в.ок}}$  – площадь входного сечения ширм со стороны топки (площадь выходного окна топки), м<sup>2</sup>;  $B_{\text{р}}$  – расчетный расход топлива, кг/с.

$$Q_{\text{вх}}^{\text{п}} = \frac{0,877 \cdot 0,7 \cdot 186,4 \cdot 119,01}{13,07} = 1041,96 \text{ кДж/кг.}$$

Тепло излучения из топки и ширм

$$Q_{\text{вых}}^{\text{п}} = \frac{Q_{\text{вх}}^{\text{п}} (1 - a_{\text{ш}}) \varphi_{\text{ш}}}{\beta_{\text{ш}}} + \frac{5,67 \cdot 10^{-11} a_{\text{ш}} F_{\text{вых}}^{\text{п}} T_{\text{ср}}^4 \varepsilon_{\text{п}}}{B_{\text{р}}}, \quad (\text{П.86})$$

где  $Q_{\text{вх}}^{\text{п}}$  – теплота, полученная ширмовой поверхностью прямым излучением из топки, кДж/кг;  $a_{\text{ш}}$  – степень черноты газов в ширмах;  $\varphi_{\text{ш}}$  – угловой коэффициент ширм;  $\beta_{\text{ш}}$  – коэффициент;  $F_{\text{вых}}^{\text{п}}$  – выходная излучающая поверхность ширм, м<sup>2</sup>;  $T_{\text{ср}}$  – средняя температура газов в ширмах, К;  $\varepsilon_{\text{п}}$  – поправочный коэффициент, для углей  $\varepsilon_{\text{п}} = 0,5$ ;  $B_{\text{р}}$  – расчетный расход топлива, кг/с.

Угловой коэффициент

$$\varphi_{\text{ш}} = \sqrt{\left(\frac{B}{s_1}\right)^2 + 1} - \frac{B}{s_1}, \quad (\text{П.87})$$

где  $B$  – суммарная ширина ширм, м;  $s_1$  – шаг между ширмами, м.

$$\varphi_{\text{ш}} = \sqrt{\left(\frac{3,4}{1,15}\right)^2 + 1} - \frac{3,4}{1,15} = 0,165.$$

Степень черноты считается как

$$a_{\text{ш}} = 1 - \exp(-kps_{\text{ш}}), \quad (\text{П.88})$$

где  $k$  – коэффициент поглощения лучей,  $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ ;  $p$  – давление в топке,  $p = 0,1 \text{ МПа}$ ;  $s_{\text{ш}}$  – эффективная толщина излучающего слоя в ширмах, м.

$$k = k_{\text{г}} r_{\text{п}} + k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}}, \quad (\text{П.89})$$

где  $k_{\text{г}}$  – коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания,  $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ ;  $r_{\text{п}}$  – объемная доля трехатомных газов;  $k_{\text{зл}}$  – коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы,  $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ ;  $\mu_{\text{зл}}$  – концентрация золowych частиц.

$$k_{\text{г}} = \left( \frac{7,8 + 16 r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{r_{\text{п}} s_{\text{ш}}}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \frac{T_{\text{ш}}''}{1000} \right), \quad (\text{П.90})$$

где  $r_{\text{H}_2\text{O}}$  – объемная доля водяных паров;  $r_{\text{п}}$  – суммарная доля трехатомных газов в продуктах сгорания;  $s_{\text{ш}}$  – эффективная толщина излучающего слоя ширм, м;  $T_{\text{ш}}'' = \vartheta_{\text{ш}}'' + 273 = 1073,8 + 273 = 1346,8 \text{ К}$  – температура газов на выходе из ширм.

Эффективная толщина излучающего слоя

$$s_{\text{ш}} = \frac{1,8}{\frac{1}{A} + \frac{1}{B} + \frac{1}{s_1}} = \frac{1,8}{\frac{1}{9,2} + \frac{1}{3,4} + \frac{1}{1,15}} = 1,415 \text{ м.}$$

Тогда коэффициент поглощения газовой фазой

$$k_{\text{г}} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,071}{\sqrt{0,219 \cdot 1,415}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \frac{1346,8}{1000} \right) = 7,55 \text{ } 1/(\text{м} \cdot \text{МПа}).$$

Коэффициент ослабления лучей частицами золы

$$k_{\text{зл}} = \frac{43 \rho_{\text{г}}}{(T_{\text{ш}}'' d_{\text{зл}})^{0,67}}, \quad (\text{П.91})$$

где  $\rho_{\text{г}} = 1300 \text{ г/м}^3$  – плотность газов;  $T_{\text{ш}}''$  – температура газов на выходе из ширм, °С;  $d_{\text{зл}} = 16 \text{ мкм}$  – диаметр золowych частиц.

$$k_{\text{зл}} = \frac{43 \cdot 1300}{(1346,8 \cdot 16)^{0,67}} = 69,83 \text{ } 1/(\text{м} \cdot \text{МПа}).$$

Коэффициент поглощения лучей

$$k = 7,55 \cdot 0,219 + 69,83 \cdot 0,0127 = 2,54 \text{ } 1/(\text{м} \cdot \text{МПа}).$$

Степень черноты

$$a_{\text{ш}} = 1 - \exp(-2,54 \cdot 0,1 \cdot 1,415) = 0,302.$$

Выходная излучающая поверхность ширм

$$F_{\text{вых}}^{\text{л}} = l_1 b_{\text{т}}, \quad (\text{П.92})$$

где  $l_1 = 8,65$  – высота выходного окна ширм, м;  $b_{\text{т}}$  – ширина топочной камеры, м.

$$F_{\text{вых}}^{\text{л}} = 8,65 \cdot 14,46 = 125,08 \text{ м}^2.$$

Средняя температура газов в ширмах

$$T_{\text{ср}} = \frac{\vartheta'_{\text{ш}} + \vartheta''_{\text{ш}}}{2} + 273, \quad (\text{П.93})$$

где  $\vartheta'_{\text{ш}} = \vartheta'_{\text{т}}$  – температура газов на входе в ширмовую поверхность, °С;  $\vartheta''_{\text{ш}}$  – температура газов на выходе из ширмовой поверхности, °С.

$$T_{\text{ср}} = \frac{1253,8 + 1073,8}{2} + 273 = 1436,8 \text{ К.}$$

Тепло излучения из топки и ширм по формуле (П.86)

$$Q_{\text{вых}}^{\text{л}} = \frac{1041,96 \cdot (1 - 0,302) \cdot 0,165}{0,877} + \frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,302 \cdot 125,08 \cdot 1436,8^4 \cdot 0,5}{13,07} = 486,01 \text{ кДж/кг.}$$

Лучистое тепловосприятие ширм по формуле (П.84)

$$Q_{\text{шши}}^{\text{л}} = 1041,96 - 486,01 = 555,95 \text{ кДж/кг.}$$

Далее необходимо найти действительную температуру газов за ширмовым пароперегревателем.

Площадь поверхности ширм находится как

$$F_{\text{шши}} = 1,92 AB_{\text{с1}} = 1,92 \cdot 9,2 \cdot 3,4 \cdot 12 = 720,69 \text{ м}^2.$$

Количество теплоты, отданное газами ширмовому пароперегревателю из межтрубного пространства, кДж/кг:

$$Q_{\text{шши}}^{\text{б}} = \varphi(H'_{\text{ш}} - H''_{\text{ш}}), \quad (\text{П.94})$$

где  $\varphi$  – коэффициент сохранения тепла;  $H'_{ш}$  – энтальпия газов на входе в ширмы,  $H'_{ш} = H'_T$ , кДж/кг;  $H''_{ш}$  – энтальпия газов на выходе из ширм, определяется по табл. П.2 по температуре газов на выходе из ширм  $\vartheta''_{ш}$  по колонке при  $\alpha_T$ :  $H''_{ш} = f(\alpha_T, \vartheta''_{ш}) = 13695,89$  кДж/кг.

$$Q^6_{шши} = 0,997 \cdot (16254,22 - 13695,89) = 2550,66 \text{ кДж/кг.}$$

Определив величину  $Q^6_{шши}$ , далее найдем значение энтальпии пара на выходе из ширм

$$h''_{ш} = h'_{ш} + \frac{(Q^6_{шши} + Q^л_{шши})B_p}{D_{шши}}, \quad (\text{П.95})$$

где  $h'_{ш} = h'_{рши}$  – энтальпия пара на входе в ширмы, кДж/кг;  $Q^6_{шши}$  – количество теплоты, отданное газами пароперегревателю из межтрубного пространства, кДж/кг;  $Q^л_{шши}$  – лучистое тепловосприятие ширм, кДж/кг;  $B_p$  – расход топлива на котел, кг/с;  $D_{шши}$  – расход пара через ширмовый пароперегреватель, кг/с.

$$h''_{ш} = 2734,47 + \frac{(2550,66 + 555,95) \cdot 13,07}{112,28} = 3096,1 \text{ кДж/кг.}$$

По энтальпии  $h''_{ш}$  и давлению за ширмами  $P_{шши}$  найдем температуру пара за ширмами по /7/:  $t''_{ш} = f(P_{шши}, h''_{ш}) = 422,82$  °С.

Количество теплоты, переданное через поверхность нагрева за счет процесса теплопередачи,  $Q^T_{шши}$ , кДж/кг, найдем следующим образом.

Скорость газов при средней температуре

$$\omega_r = \frac{B_p V_r (\vartheta_{cp} + 273)}{f^r_{шши} 273}, \quad (\text{П.96})$$

где  $B_p$  – расход топлива на котел, кг/с;  $V_r = 8,215$  м<sup>3</sup>/кг – суммарный объем дымовых газов (по табл. П.1 для  $\alpha_T$ );  $\vartheta_{cp} = (\vartheta'_{ш} + \vartheta''_{ш})/2 = (1253,8 + 1073,8)/2 = 1163,8$  °С – средняя температура газов в ширмах;  $f^r_{шши}$  – живое сечение для прохода газов,  $f^r_{шши} = Ab_T - z_1 Ad_H = 9,2 \cdot 14,46 - 12 \cdot 9,2 \cdot 0,042 = 128,4$  м<sup>2</sup>.

$$\omega_r = \frac{13,07 \cdot 8,215 \cdot (1163,8 + 273)}{128,4 \cdot 273} = 4,4 \text{ м/с.}$$



По полученной величине  $\omega_r$  находим коэффициент теплоотдачи конвекцией  $\alpha_k$  по (рис. 1.8.3, 1.8.4):  $\alpha_k = f(\omega_r, d_n) = \alpha_n C_z C_\phi$ . Имеем:  $\alpha_n = 43$ ,  $C_z = 1$ ,  $C_\phi = 0,92$   
 $\alpha_k = 43 \cdot 1 \cdot 0,92 = 39,56$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Средняя скорость пара в ширмах рассчитывается по формуле, м/с:

$$\omega_n = \frac{D_{\text{шши}} v_n}{f_n}, \quad (\text{П.97})$$

где  $D_{\text{шши}}$  – расход пара через ширмовый пароперегреватель, кг/с;  $v_n$  – средний удельный объем пара, м<sup>3</sup>/кг, определяемый по средним давлению  $P_{\text{шши}}^{\text{cp}} = (P_{\text{рши}} + P_{\text{шши}})/2$ , МПа, и температуре  $t = (t_{\text{ш}}' + t_{\text{ш}}'')/2$ , °С, по /7/,  $t_{\text{ш}}' = t_{\text{рши}}$  – температура пара на входе в ширмы;  $f_n$  – площадь живого сечения для прохода пара, м<sup>2</sup>.

$$P_{\text{шши}}^{\text{cp}} = \frac{13,91 + 13,52}{2} = 13,715 \text{ МПа,}$$

$$t_{\text{шши}}^{\text{cp}} = \frac{346,74 + 422,82}{2} = 384,78 \text{ °С,}$$

$$v_n = f(P_{\text{шши}}^{\text{cp}}, t_{\text{шши}}^{\text{cp}}) = 0,0167 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Площадь сечения считается как

$$f_n = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} n_{\text{ш}} z_1 = \frac{\pi \cdot 0,032^2}{4} \cdot 18 \cdot 12 = 0,174 \text{ м}^2.$$

Тогда скорость пара

$$\omega_n = \frac{112,28 \cdot 0,0167}{0,174} = 10,78 \text{ м/с.}$$

Далее определим коэффициент теплоотдачи от стенки трубы пару  $\alpha_2$  по (рис. 1.8.9):  $\alpha_2 = \alpha_n C_d$ ,  $\alpha_n = 3400$ ,  $C_d = 0,98$ ,  $\alpha_2 = 3400 \cdot 0,98 = 3332$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Чтобы найти коэффициент теплоотдачи излучением  $\alpha_{\text{л}}$ , нужно предварительно найти температуру наружных загрязнений труб, °С

$$t_3 = t_{\text{шши}}^{\text{cp}} + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \frac{B_p (Q_{\text{шши}}^{\text{б}} + Q_{\text{шши}}^{\text{л}})}{F_{\text{шши}}} 10^3, \quad (\text{П.98})$$

где  $t_{\text{шши}}^{\text{cp}}$  – средняя температура пара в ширмах, °С;  $\varepsilon$  – коэффициент загрязнения поверхности, (м<sup>2</sup>·К)/Вт, определяем по (рис. 1.8.8):  $\varepsilon = 0,008$ ;  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки трубы пару, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $B_p$  – расход топлива на котел, кг/с;  $Q_{\text{шши}}^{\text{б}}$  – количество теп-

лоты, отданное газами пароперегревателю из межтрубного пространства, кДж/кг;  $Q_{\text{шпирм}}^{\text{л}}$  – лучистое тепловосприятие ширм, кДж/кг;  $F_{\text{шпирм}}$  – площадь поверхности ширм, м<sup>2</sup>.

$$t_3 = 384,78 + \left(0,008 + \frac{1}{3332}\right) \cdot \frac{13,07 \cdot (2550,66 + 555,95)}{720,69} \cdot 10^3 = 852,41 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания,  $\alpha_{\text{л}}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К) определяется по температуре газов и загрязненной стенки по (рис. 1.8.10):  $\alpha_{\text{л}} = f(\vartheta_{\text{сп}}, t_3, a_{\text{ш}}) = \alpha_{\text{н}} C_{\text{г}} a_{\text{ш}}$ ,  $\alpha_{\text{н}} = 440$ ,  $C_{\text{г}} = 0,94$ ,  $a_{\text{ш}} = 0,302$ ,  $\alpha_{\text{л}} = 440 \cdot 0,94 \cdot 0,302 = 124,91$ .

Коэффициент теплоотдачи от газов

$$\alpha_1 = \xi \left( \alpha_{\text{к}} \frac{\pi d_{\text{н}}}{2s_2 x_{\text{ш}}} + \alpha_{\text{л}} \right), \quad (\text{П.99})$$

где  $\xi$  – коэффициент использования, принимаем по (рис. 1.8.11)  $\xi = 0,85$ ;  $\alpha_{\text{к}}$  – коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $d_{\text{н}}$  – наружный диаметр труб, м;  $s_2$  – шаг между трубами в ленте ширмы, м;  $x_{\text{ш}}$  – угловой коэффициент ширм, принимаем по (рис. 1.6.4);  $\alpha_{\text{л}}$  – коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

$$\alpha_1 = 0,85 \cdot \left( 39,56 \cdot \frac{\pi \cdot 0,042}{2 \cdot 0,0462 \cdot 0,98} + 124,91 \right) = 155,17 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left( 1 + \frac{Q_{\text{шпирм}}^{\text{л}}}{Q_{\text{шпирм}}^{\text{б}}} \right) \cdot \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \alpha_1}, \quad (\text{П.100})$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от газов, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $Q_{\text{шпирм}}^{\text{л}}$  – лучистое тепловосприятие ширм, кДж/кг;  $Q_{\text{шпирм}}^{\text{б}}$  – количество теплоты, отданное газами пароперегревателю из межтрубного пространства, кДж/кг;  $\varepsilon$  – коэффициент загрязнения поверхности, (м<sup>2</sup>·К)/Вт;  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки трубы пару, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

$$k = \frac{155,17}{1 + \left( 1 + \frac{555,95}{2550,66} \right) \cdot \left( 0,008 + \frac{1}{3332} \right) \cdot 155,17} = 60,41 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

Температурный напор для ширм

$$\Delta t = \vartheta_{\text{cp}} - t_{\text{шп}}^{\text{cp}} = 1163,8 - 384,78 = 779,02 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Количество тепла, переданного через стенки труб ширм за счет теплопередачи, кДж/кг, определяется по уравнению конвективного теплообмена

$$Q_{\text{шп}}^{\text{т}} = \frac{kF_{\text{шп}}\Delta t}{10^3 B_{\text{p}}}, \quad (\text{П.101})$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F_{\text{шп}}$  – площадь поверхности ширм, м<sup>2</sup>;  $\Delta t$  – температурный напор ширм, °С;  $B_{\text{p}}$  – расход топлива на котел, кг/с.

$$Q_{\text{шп}}^{\text{т}} = \frac{59,13 \cdot 720,69 \cdot 779,02}{10^3 \cdot 13,07} = 2594,96.$$

Полученное тепловосприятие  $Q_{\text{шп}}^{\text{т}}$  сравним с тепловосприятием  $Q_{\text{шп}}^{\text{б}}$  путем определения расчетной погрешности  $\delta Q$

$$\delta Q = \left| \frac{Q_{\text{шп}}^{\text{т}} - Q_{\text{шп}}^{\text{б}}}{Q_{\text{шп}}^{\text{б}}} \right| \cdot 100\%, \quad (\text{П.102})$$

где  $Q_{\text{шп}}^{\text{т}}$  – количество тепла, переданного через стенки труб ширм, кДж/кг;  $Q_{\text{шп}}^{\text{б}}$  – количество теплоты, отданное газами пароперегревателю из межтрубного пространства, кДж/кг.

$$\delta Q = \left| \frac{2594,96 - 2550,66}{2550,66} \right| \cdot 100\% = 1,74 \text{ } \%$$

Полученное значение погрешности меньше 2 %, следовательно, это решение удовлетворительно. Теперь по  $Q_{\text{шп}}^{\text{т}}$  найдем энтальпию пара на выходе из ширм

$$h_{\text{ш}}'' = h_{\text{ш}}' + (Q_{\text{шп}}^{\text{т}} + Q_{\text{шп}}^{\text{л}}) \frac{B_{\text{p}}}{D_{\text{шп}}}, \quad (\text{П.103})$$

где  $h_{\text{ш}}'$  – энтальпия пара на входе в ширмы, кДж/кг,  $h_{\text{ш}}' = h_{\text{рп}}''$ ;  $Q_{\text{шп}}^{\text{т}}$  – количество тепла, переданного через стенки труб ширм, кДж/кг;  $Q_{\text{шп}}^{\text{л}}$  – лучистое тепловосприятие ширм, кДж/кг;  $B_{\text{p}}$  – расход топлива на котел, кг/с;  $D_{\text{шп}}$  – расход пара через ширмовый пароперегреватель, кг/с.

$$h_{\text{ш}}'' = 2734,47 + (2594,96 + 555,95) \frac{13,07}{112,28} = 3101,25 \text{ кДж/кг}.$$

По полученной энтальпии определим температуру пара по /7/:  
 $t_{ш}'' = f(P_{шмн}, h_{ш}'') = 424,3 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

## П.8. РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНОГО ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

Тепловой расчет конвективного пароперегревателя выполняется конструктивным методом с определением необходимых теплообменных поверхностей при номинальной производительности и принятых показателей экономичности и надежности работы.

Сначала снимем конструктивные характеристики с эскиза котла-прототипа: наружный и внутренний диаметры труб  $d_{н} = 0,038 \text{ м}$ ,  $d_{вн} = 0,028 \text{ м}$ ; поперечный и продольный шаги труб  $s_1 = 0,15 \text{ м}$ ,  $s_2 = 0,076 \text{ м}$ ; длина горизонтального газохода  $l_1 = 5,5 \text{ м}$ ; средняя высота конвективного пароперегревателя  $h_{кпп} = 6 \text{ м}$  (рис. П.12); так как на котле 2 пакета пароперегревателя, ширина будет определяться как сумма:  $b_{кпп} = b_1 + b_2 = 1,1 + 1,15 = 2,25 \text{ м}$ .

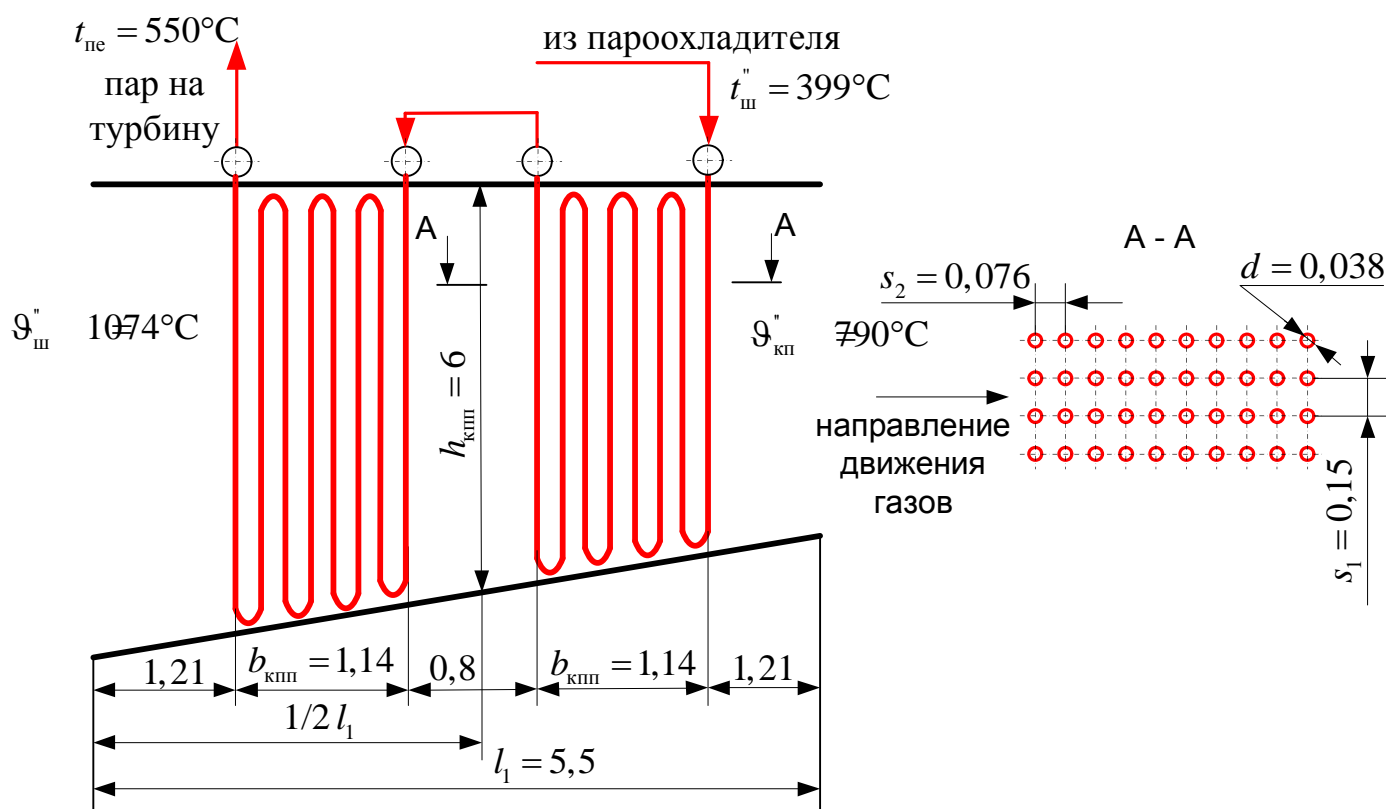


Рис. П.12 – Конструктивные размеры конвективного пароперегревателя

По выбранному поперечному шагу труб  $s_1$  и ширине газохода  $b_t$  рассчитаем число труб в ряду

$$z_1 = \frac{b_t}{s_1} - 1 = \frac{14,46}{0,15} - 1 = 96 \text{ шт.}$$

Количества тепла, воспринятого в конвективном пароперегревателе, кДж/кг

$$Q_{\text{кпп}}^{\text{б}} = \frac{D_{\text{пе}}}{B_{\text{р}}} (h_{\text{пе}} - h'_{\text{кпп}}) - Q_{\text{кпп}}^{\text{п}}, \quad (\text{П.104})$$

где  $D_{\text{пе}}$  – расход перегретого пара, кг/с;  $B_{\text{р}}$  – расход топлива на котел, кг/с;  $Q_{\text{кпп}}^{\text{п}}$  – переизлучение теплоты из топки, кДж/кг,  $Q_{\text{кпп}}^{\text{п}} = Q_{\text{вых}}^{\text{п}}$ ;  $h_{\text{пе}}$  – энтальпия перегретого пара, кДж/кг;  $h'_{\text{кпп}}$  – энтальпия пара на входе в пароперегреватель после впрыскивающего пароохладителя, кДж/кг.

$$h'_{\text{кпп}} = h''_{\text{ш}} - \Delta h_{\text{впр}}, \quad (\text{П.105})$$

где  $h''_{\text{ш}}$  – энтальпия пара на выходе из ширм, кДж/кг;  $\Delta h_{\text{впр}}$  – уменьшение энтальпии пара во впрыскивающем пароохладителе, кДж/кг

$$\Delta h_{\text{впр}} = \frac{D_{\text{впр}}}{D_{\text{пе}}} (h''_{\text{ш}} - h_{\text{впр}}), \quad (\text{П.106})$$

где  $D_{\text{впр}}$  – расход собственного конденсата на впрыск, кг/с;  $D_{\text{пе}}$  – расход перегретого пара, кг/с;  $h''_{\text{ш}}$  – энтальпия пара на выходе из ширм, кДж/кг;  $h_{\text{впр}}$  – энтальпия конденсата, кДж/кг, принимается  $h = h'(t_s(P_{\text{с}})) = 1582,66$ .

$$\begin{aligned} \Delta h_{\text{впр}} &= \frac{7,17}{119,44} (3101,25 - 1582,66) = 91,16 \text{ кДж/кг}, \\ h'_{\text{кпп}} &= 3101,25 - 91,16 = 3010,09 \text{ кДж/кг}, \\ Q_{\text{кпп}}^{\text{б}} &= \frac{119,44}{13,07} (3469,7 - 3010,09) - 486,01 = 3714,13 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

По энтальпии  $h'_{\text{кпп}}$  и давлению  $P_{\text{шпп}}$  найдем температуру пара на входе в пароперегреватель по /7/:  $t'_{\text{кпп}} = f(P_{\text{шпп}}, h'_{\text{кпп}}) = 398,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

По найденной величине  $Q_{\text{кпп}}^{\text{б}}$  определяем энтальпию газа на выходе из конвективного пароперегревателя, кДж/кг

$$H''_{\text{кпп}} = H'_{\text{кпп}} - \frac{Q_{\text{кпп}}^{\text{б}}}{\varphi} + \Delta\alpha_{\text{кпп}} \cdot H_{\text{хв}}^0, \quad (\text{П.107})$$

где  $H'_{\text{кпп}} = H''_{\text{ш}}$  – энтальпия газов на входе в конвективный пароперегреватель, кДж/кг;  $Q_{\text{кпп}}^{\text{б}}$  – количество тепла, воспринятого в конвективном пароперегревателе, кДж/кг;  $\varphi$  – коэффициент сохранения тепла;  $\Delta\alpha_{\text{кпп}}$  – величина присосов воздуха в пароперегревателе;  $H_{\text{хв}}^0$  – величина энтальпии присосанного холодного воздуха, кДж/кг.

$$H''_{\text{кпп}} = 13695,89 - \frac{3714,13}{0,997} + 0,03 \cdot 170,78 = 9975,71 \text{ кДж/кг.}$$

По вычисленной энтальпии находим температуру газов  $\vartheta''_{\text{кпп}}$  по табл. П.2 по колонке для конвективного пароперегревателя:  $\vartheta''_{\text{кпп}} = f(\alpha_{\text{кпп}}, H''_{\text{кпп}}) = 790 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Температурный напор для пароперегревателя (рис. П.13) определим по формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}}. \quad (\text{П.108})$$

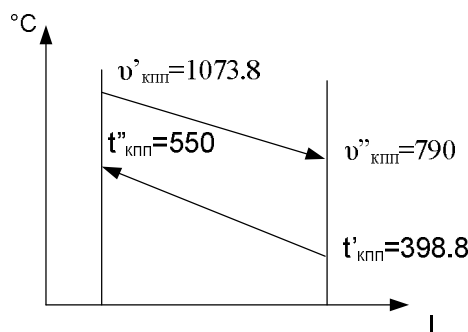


Рис. П.13 – Температурный напор

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= \vartheta'_{\text{кпп}} - t''_{\text{кпп}} = 1073,8 - 550 = 523,8 \text{ }^\circ\text{C} = \Delta t_6, \\ \Delta t_2 &= \vartheta''_{\text{кпп}} - t'_{\text{кпп}} = 790 - 398,8 = 391,2 \text{ }^\circ\text{C} = \Delta t_M, \\ \Delta t &= \frac{523,8 - 391,2}{\ln \frac{523,8}{391,2}} = 454,3 \text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Скорость газов в межтрубном пространстве, м/с, найдем как

$$\omega_r = \frac{B_p V_r (\vartheta_{\text{cp}} + 273)}{273 f_{\text{кпп}}^r}, \quad (\text{П.109})$$

где  $B_p$  – расход топлива на котел, кг/с;  $V_r$  – объем газов, м<sup>3</sup>/кг, принимаем по табл. П.1 по колонке для пароперегревателя;  $\vartheta_{\text{cp}} = (\vartheta'_{\text{кпп}} + \vartheta''_{\text{кпп}})/2 = (1073,8 + 790) = 931,9 \text{ }^\circ\text{C}$  – средняя температура газов в конвективном пароперегревателе;  $f_{\text{кпп}}^r$  – площадь живого сечения для прохода газов, м<sup>2</sup>

$$\begin{aligned} f_{\text{кпп}}^r &= h_{\text{кпп}} (b_T - z_1 d_H) = 6 \cdot (14,46 - 96 \cdot 0,038) = 64,872. \\ \omega_r &= \frac{13,07 \cdot 8,313 \cdot (931,9 + 273)}{273 \cdot 64,872} = 7,39 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией находим по рис. 1.8.3, 1.8.4:  
 $\alpha_k = \alpha_n C_z C_s C_\phi$ ,  $\alpha_n = 62$ ,  $C_z = 1$ ,  $C_s = 1$ ,  $C_\phi = 0,93$ ,  $\alpha_k = 62 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,93 = 57,66$   
 Вт/(м<sup>2</sup>·°C).

Средняя скорость пара в конвективном пароперегревателе рассчитывается по формуле, м/с

$$\omega_n = \frac{D_{не} \nu_n}{f_n}, \quad (\text{П.110})$$

где  $D_{не}$  – расход острого пара, кг/с;  $\nu_n$  – средний удельный объем пара, м<sup>3</sup>/кг, определяемый по давлению  $P_{не}$ , МПа, и средней температуре  $t_{cp} = (t'_{кпп} + t''_{кпп})/2$ , °C;  $f_n$  – площадь живого сечения для прохода пара, м<sup>2</sup>

$$\begin{aligned} f_n &= \frac{\pi d_{вн}^2}{4} z_1 = \frac{\pi \cdot 0,028^2}{4} \cdot 96 = 0,059. \\ t_{cp} &= (398,8 + 550)/2 = 474,4 \text{ °C}, \\ \nu_n &= f(P_{не}, t_{cp}) = 0,02325 \text{ м}^3/\text{кг}, \\ \omega_n &= \frac{119,44 \cdot 0,02325}{0,059} = 47,07 \text{ м/с}. \end{aligned}$$

Далее определяем коэффициент теплоотдачи от стенки к пару (рис. 1.8.9):  
 $\alpha_2 = f(\omega_n) = \alpha_n C_d$ ,  $\alpha_n = 4500$ ,  $C_d = 1,02$ ,  $\alpha_2 = 4500 \cdot 1,02 = 4590$  Вт/(м<sup>2</sup>·°C).

Для определения коэффициента теплоотдачи излучением  $\alpha_n$ , Вт/(м<sup>2</sup>·°C), необходимо предварительно оценить температуру наружных загрязнений труб, °C, по формуле

$$t_3 = t_{cp} + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \frac{B_p (Q_{кпп}^6 + Q_{кпп}^n)}{F_{кпп}} 10^3, \quad (\text{П.111})$$

где  $t_{cp}$  – средняя температура пара, °C;  $\varepsilon$  – коэффициент загрязнения конвективной поверхности, (м<sup>2</sup>·°C)/Вт;  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к пару, Вт/(м<sup>2</sup>·°C);  $B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с;  $Q_{кпп}^n$  – переизлучение теплоты из топки, кДж/кг;  $Q_{кпп}^6$  – количество тепла, воспринятого в конвективном пароперегревателе, кДж/кг;  $F_{кпп}$  – площадь поверхности нагрева конвективного пароперегревателя, м<sup>2</sup>

$$F_{кпп} = \pi d_n h_{кпп} z_1 z_2, \quad (\text{П.112})$$

где  $d_n$  – наружный диаметр труб, м;  $h_{кпп}$  – средняя высота пароперегревателя, м;  $z_1$  – число труб в ряду, шт;  $z_2 = b_{кпп} / s_2 - 1$  – число рядов труб по ширине пакета (по ходу движения газов),  $z_2 = 2,25 / 0,076 - 1 = 28,6$ , округлим до четного:  $z_2 = 30$  шт;

$$F_{кпп} = \pi \cdot 0,038 \cdot 6 \cdot 96 \cdot 30 = 2062,895 \text{ м}^2.$$

При сжигании твердого топлива  $\varepsilon$  находится как

$$\varepsilon = \varepsilon_0 C_{\text{фр}} C_d + \Delta\varepsilon, \quad (\text{П.113})$$

где  $\varepsilon_0$  – исходный коэффициент загрязнения,  $(\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$  (рис. 1.9.3):  $\varepsilon_0 = f(\omega_r, s_2 / d_n) = 0,0037$ ;  $C_d$  – поправка на диаметр (рис. 1.9.3):  $C_d = 1$ ;  $\Delta\varepsilon$  – поправка, для каменных углей составляет  $\Delta\varepsilon = 0,0026 (\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт}$ ;  $C_{\text{фр}}$  – поправка на фракционный состав золы

$$C_{\text{фр}} = 1 - 1,18 \lg \frac{R_{30}}{33,7}, \quad (\text{П.114})$$

где значение  $R_{30}$  принимается равным 30-60 %; примем  $R_{30} = 40$  %, тогда

$$C_{\text{фр}} = 1 - 1,18 \lg \frac{40}{33,7} = 0,912;$$

$$\varepsilon = 0,0037 \cdot 0,912 \cdot 1 + 0,0026 = 5,9744 \cdot 10^{-3} (\text{м}^2 \cdot \text{°C})/\text{Вт},$$

$$t_3 = 474,4 + \left( 5,9744 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{4590} \right) \frac{13,07 \cdot (3714,13 + 486,01)}{2062,895} \cdot 10^3 = 639,19 \text{ °C}.$$

Степень черноты газов в конвективном пароперегревателе  $a_{\text{кпп}}$  определяется как

$$a_{\text{кпп}} = 1 - \exp(-kps_{\text{кпп}}), \quad (\text{П.115})$$

где  $k$  – коэффициент поглощения среды,  $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ ;  $p$  – давление в топке,  $p = 0,1$  МПа;  $s_{\text{кпп}}$  – эффективная толщина излучающего слоя, м.

Коэффициент поглощения среды

$$k = k_r r_{\text{п}} + k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}}, \quad (\text{П.116})$$

где  $k_r$  – коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания,  $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ ;  $k_{\text{зл}}$  – коэффициент поглощения лучей взвешенными в топочной среде частицами золы,  $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ ;  $r_{\text{п}}$  – суммарная доля трехатомных газов в продуктах сгорания;  $\mu_{\text{зл}}$  – концентрация золовых частиц в конвективном пароперегревателе.

$$k_r = \left( \frac{7,8 + 16r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{r_{\text{п}} s_{\text{кпп}}}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \frac{T_{\text{кпп}}''}{1000} \right), \quad (\text{П.117})$$



где  $r_{\text{H}_2\text{O}}$  – объемная доля водяных паров;  $r_{\text{II}}$  – суммарная доля трехатомных газов в продуктах сгорания;  $T_{\text{кпп}}''$  – температура газов на выходе из пароперегревателя,  $T_{\text{кпп}}'' = \vartheta_{\text{кпп}}'' + 273 = 790 + 273 = 1063$  К;  $s_{\text{кпп}}$  – толщина излучающего слоя, м

$$s_{\text{кпп}} = 0,9d_{\text{H}} \left( \frac{4}{\pi} \frac{s_1 s_2}{d_{\text{H}}^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left( \frac{4}{\pi} \frac{0,15 \cdot 0,076}{0,038^2} - 1 \right) = 0,31 \text{ м,}$$

$$\kappa_{\text{r}} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,07}{\sqrt{0,217 \cdot 0,31}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \frac{1063}{1000} \right) = 20,26 \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)}.$$

Коэффициент поглощения лучей взвешенными в топочной среде частицами золы

$$\kappa_{\text{зл}} = \frac{43\rho_{\text{r}}}{\left( T_{\text{кпп}}'' d_{\text{зл}} \right)^{0,67}}, \quad (\text{П.118})$$

где  $\rho_{\text{r}} = 1300$  г/нм<sup>3</sup> – плотность дымовых газов;  $T_{\text{кпп}}''$  – температура газов на выходе из пароперегревателя, °С;  $d_{\text{зл}} = 16$  мкм – эффективный диаметр золowych частиц.

$$\kappa_{\text{зл}} = \frac{43 \cdot 1300}{(1063 \cdot 16)^{0,67}} = 81,82 \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)},$$

$$\kappa = 20,26 \cdot 0,217 + 81,82 \cdot 0,0125 = 5,42 \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)}.$$

Тогда степень черноты  $a_{\text{кпп}} = 1 - \exp(-5,42 \cdot 0,1 \cdot 0,31) = 0,155$ .

Далее по средней температуре газов  $\vartheta_{\text{cp}}$  найдем величину коэффициента теплоотдачи излучением (рис. 1.8.10):  $\alpha_{\text{л}} = f(\vartheta_{\text{cp}}, t_3) = \alpha_{\text{H}} C_{\text{r}} a_{\text{кпп}}$ ,  $\alpha_{\text{H}} = 245$ ,  $C_{\text{r}} = 0,94$ ,  $\alpha_{\text{л}} = 245 \cdot 0,94 \cdot 0,155 = 35,7$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

Общий коэффициент теплоотдачи от газов к стенке труб конвективного пароперегревателя

$$\alpha_1 = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}, \quad (\text{П.119})$$

где  $\alpha_{\text{к}}$  – коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $\alpha_{\text{л}}$  – коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

$$\alpha_1 = 57,66 + 35,7 = 93,36 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

Коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°С)

$$\kappa = \frac{\psi \alpha_1}{1 - \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}, \quad (\text{П.120})$$

где  $\psi$  – коэффициент тепловой эффективности,  $\psi = 0,65$  /1, с. 76;  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от газов к стенке труб, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к пару, Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

$$\kappa = \frac{0,65 \cdot 93,36}{1 - \frac{93,36}{4590}} = 61,94 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

Необходимую поверхность нагрева определяем из формулы теплообмена:

$$F_{\text{кпп}} = \frac{Q_{\text{кпп}}^6 B_p}{\kappa \Delta t} 10^3, \quad (\text{П.121})$$

где  $Q_{\text{кпп}}^6$  – количество тепла, воспринятого в конвективном пароперегревателе, кДж/кг;  $B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с;  $\kappa$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $\Delta t$  – температурный напор, °С.

$$F_{\text{кпп}} = \frac{3714,13 \cdot 13,07}{61,94 \cdot 454,3} 10^3 = 1725,12 \text{ м}^2.$$

Далее найдем основные конструктивные размеры пароперегревателя. Длина одного змеевика пакета пароперегревателя, м

$$l_{\text{кпп}} = \frac{F_{\text{кпп}}}{\pi d_{\text{cp}} z_1}, \quad (\text{П.122})$$

где  $F_{\text{кпп}}$  – площадь поверхности нагрева, м<sup>2</sup>;  $d_{\text{cp}} = \frac{d_{\text{н}} + d_{\text{вн}}}{2} = \frac{0,038 + 0,028}{2} = 0,033$  м – средний диаметр труб;  $z_1$  – число труб в ряду, шт.

$$l_{\text{кпп}} = \frac{1725,12}{\pi \cdot 0,033 \cdot 96} = 173,33 \text{ м}.$$

Действительное число рядов труб по ходу газов

$$z_2 = \frac{l_{\text{кпп}}}{h_{\text{кпп}}}, \quad (\text{П.123})$$

где  $l_{\text{кпп}}$  – длина одного змеевика, м;  $h_{\text{кпп}}$  – средняя высота конвективного пароперегревателя, м.

$$z_2 = \frac{173,33}{6} = 28,9 \text{ шт.}$$

Округляем до четного:  $z_2 = 30$  шт.

Ширина пакета пароперегревателя по ходу движения газов, м

$$b_{\text{кпп}} = z_2 s_2, \quad (\text{П.124})$$

где  $z_2$  – число рядов труб по ходу газов, шт;  $s_2$  – продольный шаг труб, м;

$$b_{\text{кпп}} = 30 \cdot 0,076 = 2,28 \text{ м.}$$

Так как ширина пакета должна быть не более 1,5 – 1,8 м, разбиваем пароперегреватель на 2 пакета с шириной каждого  $b = 1,14$  м с зазором между ними 0,8 м (рис. 12).

## П.9. РАСЧЕТ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ ПЕРВОЙ СТУПЕНИ

Трубчатый воздухоподогреватель рассчитывается конструктивно, т.е. целью расчета является определение его необходимой теплообменной поверхности.

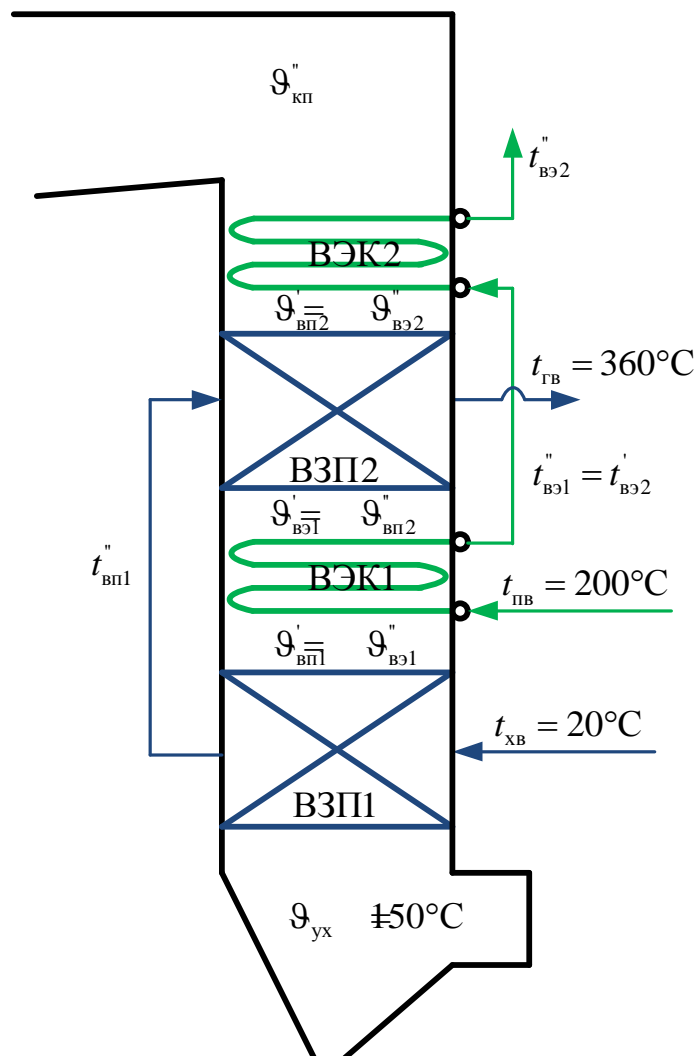


Рис. П.14 – Хвостовые поверхности нагрева

Сначала зададимся температурой воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя (рисунок 11)  $t_{\text{ВЭ1}}'' = t_{\text{ПВ}} + (10 \div 15)^\circ\text{C}$ , где  $t_{\text{ПВ}}$  – температура питательной воды,  $^\circ\text{C}$ , примем  $t_{\text{ВЭ1}}'' = t_{\text{ПВ}} + 12 = 200 + 12 = 212^\circ\text{C}$ .

Тепловосприятие первой ступени воздухоподогревателя, кДж/кг

$$Q_{\text{ВЭ1}} = \left( \beta_{\text{ВЭ1}}'' + \frac{\Delta\alpha_{\text{ВЭ1}}}{2} \right) (H_{\text{ВЭ1}}'' - H_{\text{ХВ}}^0), \quad (\text{П.125})$$

где  $\beta_{\text{ВЭ1}}'' = \beta_{\text{ГВ}} + \Delta\alpha_{\text{ВЭ1}} = 1,1 + 0,03 = 1,13$  – коэффициент избытка воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя;  $\Delta\alpha_{\text{ВЭ1}}$  – величина присосов воздуха в воздухоподогревателе;  $H_{\text{ВЭ1}}''$  – энтальпия воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя, определяется по табл. П.2 по температуре  $t_{\text{ВЭ1}}''$  по колонке для  $\beta_{\text{В}} = 1$ :  $H_{\text{ВЭ1}}'' = f(t_{\text{ВЭ1}}'', \beta_{\text{В}}) = 1819,55$  кДж/кг;  $H_{\text{ХВ}}^0$  – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг.

$$Q_{\text{ВЭ1}} = \left( 1,13 + \frac{0,03}{2} \right) \cdot (1819,55 - 170,78) = 1887,84 \text{ кДж/кг.}$$

Зная  $Q_{\text{взп1}}$ , определим энтальпию и температуру газов перед первой ступенью воздухоподогревателя:

$$H'_{\text{взп1}} = H''_{\text{взп1}} + \frac{Q_{\text{взп1}}}{\varphi} - \Delta\alpha_{\text{взп}} H^0_{\text{прс}}, \quad (\text{П.126})$$

где  $H''_{\text{взп1}} = H_{\text{ух}}$  – энтальпия газов за первой ступенью воздухоподогревателя, кДж/кг;  $Q_{\text{взп1}}$  – тепловосприятие первой ступени воздухоподогревателя, кДж/кг;  $\varphi$  – коэффициент сохранения тепла;  $\Delta\alpha_{\text{взп}}$  – величина присосов воздуха в воздухоподогревателе;  $H^0_{\text{прс}}$  – количество тепла, вносимого в первой ступени присасываемым воздухом, кДж/кг, определяем по табл. П.2 при средней температуре подогреваемого воздуха

$$t_{\text{ср}} = \frac{(t''_{\text{взп1}} + t_{\text{хв}})}{2} = \frac{(212 + 20)}{2} = 116 \quad ^\circ\text{C} \quad \text{по колонке для } \beta_{\text{в}} = 1:$$

$$H^0_{\text{прс}} = f(\beta_{\text{в}}, t_{\text{ср}}) = 991,66.$$

$$H'_{\text{взп1}} = 1850,9 + \frac{1887,84}{0,997} - 0,03 \cdot 991,66 = 3714,67 \text{ кДж/кг.}$$

По значению энтальпии  $H'_{\text{взп1}}$  по табл. П.2 по колонке при  $\alpha_{\text{взк1}}$  определяем температуру газов на входе в воздухоподогреватель:  $\vartheta'_{\text{взп1}} = f(\alpha_{\text{взк1}}, H'_{\text{взп1}}) = 302,2 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Далее определим температурный напор как для противоточной схемы движения газов и воздуха, но с учетом поправочного коэффициента на перекрестное движение сред,  $^\circ\text{C}$ :

$$\Delta t_{\text{взп1}} = \psi \cdot \Delta t_{\text{прт}}, \quad (\text{П.127})$$

где  $\psi = 0,9$  – поправочный коэффициент для трех ходов воздуха;  $\Delta t_{\text{прт}}$  – среднелогарифмический температурный напор (рис. П.15),  $^\circ\text{C}$ , для противоточной схемы движения теплоносителей

$$\Delta t_{\text{прт}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (\text{П.128})$$

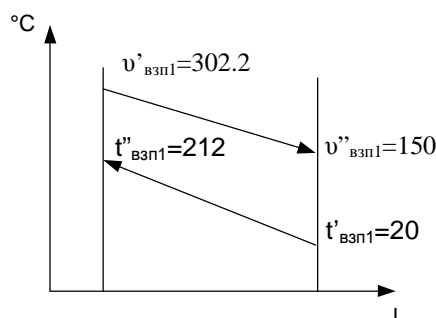


Рис. П.15 – Температурный напор

$$\begin{aligned}\Delta t_1 &= \vartheta'_{\text{взп1}} - t''_{\text{взп1}} = 302,2 - 212 = 90,2 \text{ }^\circ\text{C} = \Delta t_m, \\ \Delta t_2 &= \vartheta''_{\text{взп1}} - t_{\text{хв}} = 150 - 20 = 130 \text{ }^\circ\text{C} = \Delta t_6, \\ \Delta t_{\text{прг}} &= \frac{130 - 90,2}{\ln \frac{130}{90,2}} = 108,89 \text{ }^\circ\text{C}, \\ \Delta t_{\text{взп1}} &= 0,9 \cdot 108,89 = 98 \text{ }^\circ\text{C}.\end{aligned}$$

Для определения коэффициента теплопередачи  $k_{\text{взп1}}$  принимаем скорость газов  $\omega_{\text{г}} = 10$  м/с и скорость воздуха  $\omega_{\text{в}} = 8$  м/с.

Полное число труб воздухоподогревателя для прохода газов

$$z_{\text{тр}} = \frac{B_{\text{р}} V_{\text{г}} (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{273 \omega_{\text{г}} f_{\text{взп1}}^{\text{г}}}, \quad (\text{П.129})$$

где  $B_{\text{р}}$  – расчетный расход топлива, кг/с;  $V_{\text{г}}$  – объем газов, м<sup>3</sup>/кг, принимаем по табл. П.1 по колонке для первой ступени воздухоподогревателя;  $\vartheta_{\text{ср}} = (\vartheta'_{\text{взп1}} + \vartheta''_{\text{взп1}})/2$  – средняя температура газов в воздухоподогревателе, °С,  $\vartheta_{\text{ср}} = (302,2 + 150)/2 = 226,1$ ;  $\omega_{\text{г}}$  – скорость газов, м/с;  $f_{\text{взп1}}^{\text{г}}$  – внутреннее сечение трубы для прохода газов, м<sup>2</sup>

$$f_{\text{взп1}}^{\text{г}} = 0,785 d_{\text{вн}}^2, \quad (\text{П.130})$$

где  $d_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр труб, м.

Принимаем  $d_{\text{вн}} = 0,037$  м, наружный диаметр  $d_{\text{н}} = 0,04$  м, шаги труб  $s_1 = 0,054$  м,  $s_2 = 0,0472$  м (рис. 1.2.2).

$$\begin{aligned}f_{\text{взп1}}^{\text{г}} &= 0,785 \cdot 0,037^2 = 0,00107 \text{ м}^2, \\ z_{\text{тр}} &= \frac{13,07 \cdot 8,971 \cdot (226,1 + 273)}{273 \cdot 10 \cdot 0,00107} = 20033,54 = 20034 \text{ шт.}\end{aligned}$$

Число труб в одном ряду по ширине котла

$$z_1 = \frac{b_{\text{т}}}{s_1} - 1, \quad (\text{П.131})$$

где  $b_{\text{т}}$  – ширина конвективной шахты (принимается равной ширине топки), м;  $s_1$  – шаг между трубами по ширине котла, м.

$$z_1 = \frac{14,46}{0,054} - 1 = 267 \text{ шт.}$$

Число труб по глубине конвективной шахты

$$z_2 = \frac{z_{\text{тр}}}{z_1}, \quad (\text{П.132})$$

где  $z_{\text{тр}}$  – полное число труб воздухоподогревателя, шт;  $z_1$  – число труб в одном ряду по ширине котла, шт.

$$z_2 = \frac{20034}{267} = 76 \text{ шт.}$$

Полная глубина трубной поверхности (по ширине конвективной шахты)

$$a_{\text{тр}} = z_2 s_2, \quad (\text{П.133})$$

где  $z_2$  – число труб по глубине конвективной шахты, шт;  $s_2$  – шаг между трубами по глубине конвективной шахты, м.

$$a_{\text{тр}} = 76 \cdot 0,0472 = 3,6 \text{ м.}$$

Выбираем двух поточную схему выполнения воздухоподогревателя, следовательно, трубная поверхность разбивается на два пакета, между которыми создается внутренний раздающий воздушный короб, его размер по ширине примем  $\Delta a_{\text{к}} = 1,1$  м. Тогда общая ширина трубчатого воздухоподогревателя составит:

$$a_{\text{вп}} = a_{\text{тр}} + \Delta a_{\text{к}} (z_{\text{пот}} - 1), \quad (\text{П.134})$$

где  $a_{\text{тр}}$  – полная глубина трубной поверхности, м;  $\Delta a_{\text{к}}$  – зазор между коробами воздухоподогревателя, м;  $z_{\text{пот}} = 2$  – число потоков воздуха в трубчатом воздухоподогревателе.

$$a_{\text{вп}} = 3,6 + 1,1 \cdot (2 - 1) = 4,7 \text{ м.}$$

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке (рис. 1.10.2, 1.10.3):  
 $\alpha_1 = f(\omega_{\text{г}}, d_{\text{вн}}) = \alpha_{\text{н}} C_{\text{ф}} C_l, \quad \alpha_{\text{н}} = 31,2, \quad C_{\text{ф}} = 1,1, \quad C_l = 1, \quad \alpha_1 = 31,2 \cdot 1,1 \cdot 1 = 34,32$   
 Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

Коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому воздуху (рис. 1.10.4, 1.10.5):  
 $\alpha_2 = f(\omega_{\text{в}}, d_{\text{н}}) = \alpha_{\text{н}} C_z C_s C_{\text{ф}}, \quad \alpha_{\text{н}} = 88, \quad C_z = 1, \quad C_s = 1,08, \quad C_{\text{ф}} = 0,98,$   
 $\alpha_2 = 88 \cdot 1 \cdot 1,08 \cdot 0,98 = 93,14$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

Коэффициент теплопередачи в воздухоподогревателе, Вт/(м<sup>2</sup>·°С)

$$k_{\text{взп1}} = \xi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \quad (\text{П.135})$$

где  $\xi$  – коэффициент использования;  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому воздуху, Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

Коэффициент использования находится как  $\xi = \xi_0 - \Delta\xi$ . Значение  $\xi_0$  для твердых топлив составляет  $\xi_0 = 0,9$ , значение  $\Delta\xi = 0,15$ . Тогда  $\xi = 0,9 - 0,15 = 0,75$ .

$$k_{\text{взп1}} = 0,75 \frac{34,32 \cdot 93,14}{34,32 + 93,14} = 18,81 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

Поверхность нагрева воздухоподогревателя

$$F_{\text{взп1}} = \frac{B_p Q_{\text{взп1}}}{k_{\text{взп1}} \Delta t_{\text{взп1}}} 10^3, \quad (\text{П.136})$$

где  $B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с;  $Q_{\text{взп1}}$  – тепловосприятие первой ступени воздухоподогревателя, кДж/кг;  $k_{\text{взп1}}$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $\Delta t_{\text{взп1}}$  – температурный напор, °С.

$$F_{\text{взп1}} = \frac{13,07 \cdot 1887,84}{18,81 \cdot 98} \cdot 10^3 = 13385,23 \text{ м}^2.$$

Далее по среднему диаметру труб  $d_{\text{cp}} = (d + d)/2 = (0,04 + 0,037)/2 = 0,0385$  м находим необходимую полную высоту воздухоподогревателя, м

$$h_{\text{взп1}} = \frac{F_{\text{взп1}}}{\pi d_{\text{cp}} z_{\text{тр}}}, \quad (\text{П.137})$$

где  $F_{\text{взп1}}$  – поверхность нагрева первой ступени воздухоподогревателя, м<sup>2</sup>;  $d_{\text{cp}} = 0,0385$  – средний диаметр труб, м;  $z_{\text{тр}}$  – полное число труб воздухоподогревателя, шт.

$$h_{\text{взп1}} = \frac{13385,23}{\pi \cdot 0,0385 \cdot 20034} = 5,52 \text{ м}.$$

Высота одного хода воздухоподогревателя, м

$$h_x = \frac{B_p \beta_{\text{взп1}} V_B^0 (t_{\text{cp}}^B + 273)}{273(b_T - z_1 d_H) \omega_B z_{\text{пот}}}, \quad (\text{П.138})$$



где  $B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с;  $\beta_{взп1}$  – коэффициент избытка воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя;  $V_b^0$  – теоретически необходимый объем воздуха, м<sup>3</sup>/кг;  $t_{cp}^b$  – средняя температура воздуха в поверхности, °С;  $b_t$  – ширина топки, м;  $z_1$  – число труб в одном ряду по ширине котла,  $d_n$  – наружный диаметр труб, м;  $\omega_b$  – скорость воздуха в воздухоподогревателе, м/с;  $z_{пот}$  – число потоков воздуха.

$$h_x = \frac{13,07 \cdot 1,13 \cdot 6,47 \cdot (116 + 273)}{273(14,46 - 267 \cdot 0,04) \cdot 8 \cdot 2} = 1,8.$$

Число ходов воздуха

$$z_{ход} = \frac{h_{взп1}}{h_x}, \quad (\text{П.139})$$

где  $h_{взп1}$  – полная высота воздухоподогревателя, м;  $h_x$  – высота одного хода воздухоподогревателя, м.

$$z_{ход} = \frac{5,52}{1,8} = 3 \text{ шт.}$$

Число ходов воздуха устраивает для выбранной компоновки, следовательно, расчет первой ступени воздухоподогревателя закончен. В итоге воздухоподогреватель будет состоять из трех кубов по 1,8 м с зазорами между ними 0,8 м (рис П.16).

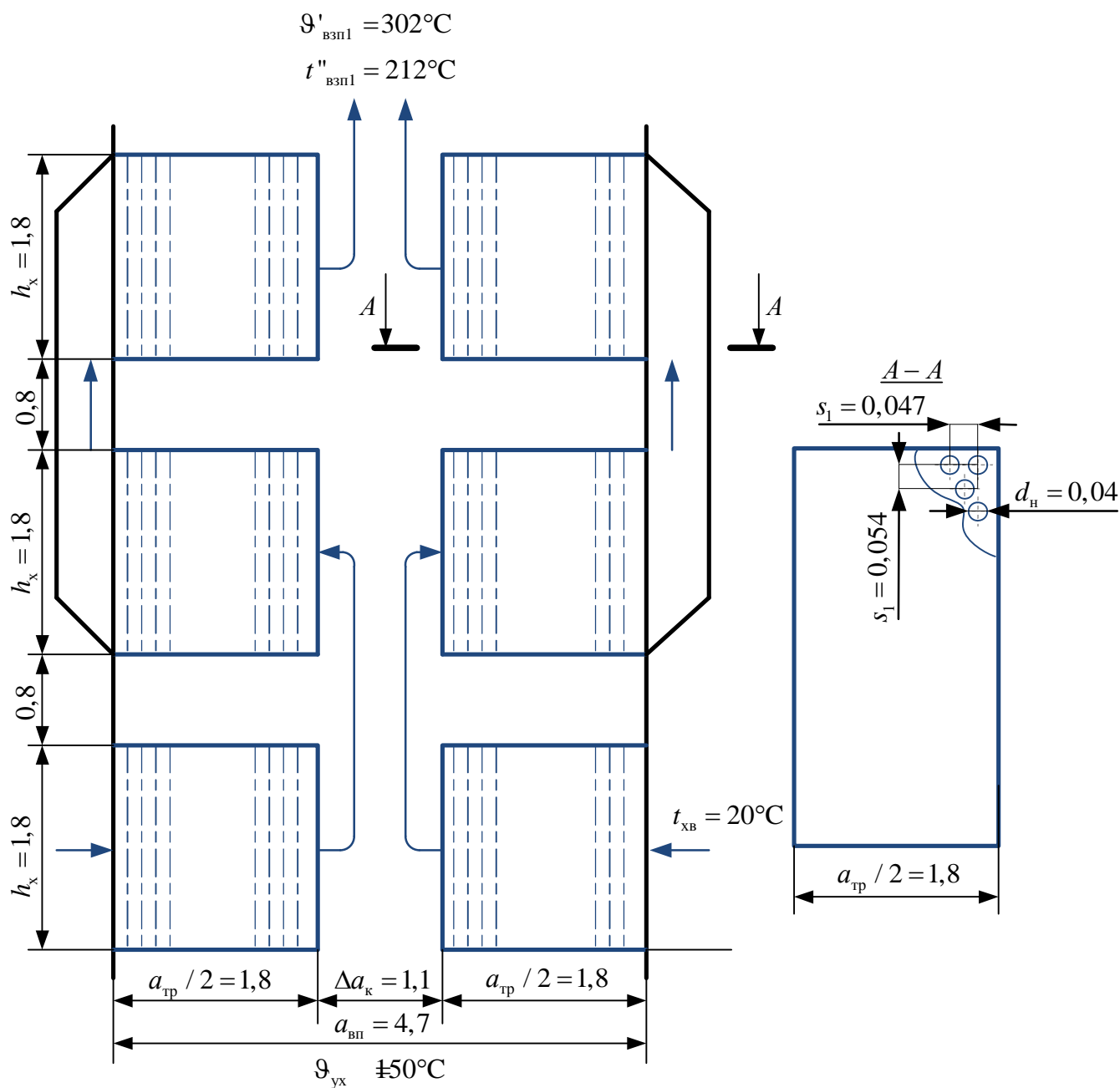


Рис. П.16 – Схема воздухоподогревателя первой ступени

## П.10. РАСЧЕТ ВОДЯНОГО ЭКОНОМАЙЗЕРА ПЕРВОЙ СТУПЕНИ

Целью расчета водяного экономайзера является определение его необходимой теплообменной поверхности.

Сначала возьмем необходимые характеристики труб (рис. 1.2.2): наружный и внутренний диаметры труб  $d_{\text{н}} = 0,032$  м,  $d_{\text{вн}} = 0,022$  м; шаги труб  $s_1 = 0,08$  м,  $s_2 = 0,048$  м.

Тепловосприятие водяного экономайзера первой ступени определяется как

$$Q_{\text{вЭК1}}^{\delta} = \varphi(H'_{\text{вЭК1}} - H''_{\text{вЭК1}} + \Delta\alpha_{\text{вЭК}} H_{\text{хв}}^0), \quad (\text{П.140})$$

где  $\varphi$  – коэффициент сохранения тепла;  $H'_{вэкл}$  – энтальпия газов на входе в экономайзер, кДж/кг;  $H''_{вэкл} = H'_{вэпл}$  – энтальпия газов на выходе из экономайзера, кДж/кг;  $\Delta\alpha_{вэкл}$  – величина присосов воздуха в экономайзере;  $H^0_{хв}$  – количество тепла, вносимого в экономайзер присасываемым холодным воздухом, кДж/кг.

Энтальпия газов на входе в экономайзер определяется по табл. П.2 по колонке для  $\alpha_{вэпл2}$  при температуре газов  $\vartheta'_{вэкл} = \vartheta''_{вэкл} + (\vartheta''_{кп} - \vartheta''_{вэкл})/3$ , где  $\vartheta''_{вэкл} = \vartheta'_{вэпл1}$ ,  $\vartheta'_{вэкл} = 302,2 + (790 - 302,2)/3 = 464,8$  °C;  $H'_{вэкл} = f(\alpha_{вэпл2}, \vartheta'_{вэкл}) = 5833,68$  кДж/кг.

$$Q^6_{вэкл} = 0,997 \cdot (5833,68 - 3714,67 + 0,02 \cdot 170,78) = 2116,06 \text{ кДж/кг.}$$

По величине  $Q^6_{вэкл}$  определяется энтальпия воды на выходе из водяного экономайзера, кДж/кг

$$h''_{вэкл} = h'_{вэкл} + \frac{B_p Q^6_{вэкл}}{D_{вэкл}}, \quad (\text{П.141})$$

где  $h'_{вэкл} = \bar{t}_{пв}$  – энтальпия питательной воды на входе в экономайзер, кДж/кг;  $B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с;  $Q^6_{вэкл}$  – тепловосприятие водяного экономайзера, кДж/кг;  $D_{вэкл}$  – расход питательной воды через экономайзер котла, кг/с,  $D_{вэкл} = D_{пв} + D_{пр} - D_{впр} = 119,44 + 2,39 - 7,17 = 114,66$ .

$$h''_{вэкл} = 837,34 + \frac{13,07 \cdot 2116,06}{114,66} = 1078,55 \text{ кДж/кг.}$$

По найденной энтальпии питательной воды определяем температуру питательной воды на выходе из экономайзера ///:  $t''_{вэкл} = f(P_{пв}, h''_{вэкл})$ , где  $P_{пв} = 1,1 \cdot P_6 = 1,1 \cdot 14,3 = 15,73$  МПа – давление питательной воды;  $t''_{вэкл} = 248,39$  °C.

Температурный напор (рис. П.17)

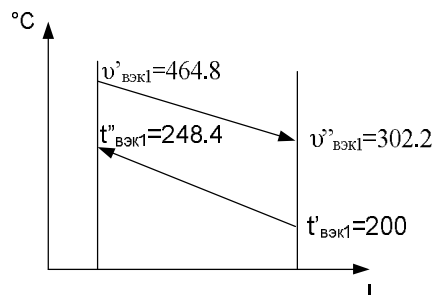


Рис. П.17 – Температурный напор

$$\Delta t_{вэкл} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}}, \quad (\text{П.142})$$

$$\begin{aligned}\Delta t_1 &= \vartheta'_{\text{вЭК1}} - t''_{\text{вЭК1}} = 464,8 - 248,4 = 216,4 \text{ }^\circ\text{C} = \Delta t_{\text{Г}}, \\ \Delta t_2 &= \vartheta''_{\text{вЭК1}} - t'_{\text{вЭК1}} = 302,2 - 200 = 102,2 \text{ }^\circ\text{C} = \Delta t_{\text{М}}, \\ \Delta t_{\text{вЭК1}} &= \frac{216,4 - 102,2}{\ln \frac{216,4}{102,2}} = 152,2 \text{ }^\circ\text{C}.\end{aligned}$$

Скорость дымовых газов, м/с

$$\omega_{\text{Г}} = \frac{B_{\text{р}} V_{\text{Г}} (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{273 f_{\text{вЭК}}^{\text{Г}}}, \quad (\text{П.143})$$

где  $B_{\text{р}}$  – расчетный расход топлива, кг/с;  $V_{\text{Г}}$  – объем газов, м<sup>3</sup>/кг, определяем по табл. П.1 в колонке для водяного экономайзера первой ступени;  $\vartheta_{\text{ср}} = (\vartheta'_{\text{вЭК1}} + \vartheta''_{\text{вЭК1}})/2$  – расчетная средняя температура газов в экономайзере, °С,  $\vartheta_{\text{ср}} = (464,8 + 302,2)/2 = 383,5$ ;  $f_{\text{вЭК}}^{\text{Г}}$  – площадь живого сечения для прохода газов, м<sup>2</sup>

$$f_{\text{вЭК}}^{\text{Г}} = a_{\text{вп}} b_{\text{Г}} - z_1 b_{\text{Г}} d_{\text{н}}, \quad (\text{П.144})$$

где  $a_{\text{вп}}$  – глубина конвективной шахты, м, (формула (П.134));  $b_{\text{Г}}$  – ширина конвективной шахты (равна ширине топки), м;  $z_1$  – число труб в одном ряду пакета экономайзера, шт;  $d_{\text{н}}$  – наружный диаметр труб, м.

$$z_1 = \frac{a_{\text{вп}}}{s_1} - 1, \quad (\text{П.145})$$

где  $a_{\text{вп}}$  – глубина конвективной шахты, м;  $s_1$  – поперечный шаг труб, м.

$$\begin{aligned}z_1 &= \frac{4,7}{0,08} - 1 = 59 \text{ шт.} \\ f_{\text{вЭК}}^{\text{Г}} &= 4,7 \cdot 14,46 - 59 \cdot 14,46 \cdot 0,032 = 47,082 \text{ м}^2, \\ \omega_{\text{Г}} &= \frac{13,07 \cdot 8,806 \cdot (383,5 + 273)}{273 \cdot 47,082} = 6,27 \text{ м/с.}\end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией (рис. 1.10.4, 1.10.5):  
 $\alpha_{\text{к}} = f(\omega_{\text{Г}}, \vartheta_{\text{ср}}) = \alpha_{\text{н}} C_z C_s C_{\text{ф}}, \quad \alpha_{\text{н}} = 72,5, \quad C_z = 1, \quad C_s = 1, \quad C_{\text{ф}} = 0,98,$   
 $\alpha_{\text{к}} = 72,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,98 = 71,05 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{}^\circ\text{C)}.$

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке определяется как  $\alpha_1 = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}$ , где  $\alpha_{\text{л}}$  – коэффициент теплоотдачи излучением, принимаем  $\alpha_{\text{л}} = 0$ .

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \alpha_1}, \quad (\text{П.146})$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $\varepsilon$  – коэффициент загрязнения конвективной поверхности, (м<sup>2</sup>·°С)/Вт, определяем аналогично как и при расчете конвективного пароперегревателя:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 C_{\text{фр}} C_d + \Delta\varepsilon, \quad (\text{П.147})$$

где  $\varepsilon_0$  – исходный коэффициент загрязнения, (м<sup>2</sup>·°С)/Вт (рис. 1.9.3):  $\varepsilon_0 = f(\omega_r, s_2 / d_n) = 0,003$ ;  $C_d$  – поправка на диаметр (рис. 1.9.3):  $C_d = 0,7$ ;  $\Delta\varepsilon$  – поправка, для каменных углей составляет  $\Delta\varepsilon = 0,0026$  (м<sup>2</sup>·°С)/Вт;  $C_{\text{фр}}$  – поправка на фракционный состав золы

$$C_{\text{фр}} = 1 - 1,18 \lg \frac{R_{30}}{33,7}, \quad (\text{П.148})$$

где значение  $R_{30}$  принимается равным 30-60 %; примем  $R_{30} = 40$  %, тогда

$$C_{\text{фр}} = 1 - 1,18 \lg \frac{40}{33,7} = 0,912;$$

$$\varepsilon = 0,003 \cdot 0,912 \cdot 0,7 + 0,0026 = 4,515 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2 \cdot \text{°С)/Вт,}$$

$$k = \frac{71,05}{1 + 4,515 \cdot 10^{-3} \cdot 71,05} = 53,79 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С).}$$

Площадь поверхности нагрева, м<sup>2</sup>

$$F_{\text{вЭК1}} = \frac{B_p Q_{\text{вЭК1}}^6}{k \Delta t_{\text{вЭК1}}} 10^3, \quad (\text{П.149})$$

где  $B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с;  $Q_{\text{вЭК1}}^6$  – тепловосприятие первой ступени водяного экономайзера, кДж/кг;  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $\Delta t_{\text{вЭК1}}$  – температурный напор, °С.

$$F_{\text{вЭК1}} = \frac{13,07 \cdot 2116,06}{53,79 \cdot 152,2} 10^3 = 3378,22.$$

Длина одного змеевика, м

$$l_{\text{ЗМ}} = \frac{F_{\text{вЭК1}}}{\pi d_n z_1}, \quad (\text{П.150})$$

где  $F_{\text{взк1}}$  – площадь поверхности нагрева,  $\text{м}^2$ ;  $d_{\text{н}}$  – наружный диаметр труб, м;  $z_1$  – число труб в одном ряду пакета экономайзера.

$$l_{\text{зм}} = \frac{3378,22}{\pi \cdot 0,032 \cdot 63} = 533,39.$$

Число рядов по ходу газов (число петель)

$$z_2 = \frac{l_{\text{зм}}}{b_{\text{т}}}, \quad (\text{П.151})$$

где  $l_{\text{зм}}$  – длина одного змеевика, м;  $b_{\text{т}}$  – ширина конвективной шахты (равна ширине топ-ки), м.

$$z_2 = \frac{533,39}{14,46} = 36,89 \text{ шт.}$$

Округляем число петель до четного значения:  $z_2 = 38$  шт.

Полная высота пакета экономайзера, м

$$h_{\text{взк1}} = z_2 s_2, \quad (\text{П.152})$$

где  $z_2$  – число рядов по ходу газов, шт;  $s_2$  – шаг труб по ходу газов, м.

$$h_{\text{взп1}} = 38 \cdot 0,048 = 1,824 \text{ м.}$$

Экономайзерные поверхности компонуются пакетами высотой 1 – 1,5 м, с разрывом между пакетами 0,6 – 0,8 м. Поэтому разбиваем пакет на два равных высотой каждый  $h_{\text{взк1}} = 0,912$  м с разрывом между ними 0,7 м (рис. П.18).

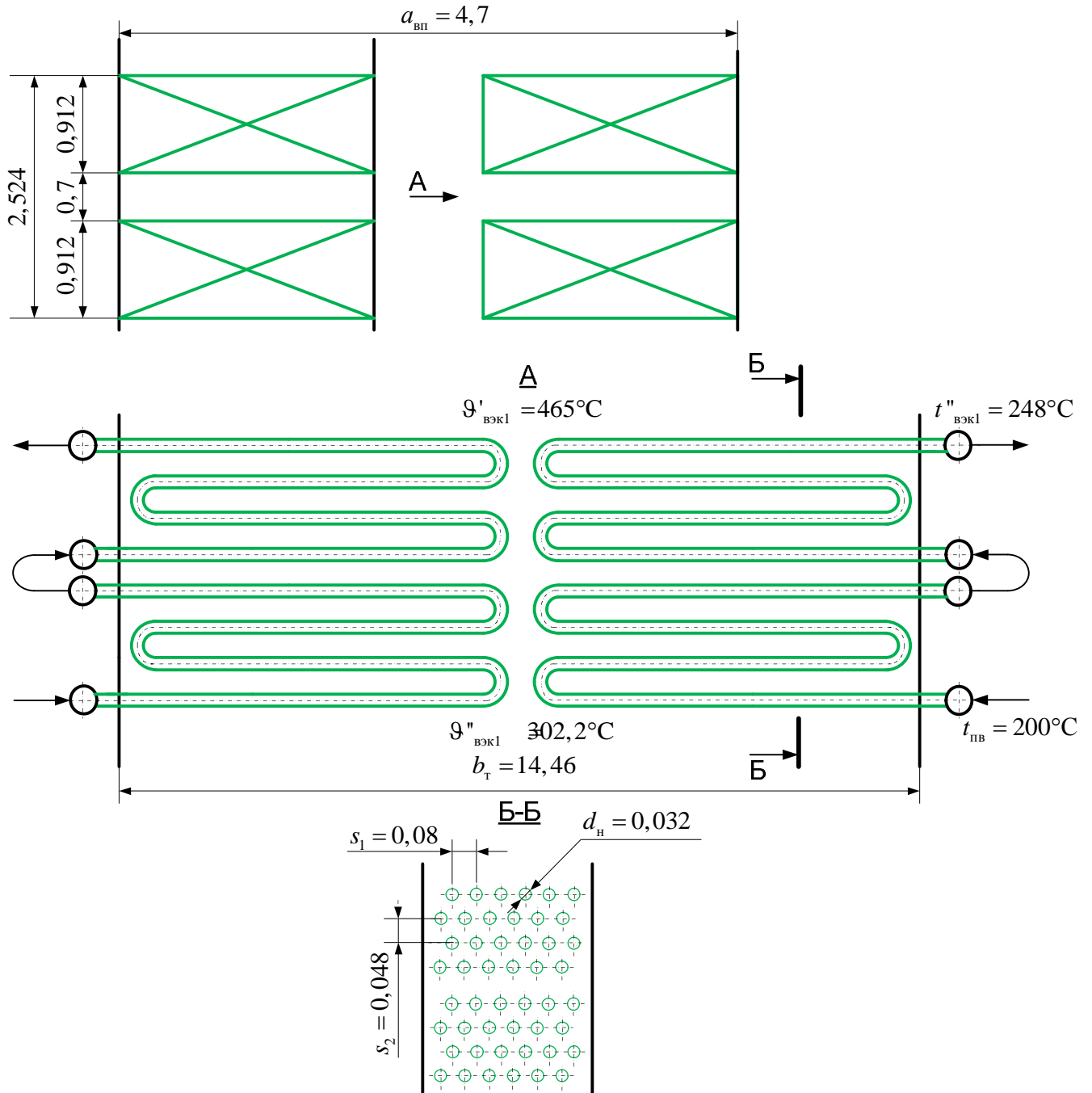


Рис. П.18 – Схема водяного экономайзера первой ступени

## П.11. РАСЧЕТ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ ВТОРОЙ СТУПЕНИ

Расчет воздухоподогревателя второй ступени выполняется аналогично расчету первой ступени. Все требуемые характеристики труб (диаметры, шаги) остаются такими же, как в первой ступени. Температура воздуха на входе равна соответственно  $t'_{\text{взп2}} = t''_{\text{взп1}}$ , а на выходе  $t''_{\text{взп2}} = t_{\text{тв}}$ . Тепло, воспринятое второй ступенью, находится с воздушной стороны по формуле, кДж/кг

$$Q_{\text{взп2}} = \left( \beta_{\text{гв}} + \frac{\Delta\alpha_{\text{взп}}}{2} \right) \cdot (H_{\text{гв}}^0 - H_{\text{взп1}}''), \quad (\text{П.153})$$

где  $\beta_{\text{гв}}$  – относительный избыток воздуха (принимая из расчета теплообмена в топке  $\beta_{\text{гв}} = 1,1$ );  $\Delta\alpha_{\text{взп}}$  – величина присосов воздуха в воздухоподогревателе;  $H_{\text{гв}}^0$  – энтальпия горячего воздуха на выходе из воздухоподогревателя, кДж/кг;  $H_{\text{взп1}}''$  – энтальпия воздуха на выходе из первой ступени, кДж/кг.

$$Q_{\text{взп2}} = \left( 1,1 + \frac{0,03}{2} \right) \cdot (3139,6 - 1819,55) = 1471,86.$$

Энтальпия газов на входе во вторую ступень, кДж/кг

$$H_{\text{взп2}}' = H_{\text{взп2}}'' + \frac{Q_{\text{взп2}}}{\varphi} - \Delta\alpha_{\text{взп}} H_{\text{прс}}^0, \quad (\text{П.154})$$

где  $H_{\text{взп2}}'' = H_{\text{взп1}}'$  – энтальпия газов за второй ступенью воздухоподогревателя, кДж/кг;  $Q_{\text{взп2}}$  – тепло, воспринятое второй ступенью, кДж/кг;  $\varphi$  – коэффициент сохранения тепла;  $\Delta\alpha_{\text{взп}}$  – величина присосов воздуха в воздухоподогревателе;  $H_{\text{прс}}^0$  – количество тепла, вносимого во второй ступени воздухоподогревателя присасываемым воздухом, кДж/кг, определяется по табл. П.2 при средней температуре подогреваемого воздуха  $t_{\text{ср}} = (t_{\text{гв}} + t_{\text{взп2}}'') / 2 = (360 + 212) / 2 = 286$  °С по колонке для  $\beta_{\text{в}} = 1$ :  $H_{\text{прс}}^0 = f(\beta_{\text{в}}, t_{\text{ср}}) = 2464,91$ .

$$H_{\text{взп2}}' = 5833,68 + \frac{1471,9}{0,997} - 0,03 \cdot 2464,91 = 7236,02 \text{ кДж/кг.}$$

По энтальпии  $H_{\text{взп2}}'$  по табл. П.2 находим температуру газов на входе в воздухоподогреватель по колонке  $\vartheta_{\text{взп2}} : \vartheta_{\text{взп2}} = f(\alpha_{\text{взп2}}, H_{\text{взп2}}') = 580$  °С.

Температурный напор второй ступени находим аналогично первой (рис. П.19)

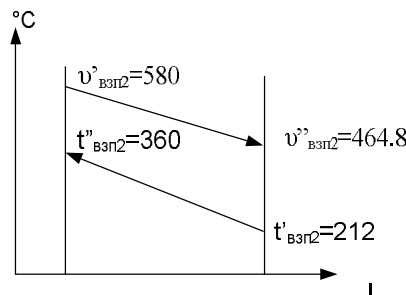


Рис. П.19 – Температурный напор

$$\Delta t_1 = \vartheta_{\text{взп2}}' - t_{\text{взп2}}'' = 580 - 360 = 220 \text{ °С} = \Delta t_{\text{м}},$$



$$\begin{aligned}\Delta t_2 &= \vartheta''_{\text{взп2}} - t'_{\text{взп2}} = 464,8 - 212 = 252,8 \text{ }^\circ\text{C} = \Delta t_6, \\ \Delta t_{\text{прт}} &= \frac{\Delta t_6 - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{252,8 - 220}{\ln \frac{252,8}{220}} = 236,02 \text{ }^\circ\text{C}, \\ \Delta t_{\text{взп2}} &= \psi \cdot \Delta t_{\text{прт}} = 0,9 \cdot 236,02 = 212,42 \text{ }^\circ\text{C}.\end{aligned}$$

Задаемся скоростью воздуха и дымовых газов для определения коэффициента теплопередачи:  $\omega_{\text{в}} = 7 \text{ м/с}$ ,  $\omega_{\text{г}} = 13 \text{ м/с}$ .

Полное число труб воздухоподогревателя для прохода газов

$$z_{\text{тр}} = \frac{B_{\text{р}} V_{\text{г}} (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{273 \omega_{\text{г}} f_{\text{взп2}}^{\text{г}}}, \quad (\text{П.155})$$

где  $B_{\text{р}}$  – расчетный расход топлива, кг/с;  $V_{\text{г}}$  – объем газов, м<sup>3</sup>/кг, принимается по табл. П.1 для воздухоподогревателя второй ступени;  $\vartheta_{\text{ср}} = (\vartheta'_{\text{взп2}} + \vartheta''_{\text{взп2}}) / 2 = (580 + 464,8) / 2 = 522,4 \text{ }^\circ\text{C}$  – средняя температура газов в воздухоподогревателе;  $\omega_{\text{г}}$  – скорость дымовых газов, м/с;  $f_{\text{взп2}}^{\text{г}} = f_{\text{взп1}}^{\text{г}}$  – площадь сечения для прохода газов, м<sup>2</sup>.

$$z_{\text{тр}} = \frac{13,07 \cdot 8,642 \cdot (522,4 + 273)}{273 \cdot 13 \cdot 0,00107} = 23659 \text{ шт.}$$

Число труб в одном ряду по ширине котла по формуле (П.131)

$$z_1 = \frac{14,46}{0,054} - 1 = 267 \text{ шт.}$$

Число труб по глубине конвективной шахты по формуле (П.132)

$$z_2 = \frac{23659}{267} = 89 \text{ шт.}$$

Полная глубина трубной поверхности (по ширине конвективной шахты) по формуле (П.133)

$$a_{\text{тр}} = 89 \cdot 0,0404 = 3,6 \text{ м.}$$

Принимаем  $\Delta a_{\text{к}} = 0,9 \text{ м}$ . Тогда общая ширина трубчатого воздухоподогревателя составит по формуле (П.134):

$$a_{\text{вп}} = 3,6 + 1,1 = 4,7 \text{ м.}$$

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке (рис. 1.10.2, 1.10.3):  
 $\alpha_1 = f(\omega_r, d_{\text{вн}}) = \alpha_n C_\phi C_l$ ,  $\alpha_n = 38,5$ ,  $C_\phi = 0,88$ ,  $C_l = 1$ ,  $\alpha_1 = 38,5 \cdot 0,88 \cdot 1 = 33,88$   
 Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

Коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому воздуху (рис. 1.10.4, 1.10.5):  
 $\alpha_2 = f(\omega_b, d_n) = \alpha_n C_z C_s C_\phi$ ,  $\alpha_n = 71$ ,  $C_z = 1$ ,  $C_s = 1,02$ ,  $C_\phi = 0,91$ ,  
 $\alpha_2 = 71 \cdot 1 \cdot 1,02 \cdot 0,91 = 65,9$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

Коэффициент теплопередачи в воздухоподогревателе, Вт/(м<sup>2</sup>·°С)

$$k_{\text{взп2}} = \xi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \quad (\text{П.156})$$

где  $\xi$  – коэффициент использования;  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому воздуху, Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

Коэффициент использования находится как  $\xi = \xi_0 - \Delta\xi$ . Значение  $\xi_0$  для твердых топлив составляет  $\xi_0 = 0,9$ , значение  $\Delta\xi = 0,15$ . Тогда  $\xi = 0,9 - 0,15 = 0,75$ .

$$k_{\text{взп2}} = 0,75 \frac{33,88 \cdot 65,9}{33,88 + 65,9} = 16,78 \text{ Вт/(м}^2\text{·°С)}.$$

Поверхность нагрева воздухоподогревателя

$$F_{\text{взп2}} = \frac{B_p Q_{\text{взп2}}}{k_{\text{взп2}} \Delta t_{\text{взп2}}} 10^3, \quad (\text{П.157})$$

где  $B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с;  $Q_{\text{взп2}}$  – тепловосприятие второй ступени воздухоподогревателя, кДж/кг;  $k_{\text{взп2}}$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $\Delta t_{\text{взп2}}$  – температурный напор, °С.

$$F_{\text{взп2}} = \frac{13,07 \cdot 1471,86}{16,78 \cdot 212,42} 10^3 = 5397,029 \text{ м}^2.$$

Далее по среднему диаметру труб  $d_{\text{cp}} = (d + d) / 2 = (0,04 + 0,037) / 2 = 0,0385$  м находим необходимую полную высоту воздухоподогревателя, м

$$h_{\text{взп2}} = \frac{F_{\text{взп2}}}{\pi d_{\text{cp}} z_{\text{тр}}}, \quad (\text{П.158})$$

где  $F_{\text{взп2}}$  – поверхность нагрева второй ступени воздухоподогревателя, м<sup>2</sup>;  $d_{\text{cp}} = 0,0385$  – средний диаметр труб, м;  $z_{\text{тр}}$  – полное число труб воздухоподогревателя, шт.

$$h_{\text{взп2}} = \frac{5397,029}{\pi \cdot 0,0385 \cdot 23659} = 1,89.$$

Выполняем воздухоподогреватель второй ступени одним пакетом, так как его высота менее 4 метров.

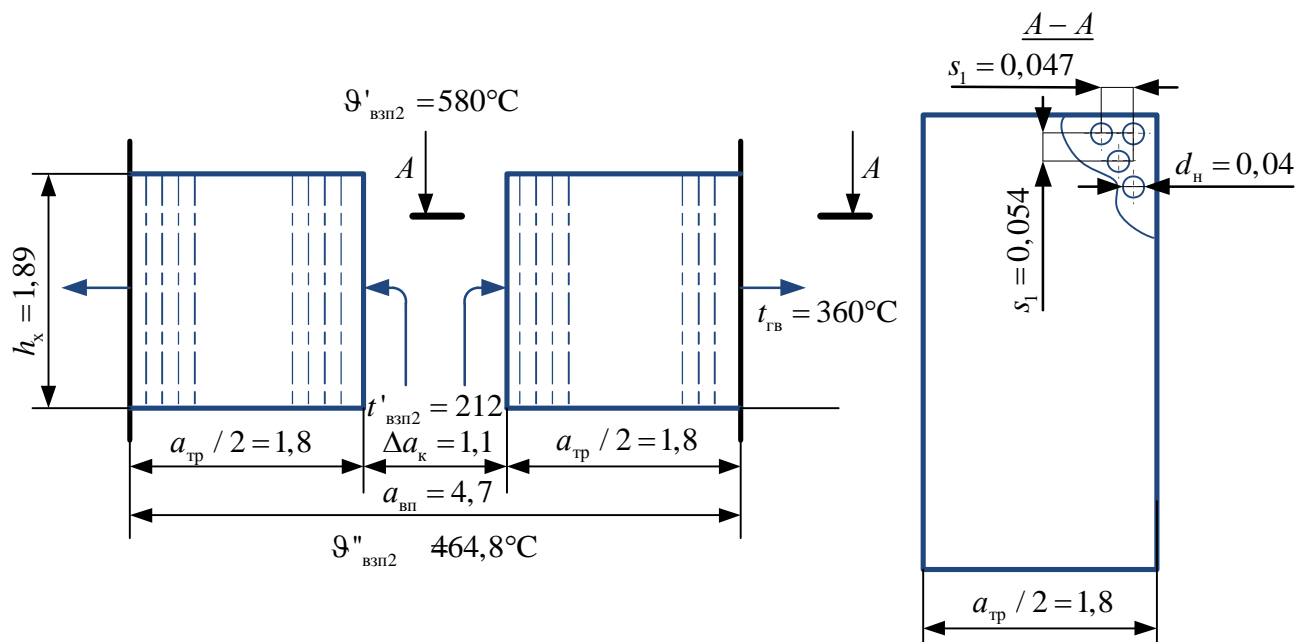


Рис. П.20 – Схема воздухоподогревателя второй ступени

## П.12. РАСЧЕТ ВОДЯНОГО ЭКОНОМАЙЗЕРА ВТОРОЙ СТУПЕНИ

Расчет водяного экономайзера второй ступени выполняется аналогично расчету экономайзера первой ступени. Все характеристики труб остаются прежними, как и в первой ступени.

Тепловосприятие водяного экономайзера второй ступени, кДж/кг

$$Q_{\text{вЭК2}}^6 = \varphi (H'_{\text{вЭК2}} - H''_{\text{вЭК2}} + \Delta\alpha_{\text{вЭК}} H_{\text{ХВ}}^0), \quad (\text{П.159})$$

где  $\varphi$  – коэффициент сохранения тепла;  $H'_{\text{вЭК2}} = H''_{\text{КПП}}$  – энтальпия газов на входе в экономайзер, кДж/кг;  $H''_{\text{вЭК2}} = H'_{\text{взп2}}$  – энтальпия газов на выходе из экономайзера, кДж/кг;  $\Delta\alpha_{\text{вЭК}}$  – величина присосов воздуха в водяном экономайзере;  $H_{\text{ХВ}}^0$  – количество тепла, вносимого в экономайзере присасываемым холодным воздухом, кДж/кг.

$$Q_{\text{вЭК}}^6 = 0,997 \cdot (9975,71 - 7236,02 + 0,02 \cdot 170,78) = 2734,87 \text{ кДж/кг.}$$

По величине  $Q_{\text{вЭК1}}^6$  определяется энтальпия воды на выходе из водяного экономайзера, кДж/кг

$$h''_{\text{вЭК2}} = h'_{\text{вЭК2}} + \frac{B_p Q_{\text{вЭК2}}^{\circ}}{D_{\text{вЭК}}}, \quad (\text{П.160})$$

где  $h'_{\text{вЭК2}} = h''_{\text{вЭК1}}$  – энтальпия воды на входе в экономайзер, кДж/кг;  $B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с;  $Q_{\text{вЭК1}}^{\circ}$  – тепловосприятие водяного экономайзера, кДж/кг;  $D_{\text{вЭК}}$  – расход питательной воды через экономайзер котла, кг/с.

$$h''_{\text{вЭК2}} = 1078,55 + \frac{13,07 \cdot 2734,87}{114,66} = 1390,3 \text{ кДж/кг.}$$

По найденной энтальпии питательной воды определяем температуру питательной воды на выходе из экономайзера /7/:  $t''_{\text{вЭК2}} = f(P_{\text{пв}}, h''_{\text{вЭК2}}) = 309,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Температурный напор (рис. П.21)

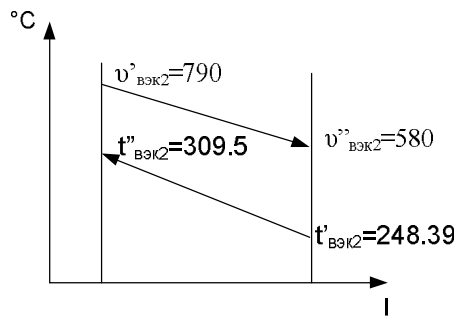


Рис. П.21 – Температурный напор

$$\Delta t_{\text{вЭК2}} = \frac{\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (\text{П.161})$$

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= \vartheta'_{\text{вЭК2}} - t''_{\text{вЭК2}} = 790 - 309,5 = 480,5 \text{ }^{\circ}\text{C} = \Delta t_{\text{г}}, \\ \Delta t_2 &= \vartheta''_{\text{вЭК2}} - t'_{\text{вЭК2}} = 580 - 248,39 = 331,61 \text{ }^{\circ}\text{C} = \Delta t_{\text{м}}, \\ \Delta t_{\text{вЭК2}} &= \frac{480,5 - 331,61}{\ln \frac{480,5}{331,61}} = 401,46 \text{ }^{\circ}\text{C}. \end{aligned}$$

Скорость дымовых газов, м/с

$$\omega_{\text{г}} = \frac{B_p V_{\text{г}} (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{273 f_{\text{вЭК}}^{\text{г}}}, \quad (\text{П.162})$$

где  $B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с;  $V_{\text{г}}$  – объем газов, м<sup>3</sup>/кг, определяем по табл. П.1 в колонке для водяного экономайзера второй ступени;  $\vartheta_{\text{ср}} = (\vartheta'_{\text{вЭК1}} + \vartheta''_{\text{вЭК1}})/2$  – расчетная средняя температура газов в экономайзере,  $^{\circ}\text{C}$ ,  $\vartheta_{\text{ср}} = (790 + 580)/2 = 685$ ;  $f_{\text{вЭК}}^{\text{г}}$  – площадь живого сечения для прохода газов, м<sup>2</sup>.

$$f_{\text{взк}}^{\Gamma} = a_{\text{вп}} b_{\Gamma} - z_1 b_{\Gamma} d_{\text{н}}, \quad (\text{П.163})$$

где  $a_{\text{вп}}$  – глубина конвективной шахты, м, (из расчета взп 2 ступени);  $b_{\Gamma}$  – ширина конвективной шахты (равна ширине топки), м;  $z_1$  – число труб в одном ряду пакета экономайзера, шт;  $d_{\text{н}}$  – наружный диаметр труб, м.

$$z_1 = \frac{a_{\text{вп}}}{s_1} - 1, \quad (\text{П.164})$$

где  $a_{\text{вп}}$  – глубина конвективной шахты, м;  $s_1$  – поперечный шаг труб, м.

$$z_1 = \frac{4,7}{0,08} - 1 = 59 \text{ шт.}$$

$$f_{\text{взк}}^{\Gamma} = 4,7 \cdot 14,46 - 59 \cdot 14,46 \cdot 0,032 = 47,082 \text{ м}^2,$$

$$\omega_{\Gamma} = \frac{13,07 \cdot 8,478 \cdot (685 + 273)}{273 \cdot 47,082} = 8,259 \text{ м/с.}$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией (рис. 1.10.4, 1.10.5):  
 $\alpha_{\text{к}} = f(\omega_{\Gamma}, \vartheta_{\text{ср}}) = \alpha_{\text{н}} C_z C_s C_{\phi}, \quad \alpha_{\text{н}} = 86, \quad C_z = 1, \quad C_s = 1, \quad C_{\phi} = 0,95,$   
 $\alpha_{\text{к}} = 86 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,95 = 81,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке определяется как  $\alpha_1 = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}$ , где  $\alpha_{\text{л}}$  – коэффициент теплоотдачи излучением, принимаем  $\alpha_{\text{л}} = 0$ .

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \alpha_1}, \quad (\text{П.165})$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от газов к стенке,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $\varepsilon$  – коэффициент загрязнения конвективной поверхности,  $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$ , определяем аналогично как и при расчете первой ступени:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 C_{\text{фр}} C_d + \Delta\varepsilon, \quad (\text{П.166})$$

где  $\varepsilon_0$  – исходный коэффициент загрязнения,  $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$  (рис. 1.9.3):  
 $\varepsilon_0 = f(\omega_{\Gamma}, s_2 / d_{\text{н}}) = 0,0027$ ;  $C_d$  – поправка на диаметр (рис. 1.9.3):  $C_d = 0,7$ ;  $\Delta\varepsilon$  – поправка, для каменных углей составляет  $\Delta\varepsilon = 0,0026 \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$ ;  $C_{\text{фр}}$  – поправка на фракционный состав золы

$$C_{\text{фр}} = 1 - 1,181g \frac{R_{30}}{33,7}, \quad (\text{П.167})$$

где значение  $R_{30}$  принимается равным 30-60 %; примем  $R_{30} = 40$  %, тогда

$$C_{\text{фр}} = 1 - 1,18 \lg \frac{40}{33,7} = 0,912,$$

$$\varepsilon = 0,0027 \cdot 0,912 \cdot 0,7 + 0,0026 = 4,3237 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт},$$

$$k = \frac{81,7}{1 + 4,3237 \cdot 10^{-3} \cdot 81,7} = 60,37 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Площадь поверхности нагрева, м<sup>2</sup>

$$F_{\text{взк2}} = \frac{B_p Q_{\text{взк2}}^6}{k \Delta t_{\text{взк2}}} 10^3, \quad (\text{П.168})$$

где  $B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с;  $Q_{\text{взк2}}^6$  – тепловосприятие второй ступени водяного экономайзера, кДж/кг;  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°C);  $\Delta t_{\text{взк2}}$  – температурный напор, °C.

$$F_{\text{взп2}} = \frac{13,07 \cdot 2734,87}{60,37 \cdot 401,46} 10^3 = 1474,853 \text{ м}^2.$$

Длина одного змеевика, м

$$l_{\text{зм}} = \frac{F_{\text{взк2}}}{\pi d_{\text{н}} z_1}, \quad (\text{П.169})$$

где  $F_{\text{взк2}}$  – площадь поверхности нагрева, м<sup>2</sup>;  $d_{\text{н}}$  – наружный диаметр труб, м;  $z_1$  – число труб в одном ряду пакета экономайзера.

$$l_{\text{зм}} = \frac{1474,853}{\pi \cdot 0,032 \cdot 67} = 218,96 \text{ м}.$$

Число рядов по ходу газов (число петель) по формуле (П.151)

$$z_2 = \frac{218,96}{14,46} = 16 \text{ шт.}$$

Полная высота пакета экономайзера, м, по формуле (П.152)

$$h_{\text{взк2}} = 16 \cdot 0,048 = 0,768 \text{ м}.$$

Выполняем экономайзер второй ступени в один пакет, так как высота пакета меньше 1 м.

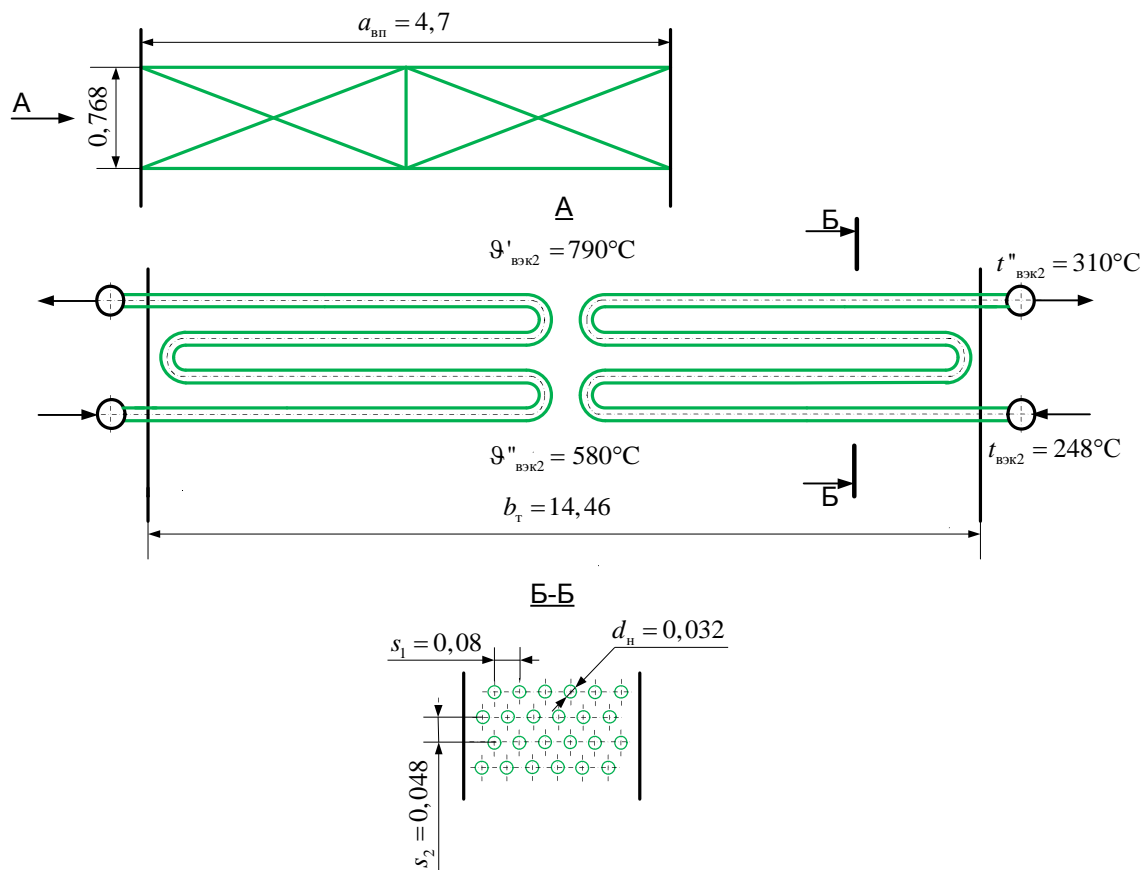


Рис. П.22 – Схема водяного экономайзера второй ступени

### П.13. СОСТАВЛЕНИЕ ПРЯМОГО БАЛАНСА КОТЛА

Завершающим этапом распределения тепловосприятий является проверка правильности распределения с помощью определения расчетной невязки теплового баланса котельного агрегата, кДж/кг

$$\Delta Q = Q_n^p \eta_{ка}^{бр} - (Q_{л} + Q_{шпп}^{\delta} + Q_{кпп}^{\delta} + Q_{взк1}^{\delta} + Q_{взк2}^{\delta}) \left( \frac{100 - q_4}{100} \right), \quad (\text{П.170})$$

где  $Q_n^p$  – теплота сгорания топлива, кДж/кг;  $\eta_{ка}^{бр}$  – коэффициент полезного действия котла в относительных единицах;  $Q_{л}$  – тепловосприятие поверхности нагрева в топке, кДж/кг;  $Q_{шпп}^{\delta}$  – тепловосприятие ширмового пароперегревателя, кДж/кг;  $Q_{кпп}^{\delta}$  – тепловосприятие конвективного пароперегревателя, кДж/кг;  $Q_{взк1}^{\delta}$  – тепловосприятие первой ступени водяного экономайзера, кДж/кг;  $Q_{взк2}^{\delta}$  – тепловосприятие второй ступени водяного экономайзера, кДж/кг;  $q_4$  – потеря от механического недожога, %.

$$\begin{aligned} \Delta Q &= 25950 \cdot 0,9184 - (13124,27 + 2550,66 + 3714,13 + 2116,06 + 2734,87) \cdot \left( \frac{100 - 1,5}{100} \right) = \\ &= -43,91 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Относительная величина невязки

$$\delta Q = \left| \frac{\Delta Q}{Q_n^p} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{-43,91}{25950} \right| \cdot 100\% = 0,169 \text{ \%}.$$

Величина невязки меньше 0,5 %, значит, расчет поверхностей нагрева котла выполнен верно и тепловой расчет заканчивается

Теперь, по завершении теплового расчета котельного агрегата, изобразим схему конвективной шахты с указанием размеров поверхностей нагрева (рис. П.23).



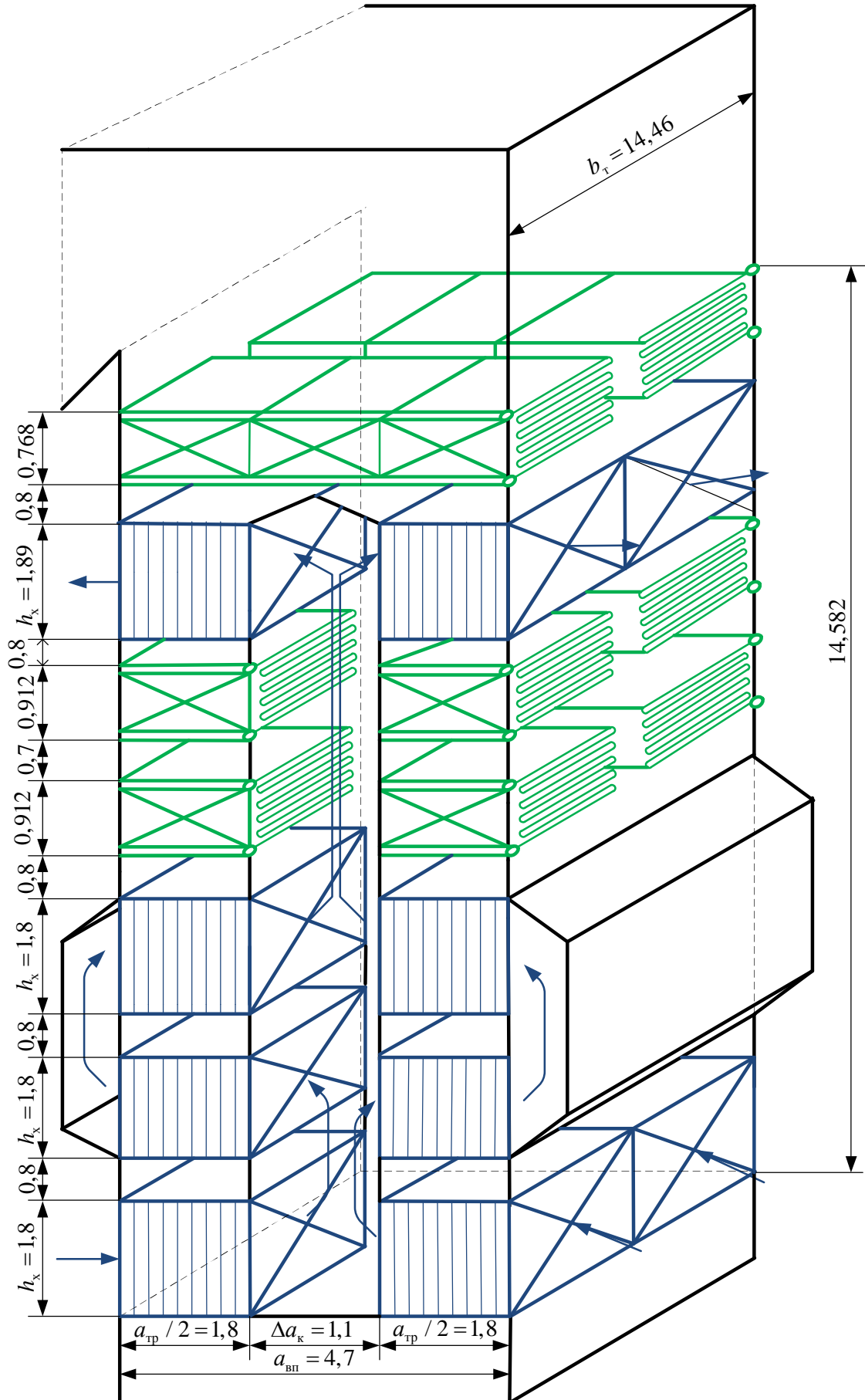


Рис. П.23 – Схема конвективной шахты

## П.14. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

### П.14.1. Расчет газового тракта

#### П.14.1.1. Исходные данные

Целью расчета является выбор необходимого типоразмера дымососа на основе определения производительности тяговой системы и перепада полных давлений в газовом тракте. Аэродинамический расчет газового тракта котла выполняется по данным теплового расчета. Исходные данные приведены в табл. П.3.

Таблица П.3

Исходные данные для выполнения аэродинамического расчета котельного агрегата

Участок тракта	Диаметр труб $d$ , мм	Число рядов труб по ходу газов, $z_2$ , шт	Отношение шага труб к диаметру		Длина продольно омываемых труб, м	Средняя температура газов, $\vartheta_{cp}$ , °С	Средняя скорость газов, $\omega_r$ , м/с
			$\frac{s_1}{d}$	$\frac{s_2}{d}$			
Ширмовый пароперегреватель	42	18	27,4	1,1	-	1163,8	4,4
Конвективный пароперегреватель	38	30	3,95	2	-	931,9	7,39
Водяной экономайзер 2-ой ступени	32	16	2,5	1,5	-	685	8,81
Воздухоподогреватель 2-ой ступени	37	-	1,35	1,01	1,89	522,4	13
Водяной экономайзер 1-ой ступени	32	38	2,5	1,5	-	383,5	6,27
Воздухоподогреватель 1-ой ступени	37	-	1,35	1,01	5,52	226,1	10

Сопротивление газового тракта котельного агрегата с уравновешенной тягой складывается из сопротивления трубчатых поверхностей нагрева, расположенных в газоходах, местных сопротивлений, сопротивления трения при движении в газоходах как в пределах парогенератора, так и вне него, самотяги. Общая схема газового тракта изображена на рис. П.24.

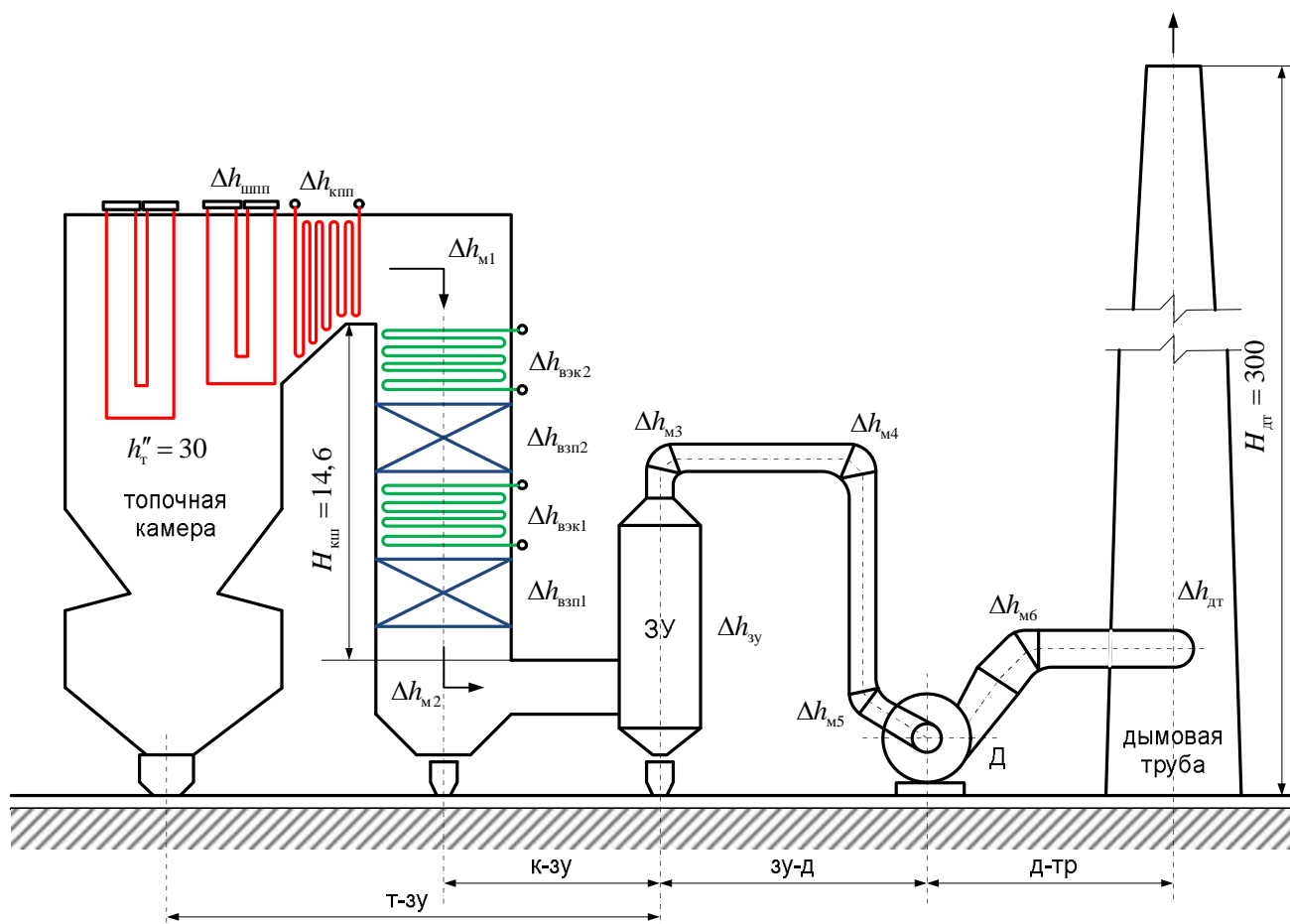


Рис. П.24 – Схема газового тракта котла

Аэродинамический расчет газового тракта котла начинаем с выбора разрежения в верхней части топки  $h_t''$ . Обычно разрежение составляет 2 – 4 мм вод ст, примем  $h_t'' = 3$  мм вод ст.

#### П.14.1.2. Сопротивление ширмового пароперегревателя

Сопротивление ширм, расположенных в газоходе, учитывается при скоростях газов, больших 10 м/с, следовательно, в данном случае сопротивление ширм равно нулю ( $\Delta h_{шп} = 0$ ).

#### П.14.1.3. Сопротивление конвективного пароперегревателя

Сопротивление конвективного пароперегревателя считается по формуле

$$\Delta h_{кп} = \xi h_d, \quad (\text{П.171})$$

где  $\xi$  – коэффициент сопротивления;  $h_d$  – динамическое давление, мм вод ст, определяем по (рис. 3.1.3) при средних значениях скорости (м/с) и температуры ( $^{\circ}\text{C}$ ) газов в поверхности:  $h_d = 0,85$ .

Коэффициент сопротивления гладкотрубного коридорного пучка определяется из выражения

$$\xi = \xi_0 z_2, \quad (\text{П.172})$$

где  $z_2$  – количество рядов труб по глубине пучка;  $\xi_0$  – коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка;  $s_1$  – шаг труб по ширине пучка, м;  $s_2$  – шаг труб по глубине пучка, м;  $d_n$  – наружный диаметр труб, м.

Коэффициент сопротивления зависит от отношений  $\sigma_1 = \frac{s_1}{d_n}$ ,  $\sigma_2 = \frac{s_2}{d_n}$ ,  $\psi = \frac{s_1 - d_n}{s_2 - d_n}$ , а также от числа  $Re$ . Так как  $\sigma_1 > \sigma_2$  и  $1 < \psi = 2,95 < 8$ , величина  $\xi_0$  будет определяться по формуле

$$\xi_0 = \xi_{гр} C_\sigma C_{Re}, \quad (\text{П.173})$$

где величины  $\xi_{гр}$ ,  $C_\sigma$ ,  $C_{Re}$  (рис. 3.1.4, 3.1.5):  $\xi_{гр} = 0,57$ ,  $C_\sigma = 0,46$ ,  $C_{Re} = 0,44$ . Тогда

$$\begin{aligned} \xi_0 &= 0,57 \cdot 0,46 \cdot 0,44 = 0,115, \\ \xi &= 0,115 \cdot 30 = 3,46, \\ \Delta h_{кпп} &= 3,46 \cdot 0,85 = 2,94 \text{ мм вод ст.} \end{aligned}$$

#### П.14.1.4. Сопротивление водяного экономайзера

Чтобы выбрать формулу для расчета сопротивления водяного экономайзера, определим сначала величину

$$\varphi = \frac{s_1 - d_n}{s_2' - d_n}, \quad \text{где}$$

$$s_2' = \sqrt{\frac{1}{4} s_1^2 + s_2^2} = \sqrt{\frac{1}{4} 0,08^2 + 0,048^2} = 0,0625 \text{ м. Тогда } \varphi = \frac{0,08 - 0,032}{0,0625 - 0,032} = 1,57.$$

Так как  $0,1 < \varphi < 1,7$ , расчет будет вестись по формуле

$$\Delta h_{вэк} = \Delta h_{гр} C_s C_d (z_2 + 1), \quad (\text{П.174})$$

где  $\Delta h_{гр}$  – сопротивление одного ряда труб шахматных пучков, мм вод ст (рис. 3.1.6);  $C_s$  – коэффициент формы шахматного пучка (рис. 3.1.7);  $C_d$  – поправка на наружный диаметр труб (рис. 3.1.7).

Для водяного экономайзера второй ступени:

$$\begin{aligned} \Delta h_{гр} &= f(\omega_{ср}, \vartheta_{ср}) = 0,6, \\ C_s &= 1,01, \quad C_d = 1, \end{aligned}$$

$$\Delta h_{\text{вЭК2}} = 0,6 \cdot 1,01 \cdot 1 \cdot (16 + 1) = 10,302 \text{ мм вод ст.}$$

Для вЭК первой ступени:

$$\begin{aligned} \Delta h_{\text{тр}} &= f(\omega_{\text{ср}}, \vartheta_{\text{ср}}) = 0,39, \\ C_s &= 1,01, \quad C_d = 1, \\ \Delta h_{\text{вЭК2}} &= 0,39 \cdot 1,01 \cdot 1 \cdot (38 + 1) = 15,36 \text{ мм вод ст.} \end{aligned}$$

#### П.14.1.5. Расчет сопротивления трубчатого воздухоподогревателя

Газовое сопротивление воздухоподогревателя складывается из сопротивления трения в трубах и сопротивления входа в трубы и выхода из них:

$$\Delta h_{\text{вЭП}} = \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{изм}}, \quad (\text{П.175})$$

где  $\Delta h_{\text{тр}}$  – сопротивление трения в трубах, мм вод ст;  $\Delta h_{\text{изм}}$  – сопротивление входа в трубы и выхода из них, мм вод ст.

Сопротивление трения в трубах воздухоподогревателя определяется по формуле

$$\Delta h_{\text{тр}} = C_{\text{ш}} \Delta h'_{\text{тр}} h_{\text{вп}}, \quad (\text{П.176})$$

где  $C_{\text{ш}}$  – поправка на внутренний диаметр трубок (рис. 3.1.8), определяется по  $d_{\text{вн}}$ , м, и коэффициенту шероховатости  $k$  ( $k = 0,2 / 4$ , с. 15/);  $\Delta h'_{\text{тр}}$  – потеря давления в трубах вЭП, мм вод ст (рис. 3.1.8);  $h_{\text{вп}}$  – высота вЭП, м.

Сопротивление входа в трубы и выхода из них

$$\Delta h_{\text{изм}} = m(\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}}) h_{\text{д}}, \quad (\text{П.177})$$

где  $m$  – количество последовательно расположенных по ходу газов отдельных кубов ( $m = z_{\text{ход}}$  – число ходов вЭП);  $\xi_{\text{вх}}$  – сопротивление входа в воздухоподогреватель;  $\xi_{\text{вых}}$  – сопротивление выхода из воздухоподогревателя;  $h_{\text{д}}$  – динамическое давление, мм вод ст (рис. 3.1.3).

Сопротивления входа и выхода определяются в зависимости от отношения суммарной площади живого сечения труб ( $F_{\text{м}}, \text{м}^2$ ) к площади живого сечения газохода ( $F_{\text{г}}, \text{м}^2$ ) (рис. 3.1.9);

Площади определяются как

$$F_{\text{м}} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2 z_{\text{тр}}}{4}, \quad (\text{П.178})$$

где  $d_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр труб, м;  $z_{\text{тр}}$  – полное число труб вЭП, шт.

$$F_{\text{г}} = a_{\text{кш}} \cdot b_{\text{т}}, \quad (\text{П.179})$$

где  $a_{\text{кш}}$  – глубина конвективной шахты, м;  $b_{\text{т}}$  – ширина газохода (равна ширине топки), м.  
Тогда для воздухоподогревателя второй ступени

$$\begin{aligned}\Delta h'_{\text{тр}} &= 4,15 \text{ мм вод ст,} \\ C_{\text{ш}} &= 1,05, \\ h_{\text{взп}} &= 1,89 \text{ м,} \\ \Delta h_{\text{тр}} &= 1,05 \cdot 4,15 \cdot 1,89 = 8,24 \text{ мм вод ст,} \\ h_{\text{д}} &= 3,75 \text{ мм вод ст,} \\ F_{\text{г}} &= 14,46 \cdot 5,4 = 78,084 \text{ м}^2, \\ F_{\text{м}} &= \frac{\pi \cdot 0,037^2 \cdot 23659}{4} = 25,438 \text{ м}^2,\end{aligned}$$

$$\frac{F_{\text{м}}}{F_{\text{г}}} = 0,33, \text{ следовательно, } \xi_{\text{вх}} = 0,33, \xi_{\text{вых}} = 0,5, \text{ тогда}$$

$$\begin{aligned}\Delta h_{\text{изм}} &= 1 \cdot (0,33 + 0,5) \cdot 3,75 = 3,11 \text{ мм вод ст,} \\ \Delta h_{\text{взп2}} &= 8,24 + 3,11 = 11,35 \text{ мм вод ст.}\end{aligned}$$

Для воздухоподогревателя первой ступени

$$\begin{aligned}\Delta h'_{\text{тр}} &= 3,7 \text{ мм вод ст,} \\ C_{\text{ш}} &= 1,05, \\ h_{\text{взп}} &= 5,52 \text{ м,} \\ \Delta h_{\text{тр}} &= 1,05 \cdot 3,7 \cdot 5,52 = 21,45 \text{ мм вод ст,} \\ h_{\text{д}} &= 3,6 \text{ мм вод ст,} \\ F_{\text{г}} &= 14,46 \cdot 5,07 = 73,312 \text{ м}^2, \\ F_{\text{м}} &= \frac{\pi \cdot 0,037^2 \cdot 20034}{4} = 21,54 \text{ м}^2,\end{aligned}$$

$$\frac{F_{\text{м}}}{F_{\text{г}}} = 0,294, \text{ следовательно, } \xi_{\text{вх}} = 0,35, \xi_{\text{вых}} = 0,55, \text{ тогда}$$

$$\begin{aligned}\Delta h_{\text{изм}} &= 3 \cdot (0,35 + 0,55) \cdot 3,6 = 9,504 \text{ мм вод ст,} \\ \Delta h_{\text{взп2}} &= 21,45 + 9,5 = 30,95 \text{ мм вод ст.}\end{aligned}$$

#### П.14.1.6. Расчет сопротивления газоходов

Суммарное сопротивление на произвольном участке газового тракта складывается из суммы местных сопротивлений и сопротивления трения

$$\Delta h_{\text{гх}} = \sum_{i=1}^n \Delta h_{\text{м}i} + \Delta h_{\text{тр}} \quad (\text{П.180})$$

где  $\sum_{i=1}^n \Delta h_{\text{м}i}$  – сумма местных сопротивлений, мм вод ст;  $\Delta h_{\text{тр}}$  – сопротивление трения, мм вод ст.

Произвольное местное сопротивление рассчитывается по формуле

$$\Delta h_{\text{м}} = \xi_{\text{м}} h_{\text{д}}, \quad (\text{П.181})$$

где  $\xi_{\text{м}}$  – величина коэффициента местного сопротивления, принимается в зависимости от типа местного сопротивления;  $h_{\text{д}}$  – динамическое давление, мм вод ст (рис. 3.1.3).

Динамическое давление для первого местного сопротивления (рисунок 15) будет определяться в зависимости от средней скорости газов и температуры в поворотной камере:  $\Delta h_{\text{д}} = f(\omega_{\text{ср}}, \vartheta_{\text{кпп}})$ ,  $\omega_{\text{ср}} = (\omega_{\text{кпп}} + \omega_{\text{вэк2}})/2$ . Динамические давления для остальных местных сопротивлений будут определяться по температуре уходящих газов и скорости газов, равной 15 м/с.

Тогда местные сопротивления:

сопротивление поворота на  $90^\circ$  в поворотной камере:

$$\Delta h_{\text{м1}} = 1 \cdot 1,15 = 1,15 \text{ мм вод ст,}$$

сопротивление поворота на  $90^\circ$  после воздухоподогревателя первой ступени:

$$\Delta h_{\text{м2}} = 1 \cdot 9,6 = 9,6 \text{ мм вод ст,}$$

сопротивление поворота на  $90^\circ$  после золоуловителя:

$$\Delta h_{\text{м3}} = 1 \cdot 9,6 = 9,6 \text{ мм вод ст,}$$

сопротивление поворота на  $90^\circ$  между золоуловителем и дымососом:

$$\Delta h_{\text{м4}} = 1 \cdot 9,6 = 9,6 \text{ мм вод ст,}$$

сопротивление поворота на  $45^\circ$  перед дымососом:

$$\Delta h_{\text{м5}} = 0,5 \cdot 9,6 = 4,8 \text{ мм вод ст,}$$

сопротивление поворота на  $45^\circ$  за дымососом:

$$\Delta h_{\text{м6}} = 0,5 \cdot 9,6 = 4,8 \text{ мм вод ст,}$$

сопротивление входа в дымовую трубу:

$$\Delta h_{\text{м7}} = 1,4 \cdot 9,6 = 13,44 \text{ мм вод ст.}$$

Найденные местные сопротивления суммируем для двух участков: «топка – золоуловитель» и «золоуловитель – дымовая труба»:

$$\sum_{i=1}^2 \Delta h_{Mi}^{т-зу} = 1,15 + 9,6 = 10,75 \text{ мм вод ст,}$$

$$\sum_{i=3}^7 \Delta h_{Mi}^{зу-дт} = 9,6 + 9,6 + 4,8 + 4,8 + 13,44 = 42,24 \text{ мм вод ст.}$$

Сопротивление трения в  $i$ -том участке газохода, мм вод ст, определяется по формуле

$$\Delta h_{тр}^i = \lambda \frac{l}{d_3} h_d, \quad (\text{П.182})$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения, принимаем  $\lambda = 0,03$  (стр. 192);  $l$  – длина участка газохода, м;  $d_3$  – эквивалентный диаметр газохода, принимаем  $d_3 = 3$  м;  $h_d$  – динамическое давление, мм вод ст.

Длины участков газохода котла можно ориентировочно определить по формулам, м:

на участке от котла до золоуловителя

$$l_{к-зу} = \frac{D_{пе}}{(1,28 + 0,0083D_{пе})}, \quad (\text{П.183})$$

где  $D_{пе}$  – заданная производительность котла, кг/с;  
на участке от золоуловителя до дымовой трубы

$$l_{зу-дт} = \frac{D_{пе}}{(1 + 0,007D_{пе})}, \quad (\text{П.184})$$

где  $D_{пе}$  – заданная производительность котла, кг/с;

$$l_{к-зу} = \frac{119,44}{(1,28 + 0,0083 \cdot 119,44)} = 52,59 \text{ м,}$$

$$l_{зу-дт} = \frac{119,44}{(1 + 0,007 \cdot 119,44)} = 65,05 \text{ м.}$$

Динамический напор  $h_d$ , мм вод ст, на участке от котла до золоуловителя определяется по температуре уходящих газов и скорости уходящих газов 15 м/с (рис. 3.1.3):  $h_d = 9,6$ . На участке от золоуловителя до дымовой трубы температура газов принимается равной температуре газов у дымососа:



$$\vartheta_{\text{д}} = \frac{\alpha_{\text{yx}} \vartheta_{\text{yx}} + \Delta\alpha t_{\text{xb}}}{\alpha_{\text{yx}} + \Delta\alpha}, \quad (\text{П.185})$$

где  $\alpha_{\text{yx}}$  – коэффициент избытка воздуха уходящих газов;  $\vartheta_{\text{yx}}$  – температура уходящих газов, °С;  $t_{\text{xb}}$  – температура холодного воздуха, °С;  $\Delta\alpha$  – присосы воздуха в газоход на участке между воздухоподогревателем и дымососом.

Длина участка «воздухоподогреватель – дымосос» определяется ориентировочно по формуле:

$$l_{\text{к-д}} = l_{\text{к-зу}} + 0,35l_{\text{зу-дт}}, \quad (\text{П.186})$$

где  $l_{\text{к-зу}}$  – длина участка газохода от котла до золоуловителя, м;  $l_{\text{зу-дт}}$  – длина участка газохода от золоуловителя до дымовой трубы, м.

$$l_{\text{к-д}} = 52,59 + 0,35 \cdot 65,05 = 75,36 \text{ м.}$$

Присосы воздуха  $\Delta\alpha$  принимаем 0,01 на каждые 10 метров:

$$\Delta\alpha = \frac{l_{\text{к-д}}}{10} 0,01, \quad (\text{П.187})$$

$$\Delta\alpha = \frac{75,36}{10} 0,01 = 0,075.$$

Тогда температура перед дымососом

$$\vartheta_{\text{д}} = \frac{1,33 \cdot 150 + 0,075 \cdot 20}{1,33 + 0,075} = 143,06 \text{ °С.}$$

Динамический напор на участке от золоуловителя до дымовой трубы по температуре  $\vartheta_{\text{д}}$  и скорости 15 м/с (рис. 3.1.3):  $h_{\text{д}} = 9,8$  мм вод ст.

Тогда сопротивления трения

$$\Delta h_{\text{тр}}^{\text{к-зу}} = 0,03 \frac{52,59}{3} 9,6 = 5,05 \text{ мм вод ст,}$$

$$\Delta h_{\text{тр}}^{\text{зу-дт}} = 0,03 \frac{65,05}{3} 9,8 = 6,37 \text{ мм вод ст.}$$

Сопротивление газохода на участке топка – золоуловитель

$$\Delta h_{\text{гх}}^{\text{т-зу}} = 10,75 + 5,05 = 15,8 \text{ мм вод ст,}$$

$$\Delta h_{\text{гх}}^{\text{зу-дт}} = 42,24 + 6,37 = 48,61 \text{ мм вод ст.}$$

### П.14.1.7. Расчет сопротивления золоуловителя

Выбираем золоуловитель двухступенчатый комбинированный типа ДВПН с БЦ, его сопротивление составляет  $\Delta h_{\text{зу}} = 60 \div 80$  мм вод ст, примем сопротивление  $\Delta h_{\text{зу}} = 60$  мм вод ст.

### П.14.1.8. Расчет сопротивления дымовой трубы

Суммарное сопротивление дымовой трубы складывается из сопротивления трения  $\Delta h_{\text{тр}}$ , мм вод ст, и потери давления с выходной скоростью  $\Delta h_{\text{вых}}$ , мм вод ст:

$$\Delta h_{\text{дт}} = \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{вых}}, \quad (\text{П.188})$$

где  $\Delta h_{\text{тр}}$  – сопротивление трения, мм вод ст;  $\Delta h_{\text{вых}}$  – потери давления с выходной скоростью, мм вод ст.

Сопротивление трения определяется по формуле:

$$\Delta h_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{8 \cdot i} h_{\text{д}}, \quad (\text{П.189})$$

где  $\lambda$  – коэффициент сопротивления трения;  $i = 0,02$  – величина среднего уклона дымовой трубы;  $h_{\text{д}}$  – динамическое давление, мм вод ст.

Коэффициент сопротивления трения принимаем  $\lambda = 0,02$  (стр. 192). Внутренний диаметр дымовой трубы на выходе определяется как:

$$d_0 = 0,0188 \sqrt{\frac{V_{\text{трб}}}{\omega_0}}, \quad (\text{П.190})$$

где  $V_{\text{трб}}$  – расход дымовых газов через трубу, м<sup>3</sup>/ч;  $\omega_0$  – скорость газов в выходном сечении трубы, принимаем  $\omega_0 = 16$  м/с (стр. 200).

Расход дымовых газов через трубу, м<sup>3</sup>/с, определяется из условия использования одной дымовой трубы на четыре котла:

$$V_{\text{трб}} = 4B_{\text{р}} (V_{\text{ух.г}} + \Delta\alpha V_{\text{в}}^0) \frac{\vartheta_{\text{д}} + 273}{273}, \quad (\text{П.191})$$

где  $B_{\text{р}}$  – расчетный расход топлива, кг/с;  $V_{\text{ух.г}}$  – объем уходящих газов, м<sup>3</sup>/с, принимается по табл. П.1 в колонке для взп 1 ступени;  $\Delta\alpha$  – присосы воздуха в газоход на участке между воздухоподогревателем и дымососом,  $\Delta\alpha = 0,075$ ;  $V_{\text{в}}^0$  – теоретически необходимый для горения объем воздуха, м<sup>3</sup>/кг;  $\vartheta_{\text{д}}$  – температура газов перед дымососом, °С.

$$V_{\text{трб}} = 4 \cdot 13,07 \cdot (8,971 + 0,075 \cdot 6,47) \frac{143 + 273}{273} = 753,33 \text{ м}^3/\text{с} = 2711988 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Тогда диаметр трубы

$$d_0 = 0,0188 \sqrt{\frac{2711988}{16}} = 7,74 \text{ м.}$$

Высоту дымовой трубы  $H_{\text{дт}}$  выбираем из унифицированного ряда типоразмеров дымовых труб (рис. 3.1.20) в зависимости от внутреннего диаметра на выходе из трубы:  $H_{\text{дт}} = 300 \text{ м.}$

Динамическое давление для расчета сопротивления трения дымовой трубы определяется по принятой скорости газов на выходе из трубы  $\omega_0$ , м/с, и температуре газов у дымохода  $\vartheta_d$ , м/с (рис. 3.1.3):  $h_d = 13 \text{ мм вод ст.}$

Тогда сопротивление трения

$$\Delta h_{\text{тр}} = \frac{0,015}{8 \cdot 0,02} 13 = 1,22 \text{ мм вод ст.}$$

Потеря давления с выходной скоростью определяется по формуле

$$\Delta h_{\text{вых}} = \xi_{\text{вых}} h_d, \quad (\text{П.192})$$

где  $\xi_{\text{вых}}$  – коэффициент сопротивления;  $h_d$  – динамическое давление, мм вод ст.

Величину коэффициента сопротивления принимаем  $\xi_{\text{вых}} = 1$  (рис. 3.1.9), тогда

$$\Delta h_{\text{вых}} = 1 \cdot 13 = 13 \text{ мм вод ст.}$$

Суммарное сопротивление дымовой трубы

$$\Delta h_{\text{дт}} = 1,22 + 13 = 14,22 \text{ мм вод ст.}$$

#### П.14.1.9. Расчет самотяги

Величина самотяги, Па, любого вертикального участка газового тракта, включая дымовую трубу, определяется по формуле

$$h_c = \pm Hg \left( 1,23 - \rho_0 \frac{273}{\vartheta_r + 273} \right), \quad (\text{П.193})$$

где  $H$  – высота рассчитываемого участка газохода, м;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;  $\rho_0$  – плотность дымовых газов при нормальных условиях,  $\rho_0 = 1,32 \text{ кг/м}^3$ ;  $\vartheta_r$  – средняя температура газов на расчетном участке, °С.

Расчет самотяги будем производить для двух участков: для конвективной шахты  $H_{\text{кш}}$ , м, и для дымовой трубы  $H_{\text{дт}}$ , м (рисунки 22).

Средняя температура газов в конвективной шахте

$$\vartheta_r = \frac{\vartheta_{\text{кш}}'' + \vartheta_{\text{ух}}}{2}, \quad (\text{П.194})$$

где  $\vartheta_{\text{кш}}''$  – температура газов на выходе из конвективного пароперегревателя, °С;  $\vartheta_{\text{ух}}$  – температура уходящих газов, °С.

$$\vartheta_r = \frac{790 + 150}{2} = 470 \text{ °С.}$$

Высота конвективной шахты  $H_{\text{кш}} = 14,58$  м. Тогда самотяга

$$h_c^{\text{кш}} = -14,58 \cdot 9,81 \left( 1,23 - 1,32 \frac{273}{470 + 273} \right) = -106,45 \text{ Па.}$$

Средняя температура газов в дымовой трубе

$$\vartheta_r = \frac{\vartheta_d + t_{\text{хв}}}{2}, \quad (\text{П.195})$$

где  $\vartheta_d$  – температура газов перед дымососом, °С;  $t_{\text{хв}}$  – температура холодного воздуха, °С.

$$\vartheta_r = \frac{143 + 20}{2} = 81,5 \text{ °С.}$$

Самотяга в дымовой трубе, Па

$$h_c^{\text{дт}} = 300 \cdot 9,81 \left( 1,23 - 1,32 \frac{273}{81,5 + 273} \right) = 628,24 \text{ Па.}$$

Суммарная самотяга котельной установки, Па

$$H_c = h_c^{\text{дт}} - h_c^{\text{кш}}, \quad (\text{П.196})$$

где  $h_c^{\text{кш}}$  – самотяга конвективной шахты, Па;  $h_c^{\text{дт}}$  – самотяга дымовой трубы, Па.

$$H_c = 628,24 - 106,45 = 521,79 \text{ Па.}$$

#### П.14.1.10. Расчет перепада полных давлений по газовому тракту

Суммарное сопротивление газового тракта определяется по формуле

$$\Delta H = \sum \Delta h_{\text{т-зу}} (1 + \mu_{\text{мас}}) + \sum \Delta h_{\text{зу-дт}}, \quad (\text{П.197})$$

где  $\sum \Delta h_{\text{т-зу}}$  – сумма сопротивлений на участке топка – золоуловитель (включая сопротивление золоуловителя), мм вод ст;  $\mu_{\text{мас}}$  – массовая концентрация золы в дымовых газах, кг/кг;  $\sum \Delta h_{\text{зу-дт}}$  – сумма сопротивлений на участке золоуловитель – дымовая труба, мм вод ст.

Сумма сопротивлений на участке топка – золоуловитель подсчитывается по выражению

$$\sum \Delta h_{\text{т-зу}} = \Delta h_{\text{шпп}} + \Delta h_{\text{кпп}} + \Delta h_{\text{вэк1}} + \Delta h_{\text{вэк2}} + \Delta h_{\text{взп1}} + \Delta h_{\text{взп2}} + \Delta h_{\text{гх}}^{\text{т-зу}} + \Delta h_{\text{зу}}, \quad (\text{П.198})$$

где  $\Delta h_{\text{шпп}}$  – аэродинамическое сопротивление ширмового пароперегревателя, мм вод ст;  $\Delta h_{\text{кпп}}$  – аэродинамическое сопротивление конвективного пароперегревателя, мм вод ст;  $\Delta h_{\text{вэк1}}$  – аэродинамическое сопротивление первой ступени водяного экономайзера, мм вод ст;  $\Delta h_{\text{вэк2}}$  – аэродинамическое сопротивление второй ступени водяного экономайзера, мм вод ст;  $\Delta h_{\text{взп1}}$  – аэродинамическое сопротивление первой ступени воздухоподогревателя, мм вод ст;  $\Delta h_{\text{взп2}}$  – аэродинамическое сопротивление второй ступени воздухоподогревателя, мм вод ст;  $\Delta h_{\text{гх}}^{\text{т-зу}}$  – сопротивление газохода на участке топка – золоуловитель, мм вод ст;  $\Delta h_{\text{зу}}$  – сопротивление золоуловителя, мм вод ст.

$$\sum \Delta h_{\text{т-зу}} = 0 + 2,94 + 10,3 + 15,36 + 11,35 + 30,95 + 15,8 + 60 = 146,7 \text{ мм вод ст.}$$

Сумма сопротивлений на участке золоуловитель – дымовая труба

$$\sum \Delta h_{\text{зу-дт}} = \Delta h_{\text{гх}}^{\text{зу-дт}} + \Delta h_{\text{дт}}, \quad (\text{П.199})$$

где  $\Delta h_{\text{гх}}^{\text{зу-дт}}$  – сопротивление газохода на участке золоуловитель – дымовая труба, мм вод ст;  $\Delta h_{\text{дт}}$  – сопротивление дымовой трубы, мм вод ст.

$$\sum \Delta h_{\text{зу-дт}} = 48,61 + 14,22 = 62,83 \text{ мм вод ст.}$$

Массовая концентрация золы в дымовых газах определяется как

$$\mu_{\text{мас}} = \frac{A^{\text{p}} a_{\text{ун}}}{10 \rho_0 V_{\text{r}}^{\text{cp}}}, \quad (\text{П.200})$$

где  $A^{\text{p}}$  – зольность топлива на рабочую массу, %;  $a_{\text{ун}}$  – доля золы уноса в уходящих газах;  $\rho_0$  – плотность дымовых газов при нормальных условиях,  $\rho_0 = 1,32 \text{ кг/м}^3$ ;  $V_{\text{r}}^{\text{cp}}$  – суммарный объем продуктов сгорания для среднего избытка воздуха от топки до золоуловителя,  $\text{м}^3/\text{кг}$ .

Суммарный объем продуктов сгорания

$$V_{\Gamma}^{\text{сп}} = \frac{V_{\Gamma}^{\text{т}} + V_{\Gamma}^{\text{yx}}}{2}, \quad (\text{П.201})$$

где  $V_{\Gamma}^{\text{т}}$  – объем продуктов сгорания в топке, м<sup>3</sup>/кг;  $V_{\Gamma}^{\text{yx}}$  – объем продуктов сгорания на выходе из воздухоподогревателя первой ступени, м<sup>3</sup>/кг.

$$V_{\Gamma}^{\text{сп}} = \frac{8,215 + 8,971}{2} = 8,593 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$\mu_{\text{мас}} = \frac{17,4 \cdot 0,85}{10 \cdot 1,32 \cdot 8,593} = 0,13 \text{ кг/кг}.$$

Суммарное сопротивление газового тракта

$$\Delta H = 146,7 \cdot (1 + 0,13) + 62,83 = 228,6 \text{ мм вод ст.}$$

Перепад полных давлений по газовому тракту, мм вод ст

$$H_{\Pi} = h_{\Gamma}'' + \Delta H - H_{\text{с}}, \quad (\text{П.202})$$

где  $h_{\Gamma}''$  – разрежение на выходе из топки, мм вод ст;  $\Delta H$  – суммарное сопротивление газового тракта, мм вод ст;  $H_{\text{с}}$  – суммарная самотяга котельной установки, мм вод ст.

$$H_{\Pi} = 3 + 228,6 - 52,18 = 179,42 \text{ мм вод ст.}$$

#### П.14.1.11. Выбор типоразмера дымососа. Определение его производительности, напора и мощности привода

Выбор типоразмера дымососа сводится к подбору агрегата, обеспечивающего необходимые производительность и разрежение, определенные при расчете газового тракта, и потребляющей наименьшее количество энергии при эксплуатации.

Производительность дымососа, м<sup>3</sup>/с, определяется по формуле

$$Q_{\text{п}} = \beta_1 V_{\text{д}}, \quad (\text{П.203})$$

где  $\beta_1 = 1,1$  – коэффициент запаса;  $V_{\text{д}}$  – расход газов при номинальной нагрузке котла, м<sup>3</sup>/с.

Расход газов рассчитывается по выражению

$$V_{\text{д}} = B_{\text{п}} (V_{\text{yx.г}} + \Delta\alpha V_{\text{в}}^0) \frac{\vartheta_{\text{д}} + 273}{273}, \quad (\text{П.204})$$

где  $B_{\text{п}}$  – расчетный расход топлива, кг/с;  $V_{\text{yx.г}}$  – объем уходящих газов, м<sup>3</sup>/с, принимается по табл. П.1 в колонке для взп 1 ступени;  $\Delta\alpha$  – присосы воздуха в газопровод на участке ме-

жду воздухоподогревателем и дымососом,  $\Delta\alpha = 0,075$ ;  $V_B^0$  – теоретически необходимый для горения объем воздуха, м<sup>3</sup>/кг;  $\vartheta_d$  – температура газов перед дымососом, °С.

$$V_d = 13,07 \cdot (8,971 + 0,075 \cdot 6,47) \frac{143 + 273}{273} = 188,36 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Производительность дымососа

$$Q_p = 1,1 \cdot 188,36 = 207,196 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Так как на котел устанавливается два дымососа, производительность одного дымососа определится как

$$Q_d = \frac{Q_p}{2}, \quad (\text{П.205})$$

где  $Q_p$  – производительность дымососа, м<sup>3</sup>/с.

$$Q_d = \frac{207,196}{2} = 103,6 \text{ м}^3/\text{с} = 372960 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Расчетный напор дымососа, мм вод ст

$$H_d = \beta_2 H_n, \quad (\text{П.206})$$

где  $\beta_2 = 1,2$  – коэффициент запаса;  $H_n$  – перепад полных давлений по газовому тракту, мм вод ст.

$$H_d = 1,2 \cdot 179,42 = 215,304 \text{ мм вод ст}.$$

По найденным значениям производительности  $Q_d$ , тыс. м<sup>3</sup>/ч, и напору  $H_d$ , мм вод ст, выбираем необходимый типоразмер дымососа (3.1.27): дымосос Д-25×2ШБ с частотой вращения  $n = 495$  об/мин.

Расчетная мощность двигателя, кВт

$$N_d = \beta_3 \frac{Q_d H_d 10^{-3}}{\eta_d}, \quad (\text{П.207})$$

где  $\beta_3 = 1,05$  – коэффициент запаса по потребляемой мощности;  $Q_d$  – производительность дымососа, м<sup>3</sup>/с;  $H_d$  – расчетный напор дымососа, Па;  $\eta_d$  – коэффициент полезного действия дымососа.

Коэффициент полезного действия определяется в зависимости от производительности  $Q_d$ , тыс. м<sup>3</sup>/ч, и напора  $H_d$ , мм вод ст, (рис. 3.1.38):  $\eta_d = 0,61$ .

$$N_d = 1,05 \frac{103,6 \cdot 2135,04 \cdot 10^{-3}}{0,61} = 383,95 \text{ кВт.}$$

## П.14.2. Расчет воздушного тракта

### П.14.2.1. Расчетная схема

Целью расчета является выбор необходимого типоразмера дутьевого вентилятора на основе определения производительности дутьевой системы и перепада полных давлений в воздушном тракте.

Расчетная схема воздушного тракта котла представлена на рис. П.25.

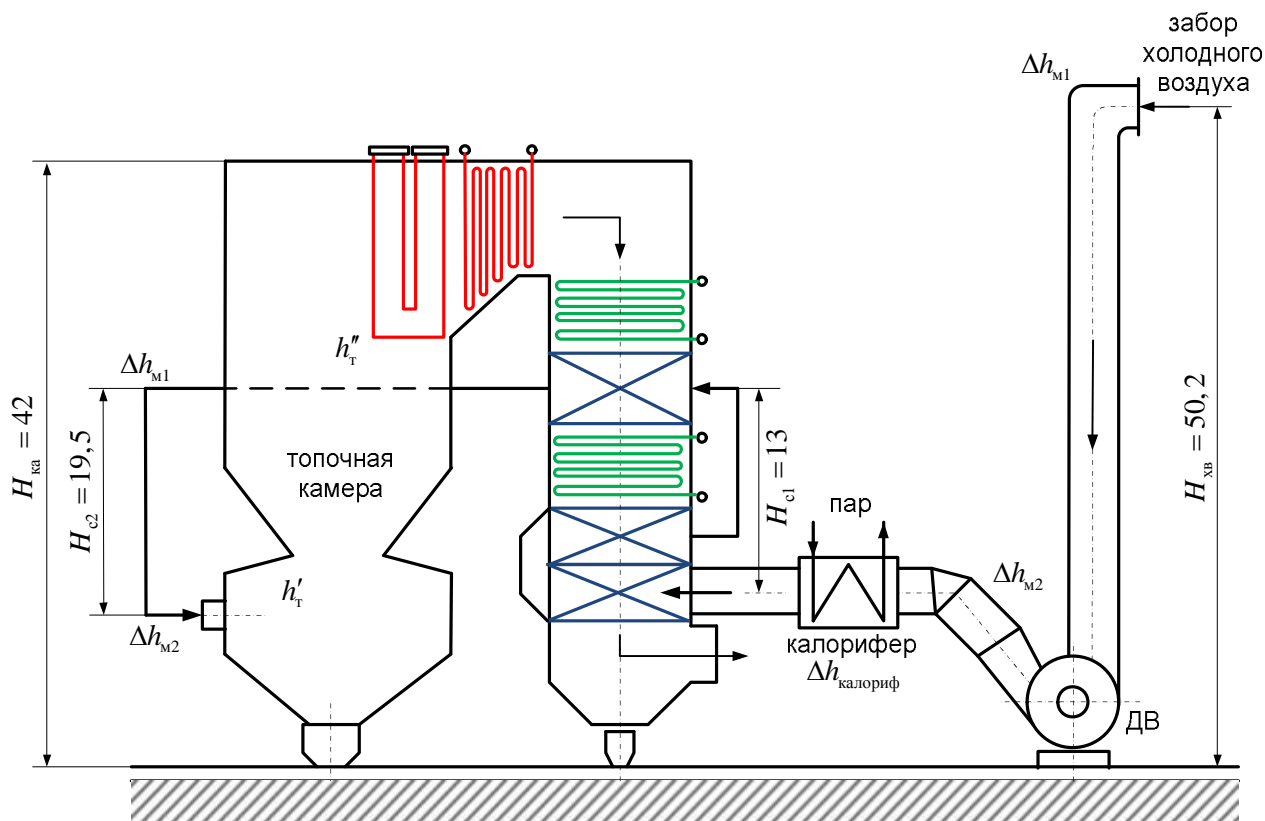


Рис. П.25 – Схема воздушного тракта котла

### П.14.2.2. Расчет сопротивления воздухопроводов холодного воздуха котла

Сопротивление воздухопроводов складывается из суммы местных сопротивлений от воздухоподогревателя до места забора воздуха и сопротивления трения

$$\Delta h_{\text{впр}} = \sum_{i=1}^n \Delta h_{m_i} + \Delta h_{\text{тр}}, \quad (\text{П.208})$$

где  $\sum_{i=1}^n \Delta h_{m_i}$  – сумма местных сопротивлений, мм вод ст;  $\Delta h_{\text{тр}}$  – сопротивление трения, мм вод ст.



Произвольное местное сопротивление рассчитывается по формуле

$$\Delta h_{mi} = \xi_{mi} h_d, \quad (\text{П.209})$$

где  $\xi_{mi}$  – величина коэффициента местного сопротивления;  $h_d$  – динамический напор, мм вод ст.

Динамический напор определяем по скорости воздуха в воздухопроводах  $\omega_b$ , м/с, (принимаем ее равной 15 м/с (стр. 223)) и температуре холодного воздуха  $t_{xb}$ , °C (рис. 3.1.3):  $h_d = f(\omega_b, t_{xb}) = 12$  мм вод ст.

Местные сопротивления:

$\Delta h_{m1}$  – сопротивление поворота на 90° возле места забора холодного воздуха

$$\begin{aligned} \xi_{m1} &= 1, \\ \Delta h_{m1} &= 1 \cdot 12 = 12 \text{ мм вод ст;} \end{aligned}$$

$\Delta h_{m2}$  – сопротивление поворота на 45° за дутьевым вентилятором

$$\begin{aligned} \xi_{m2} &= 0,5, \\ \Delta h_{m2} &= 0,5 \cdot 12 = 6 \text{ мм вод ст.} \end{aligned}$$

Сумма местных сопротивлений

$$\sum_{i=1}^2 \Delta h_{mi} = 12 + 6 = 18 \text{ мм вод ст.}$$

Сопротивление трения на участке воздухопровода, мм вод ст, определяется по формуле

$$\Delta h_{тр} = \lambda \frac{l}{d_3} h_d, \quad (\text{П.210})$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения, для стального воздухопровода  $\lambda = 0,02$  (стр. 223);  $l$  – длина воздухопровода холодного воздуха, м;  $d_3$  – эквивалентный диаметр воздухопровода, м;  $h_d = 12$  – динамический напор, мм вод ст.

Длина воздухопровода определится как 1,2 высоты котла:  $l = 1,2 \cdot H_{ка}$ , где  $H_{ка}$  – высота котла, по чертежу  $H_{ка} = 41,827$  м. Тогда  $l = 1,2 \cdot 41,827 = 50,19$  м.

Эквивалентный диаметр принимаем из диапазона  $d_3 = 1,5 \div 3$  м, примем  $d_3 = 2,5$  м.

$$\Delta h_{тр} = 0,02 \frac{50,19}{2,5} 12 = 4,82 \text{ мм вод ст.}$$

### П.14.2.3. Расчет сопротивления калориферов

Выбираем для котла калорифер пластинчатый марки КВС-II. Его сопротивление составляет  $\Delta h_{\text{калор}} = 32$  мм вод ст.

### П.14.2.4. Расчет сопротивления воздухоподогревателя

Расчет сопротивления отдельной ступени трубчатого воздухоподогревателя по воздушной стороне осуществляется по формуле

$$\Delta h_{\text{вп}} = \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{пов}}, \quad (\text{П.211})$$

где  $\Delta h_{\text{тр}}$  – сопротивление поперечно омываемых труб, мм вод ст;  $\Delta h_{\text{пов}}$  – сопротивление поворотов в перепускных коробах, мм вод ст.

Сопротивление поперечно омываемых труб для шахматных пучков

$$\Delta h_{\text{тр}} = \Delta h_{\text{тр}}(z_2 + 1)m, \quad (\text{П.212})$$

где  $\Delta h_{\text{тр}}$  – сопротивление одного ряда труб шахматных пучков, мм вод ст;  $z_2$  – количество рядов труб по глубине в каждом ходе, шт;  $m$  – количество ходов по воздуху.

Сопротивление одного ряда труб определяется в зависимости от средних значений скорости и температуры воздуха в поверхности:  $\Delta h_{\text{тр}} = f(\omega_{\text{в}}, t_{\text{в}}^{\text{cp}})$ .

Сопротивление поворотов в перепускных коробах рассчитывается по выражению

$$\Delta h_{\text{пов}} = \xi h_{\text{д}}, \quad (\text{П.213})$$

где  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления;  $h_{\text{д}}$  – динамический напор, мм вод ст.

Тогда для первой ступени воздухоподогревателя:  
средняя температура в поверхности

$$t_{\text{в}}^{\text{cp}} = \frac{t_{\text{хв}} + t_{\text{1ст}}''}{2}, \quad (\text{П.214})$$

где  $t_{\text{хв}}$  – температура холодного воздуха, °С;  $t_{\text{1ст}}''$  – температура воздуха на выходе из первой ступени, °С.

$$t_{\text{в}}^{\text{cp}} = \frac{20 + 212}{2} = 116 \text{ °С.}$$

Сопротивление одного ряда труб  $\Delta h_{\text{тр}} = 0,75$  мм вод ст. Число рядов труб  $z_2 = 76$ , количество ходов по воздуху  $m = 3$ . Тогда сопротивление трения

$$\Delta h_{\text{тр}} = 0,75(76 + 1) \cdot 3 = 173,5 \text{ мм вод ст.}$$

Динамический напор  $h_d = f(\omega_b, t_b^{cp}) = 4,7$  мм вод ст (рис. 3.1.3).

Сопротивление поворотов складывается из 4 сопротивлений (рис. П.25): три поворота на  $90^\circ$  и один на  $180^\circ$ . Коэффициент местного сопротивления при повороте на  $90^\circ$   $\xi = 0,9$ , при повороте на  $180^\circ$   $\xi = 3,5$ . Тогда сопротивления поворотов

$$\begin{aligned}\Delta h_{пов1} &= 0,9 \cdot 4,7 = 4,23 \text{ мм вод ст,} \\ \Delta h_{пов2} &= 0,9 \cdot 4,7 = 4,23 \text{ мм вод ст,} \\ \Delta h_{пов3} &= 3,5 \cdot 4,7 = 16,45 \text{ мм вод ст,} \\ \Delta h_{пов4} &= 0,9 \cdot 4,7 = 4,23 \text{ мм вод ст.}\end{aligned}$$

Сумма местных сопротивлений

$$\Delta h_{пов} = 4,23 + 4,23 + 16,45 + 4,23 = 29,14 \text{ мм вод ст.}$$

Тогда сопротивление первой ступени воздухоподогревателя

$$\Delta h_{взп1} = 173,3 + 29,14 = 202,44 \text{ мм вод ст.}$$

Для второй ступени воздухоподогревателя:  
средняя температура в поверхности

$$t_b^{cp} = \frac{t_{1ст}'' + t_{гв}}{2}, \quad (\text{П.215})$$

где  $t_{1ст}''$  – температура воздуха на выходе из первой ступени,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_{гв}$  – температура горячего воздуха,  $^\circ\text{C}$ .

$$t_b^{cp} = \frac{212 + 360}{2} = 286 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Сопротивление одного ряда труб  $\Delta h_{тр} = 0,55$  мм вод ст. Число рядов труб  $z_2 = 105$ , количество ходов по воздуху  $m = 1$ . Тогда сопротивление трения

$$\Delta h_{тр} = 0,55(105 + 1) \cdot 1 = 58,3 \text{ мм вод ст.}$$

Динамический напор  $h_d = f(\omega_b, t_b^{cp}) = 1,6$  мм вод ст (рис. 3.1.3).

Во второй ступени воздухоподогревателя имеется одно сопротивление поворота на  $90^\circ$ :

$$\begin{aligned}\xi &= 0,9, \\ \Delta h_{пов} &= 0,9 \cdot 1,6 = 1,44 \text{ мм вод ст.}\end{aligned}$$

Сопротивление второй ступени воздухоподогревателя

$$\Delta h_{\text{взп2}} = 58,3 + 1,44 = 59,74 \text{ мм вод ст.}$$

#### П.14.2.5. Расчет сопротивления воздухопроводов горячего воздуха

Суммарное сопротивление на произвольном участке воздухопровода горячего воздуха складывается из суммы местных сопротивлений и сопротивления трения

$$\Delta h_{\text{тв}} = \sum_{i=1}^n \Delta h_{\text{mi}} + \Delta h_{\text{тр}}, \quad (\text{П.216})$$

где  $\sum_{i=1}^n \Delta h_{\text{mi}}$  – сумма местных сопротивлений, мм вод ст;  $\Delta h_{\text{тр}}$  – сопротивление трения, мм вод ст.

Произвольное местное сопротивление определяется как

$$\Delta h_{\text{mi}} = \xi_{\text{mi}} h_{\text{д}}, \quad (\text{П.217})$$

где  $\xi_{\text{mi}}$  – величина коэффициента местного сопротивления;  $h_{\text{д}}$  – динамический напор, мм вод ст.

При определении динамического напора скорость воздуха  $\omega_{\text{в}}$  принимаем равной 15 м/с, а температуру – температуре горячего воздуха:  $h_{\text{д}} = f(\omega_{\text{в}}, t_{\text{тв}}) = 5,6$  мм вод ст (рис. 3.1.3).

На участке от воздухоподогревателя до горелочного устройства имеется два местных сопротивления (рис. П.25) при повороте на 90°, следовательно, они будут равны по величине:

$$\begin{aligned} \xi_{\text{м}} &= 1, \\ \Delta h_{\text{м1}} &= \Delta h_{\text{м2}} = 1 \cdot 5,6 = 5,6 \text{ мм вод ст,} \\ \sum_{i=1}^2 \Delta h_{\text{mi}} &= 5,6 + 5,6 = 11,2 \text{ мм вод ст.} \end{aligned}$$

Сопротивление трения воздуховода, мм вод ст

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d_{\text{э}}} h_{\text{д}}, \quad (\text{П.218})$$

где  $\lambda$  – коэффициент трения, для стального воздухопровода  $\lambda = 0,02$  (стр. 227);  $l$  – длина воздуховода холодного воздуха, м;  $d_{\text{э}}$  – эквивалентный диаметр воздухопровода, м;  $h_{\text{д}} = 5,6$  – динамический напор, мм вод ст.

Эквивалентный диаметр принимаем из диапазона 1,5 ÷ 3 м, примем  $d_{\text{э}} = 2$  м. Длину воздухопровода определяем в зависимости от расхода пара:

$$l = \frac{D_{\text{пе}}}{(1,55 + 0,025 D_{\text{пе}})}, \quad (\text{П.219})$$

где  $D_{\text{пе}}$  – паропроизводительность котла, кг/с.

$$l = \frac{119,44}{(1,55 + 0,025 \cdot 119,44)} = 26,33 \text{ м.}$$

Сопротивление трения

$$\Delta h_{\text{тр}} = 0,02 \frac{26,33}{2} 5,6 = 1,47 \text{ мм вод ст.}$$

Сопротивление воздухопроводов

$$\Delta h_{\text{рв}} = 11,2 + 1,47 = 12,67 \text{ мм вод ст.}$$

#### П.14.2.6. Расчет сопротивления горелочных устройств

Сопротивление горелочного устройства  $\Delta h_{\text{гор}}$ , мм вод ст, находится как

$$\Delta h_{\text{гор}} = \xi_{\text{гор}} h_{\text{д}}, \quad (\text{П.220})$$

где  $\xi_{\text{гор}}$  – коэффициент сопротивления горелочного устройства;  $h_{\text{д}}$  – динамический напор, мм вод ст.

Коэффициент сопротивления горелочного устройства принимаем из диапазона 1,6 ÷ 3:  $\xi_{\text{гор}} = 2$ . Динамический напор определяем по скорости вторичного воздуха в горелочном устройстве  $\omega_2$ , м/с, и температуре горячего воздуха  $t_{\text{рв}}$ , °С:  $h_{\text{д}} = f(\omega_2, t_{\text{рв}}) = 25$  мм вод ст. Тогда сопротивление

$$\Delta h_{\text{гор}} = 2 \cdot 25 = 50 \text{ мм вод ст.}$$

#### П.14.2.7. Расчет самотяги

Величина самотяги любого вертикального участка воздушного тракта рассчитывается по формуле

$$h_c = \pm Hg \left( 1,23 - 1,32 \frac{273}{t_{\text{в}} + 273} \right), \quad (\text{П.221})$$

где  $H$  – высота рассчитываемого участка воздушного тракта, м;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;  $t_{\text{в}}$  – средняя температура воздуха на расчетном участке, °С.

Самотяга воздушного тракта рассчитывается для двух участков: воздухоподогревателя и воздухопровода горячего воздуха от воздухоподогревателя второй ступени до горелочного устройства (рисунок 23).

Высота первого участка  $H_{\text{с1}} = 13,01$  м. Средняя температура воздуха

$$t_{\text{в}} = \frac{t_{\text{хв}} + t_{\text{гв}}}{2}, \quad (\text{П.222})$$

где  $t_{\text{хв}}$  – температура холодного воздуха, °C;  $t_{\text{гв}}$  – температура горячего воздуха, °C.

$$t_{\text{в}} = \frac{20 + 360}{2} = 190 \text{ °C.}$$

Самотяга

$$h_{\text{с1}} = 13,01 \cdot 9,81 \cdot \left( 1,23 - 1,32 \frac{273}{190 + 273} \right) = 57,59 \text{ мм вод ст.}$$

Высота второго участка  $H_{\text{с2}} = 19,54$  м. Средняя температура воздуха:  $t_{\text{в}} = t_{\text{гв}}$ . Тогда самотяга

$$h_{\text{с2}} = 19,54 \cdot 9,81 \cdot \left( 1,23 - 1,32 \frac{273}{360 + 273} \right) = 126,52 \text{ мм вод ст.}$$

Результирующая самотяга воздушного тракта

$$H_{\text{с}} = h_{\text{с1}} - h_{\text{с2}} = 57,59 - 126,52 = -68,93 \text{ мм вод ст.}$$

#### П.14.2.8. Перепад полных давлений по тракту

Перепад полных давлений в воздушном тракте определяется по формуле

$$\Delta H_{\text{п}} = \Delta H_{\text{в}} - H_{\text{с}} - h_{\text{т}}', \quad (\text{П.223})$$

где  $\Delta H_{\text{в}}$  – суммарное сопротивление воздушного тракта котла, мм вод ст;  $H_{\text{с}}$  – результирующая самотяга воздушного тракта, мм вод ст;  $h_{\text{т}}'$  – разрежение в топке на уровне ввода воздуха, мм вод ст.

Суммарное сопротивление воздушного тракта котла

$$\Delta H_{\text{в}} = \Delta h_{\text{впр}} + \Delta h_{\text{калор}} + \Delta h_{\text{взп1}} + \Delta h_{\text{взп2}} + \Delta h_{\text{гв}} + \Delta h_{\text{гор}}, \quad (\text{П.224})$$

где  $\Delta h_{\text{впр}}$  – сопротивление воздухопроводов холодного воздуха, мм вод ст;  $\Delta h_{\text{калор}}$  – сопротивление калорифера, мм вод ст;  $\Delta h_{\text{взп1}}$  – сопротивление воздухоподогревателя первой ступени, мм вод ст;  $\Delta h_{\text{взп2}}$  – сопротивление воздухоподогревателя второй ступени, мм вод ст;  $\Delta h_{\text{гв}}$  – сопротивление воздухопроводов горячего воздуха, мм вод ст;  $\Delta h_{\text{гор}}$  – сопротивление горелочных устройств, мм вод ст.

$$\Delta H_{\text{в}} = 22,82 + 32 + 202,44 + 59,74 + 12,67 + 50 = 379,67 \text{ мм вод ст.}$$

Разрежение в топке на уровне ввода воздуха

$$h'_T = h''_T + 0,95H', \quad (\text{П.225})$$

где  $h''_T$  – разрежение на выходе из топки, мм вод ст;  $H'$  – высота топки от горелки до середины выходного окна:  $H' = 16,325$  м.

$$h'_T = 3 + 0,95 \cdot 16,325 = 18,51 \text{ мм вод ст.}$$

Тогда перепад полных давлений

$$\Delta H_{\Pi} = 379,67 + 68,93 - 18,51 = 430,09 \text{ мм вод ст.}$$

#### П.14.2.9. Выбор типоразмера дутьевого вентилятора. Определение его производительности, напора и мощности привода

Выбор типоразмера дутьевого вентилятора сводится к подбору агрегата, обеспечивающего необходимые производительность и давление, определенные при расчете воздушного тракта, и потребляющей наименьшее количество энергии при эксплуатации.

Производительность вентилятора, м<sup>3</sup>/с, определяется по формуле

$$Q_p = \beta_1 V_B, \quad (\text{П.226})$$

где  $\beta_1 = 1,1$  – коэффициент запаса;  $V_B$  – расход воздуха при номинальной нагрузке котла, м<sup>3</sup>/с.

Расход воздуха определяем как

$$V_B = B_p V_B^0 (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{\text{пл}} + \Delta\alpha_{\text{вп}}) \frac{t_{\text{хв}} + 273}{273}, \quad (\text{П.227})$$

где  $B_p$  – расчетный расход топлива, кг/с;  $V_B^0$  – теоретически необходимое для горения количество воздуха, м<sup>3</sup>/кг;  $\alpha_T$  – коэффициент избытка воздуха в топке;  $\Delta\alpha_T$  – присосы воздуха в топке;  $\Delta\alpha_{\text{пл}}$  – присосы воздуха в системе пылеприготовления;  $t_{\text{хв}}$  – температура холодного воздуха, °С.

$$V_B = 13,07 \cdot 6,47 \cdot (1,2 - 0,06 - 0,04 + 0,03) \frac{20 + 273}{273} = 102,56 \text{ м}^3/\text{с} = 369203,48 \text{ м}^3/\text{ч},$$

$$Q_p = 1,1 \cdot 369203,48 = 406123,828 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Так как на котел ставится два дутьевых вентилятора, производительность одного вентилятора составит

$$Q_B = \frac{Q_p}{2}, \quad (\text{П.228})$$

где  $Q_p$  – производительность вентиляторов, м<sup>3</sup>/ч.

$$Q_b = \frac{406123,828}{2} = 203061,9 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Полное давление, которое должен развивать дутьевой вентилятор, Па

$$H_b = \beta_2 \Delta H_{\Pi}, \quad (\text{П.229})$$

где  $\beta_2 = 1,2$  – коэффициент запаса;  $\Delta H_{\Pi}$  – перепад полных давлений по воздушному тракту, Па.

$$H_b = 1,2 \cdot 4300,9 = 5161,1 \text{ Па}.$$

По найденным значениям производительности  $Q_b$ , тыс. м<sup>3</sup>/ч, и напору  $H_b$ , Па, выбираем необходимый типоразмер дутьевого вентилятора (рис. 3.2.7): ВДН – 20 – II с числом оборотов  $n = 980$  об/мин.

Расчетная мощность двигателя, кВт

$$N_b = \beta_3 \frac{Q_b H_b 10^{-3}}{\eta_b}, \quad (\text{П.230})$$

где  $\beta_3 = 1,05$  – коэффициент запаса по потребляемой мощности;  $Q_b$  – производительность вентилятора, м<sup>3</sup>/с;  $H_b$  – расчетный напор дутьевого вентилятора, Па;  $\eta_b$  – коэффициент полезного действия вентилятора.

Коэффициент полезного действия определяем в зависимости от значений производительности  $Q_b$ , тыс. м<sup>3</sup>/ч, и напора  $H_b$ , Па (рис. 3.2.17):  $\eta_b = 0,87$ .

$$N_b = 1,05 \frac{56,41 \cdot 5161,1 \cdot 10^{-3}}{0,87} = 351,37 \text{ кВт}.$$

## П.15. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ФРОНТАЛЬНОГО КОНТУРА ЦИРКУЛЯЦИИ КОТЛА

Целью гидравлического расчета фронтального контура циркуляции является определение действительной скорости циркуляции, полезного напора, возможности застоя и опрокидывания циркуляции при заданной нагрузке котла. Контур циркуляции изображен на рис. П.26.



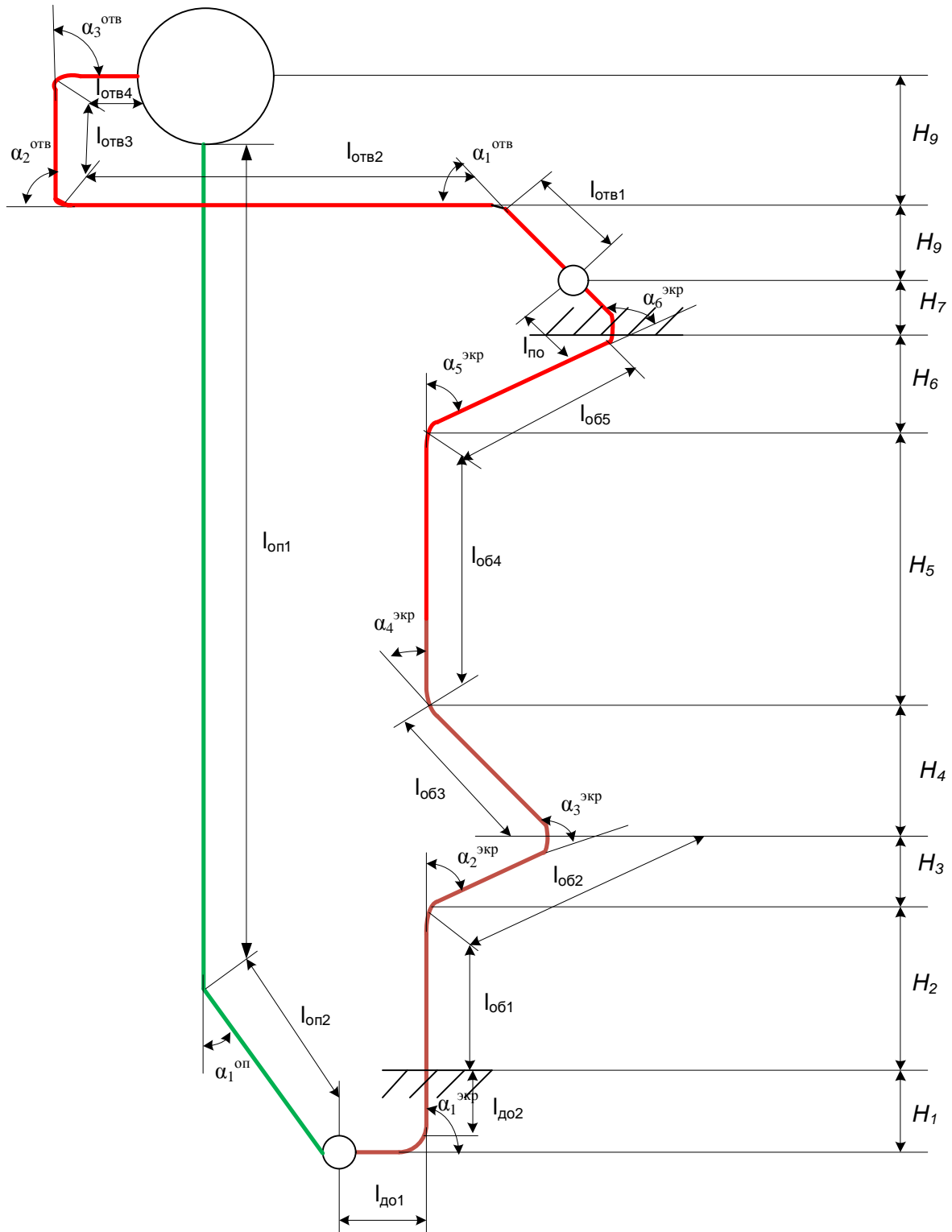


Рис. П.26 – Фронтальный контур циркуляции

Исходные конструктивные данные для расчета приведены в табл. П.4.

## Конструктивные данные к расчету

Наименование величины	Обозначение	Формула	Величина
<b>1. Опускные трубы</b>			
Внутренний диаметр, мм	$d_{\text{вн}}^{\text{оп}}$	Задается	113
Количество опускных труб, шт	$n_{\text{оп}}$	Задается	6
Суммарное сечение опускных труб, м <sup>2</sup>	$F_{\text{оп}}$	$\frac{\pi \cdot (d_{\text{вн}}^{\text{оп}})^2}{4} n_{\text{оп}}$	0,06
Высота опускных труб, м	$h_{\text{оп}}$	Схема контура	32,5
Суммарная длина опускных труб, м	$l_{\text{оп}}$	Схема контура	34,2
Углы гибов труб	$\alpha_1^{\text{оп}}, \alpha_2^{\text{оп}}, \dots$	Схема контура	70
Коэффициенты сопротивления поворотов в опускных трубах	$\xi_1^{\text{оп}}, \xi_2^{\text{оп}}, \dots$	(рис. 4.5.7)	1,07
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в опускных трубах	$\sum \xi_{\text{пов}}^{\text{оп}}$	$\xi_1^{\text{оп}} + \xi_2^{\text{оп}} + \dots$	1,07
Коэффициент сопротивления входа из барабана в опускные трубы и выхода в нижний коллектор	$\xi_{\text{вх}}^{\text{оп}}, \xi_{\text{вых}}^{\text{оп}}$	(рис. 4.5.6)	1 1,3
Суммарный коэффициент местных сопротивлений опускных труб	$\sum \xi_{\text{мест}}^{\text{оп}}$	$\xi_{\text{вх}}^{\text{оп}} + \xi_{\text{вых}}^{\text{оп}}$	2,3
Приведенный коэффициент трения для опускных труб	$\lambda_0^{\text{оп}}$	По величине $d_{\text{вн}}^{\text{оп}}$ (рис. 4.3.1)	0,15
<b>2. Подъемные трубы</b>			
Внутренний диаметр труб, м	$d_{\text{вн}}^{\text{экр}}$	Задается	0,07
Шаг труб в экране	$s/d$	Задается	1,02
Ширина экрана, включенная в контур, м	$B_{\text{экр}}$	Чертеж котла	4,82
Количество подъемных труб, шт	$n_{\text{экр}}$	$\frac{B_{\text{экр}}}{s} - 1$	59
Суммарное сечение подъемных труб, м <sup>2</sup>	$F_{\text{экр}}$	$\frac{\pi \cdot (d_{\text{вн}}^{\text{экр}})^2}{4} n_{\text{экр}}$	0,227
Длина труб до обогрева, м	$l_{\text{до}}$	Схема контура	1,25
Длина обогреваемого участка труб, м	$l_{\text{об}}$	Схема контура	35,6
Длина труб после обогрева, м	$l_{\text{по}}$	Схема контура	1,35
Полная длина экранных труб, м	$l_0$	$l_{\text{до}} + l_{\text{об}} + l_{\text{по}}$	38,2
Высота труб до обогрева, м	$H_{\text{до}}$	Схема контура	0,675

Наименование величины	Обозначение	Формула	Величина
Высота обогреваемой части труб, м	$H_{об}$	Схема контура	29
Высота участка после обогрева, м	$H_{по}$	Схема контура	0,85
Полная высота экранных труб, м	$H_0$	$H_{до} + H_{об} + H_{по}$	30,525
Углыгиба труб по высоте экрана	$\alpha_1^{экр}, \alpha_2^{экр}, \dots$	Схема контура	90, 73, 103, 30, 75, 110
Коэффициент сопротивления поворота экранных труб	$\xi_1^{экр}, \xi_2^{экр}, \dots$	(рис. 4.5.7)	1,75, 1,15, 0,33, 0,25, 1,2, 0,21
Суммарный коэффициент поворотов экранных труб	$\sum \xi_{пов}^{экр}$	$\xi_1^{экр} + \xi_2^{экр} + \dots$	4,89
<b>3. Пароотводящие трубы</b>			
Внутренний диаметр, мм	$d_{вн}^{отв}$	Задается	113
Количество отводящих труб, шт	$n_{отв}$	Задается	6
Суммарное сечение отводящих труб, м <sup>2</sup>	$F_{отв}$	$\frac{\pi \cdot (d_{вн}^{отв})^2}{4} n_{отв}$	0,06
Полная длина отводящих труб, м	$l_{отв}$	Схема контура	13
Высота отводящих труб, м	$H_{отв}$	Схема контура	2,95
Углыгибов труб	$\alpha_1^{отв}, \alpha_2^{отв}, \dots$	Схема контура	40, 90, 90
Коэффициенты сопротивления поворотов в отводящих трубах	$\xi_1^{отв}, \xi_2^{отв}, \dots$	(рис. 4.5.7)	0,42, 1,75, 1,75
Суммарный коэффициент сопротивления отводящих труб	$\sum \xi_{пов}^{отв}$	$\xi_1^{отв} + \xi_2^{отв} + \dots$	3,92
Коэффициент сопротивления выхода из сборного коллектора и входа в барабан	$\xi_{вх}^{отв}, \xi_{вых}^{отв}$	(рис. 4.5.6)	1, 1,3
Суммарный коэффициент входа-выхода пароотводящих труб	$\sum \xi_{мест}^{отв}$	$\xi_{вх}^{отв} + \xi_{вых}^{отв}$	2,3

Кроме конструктивных характеристик контура нам также понадобятся данные из теплового расчета котла и некоторые дополнительные величины. Все эти характеристики приведем в табл. П.5.

Таблица П.5

Сводные данные из теплового расчета котла, подсчет исходных величин

Наименование величины	Обозначение	Откуда берется	Величина
Паропроизводительность котла, кг/с	$D_{пе}$	Из теплового расчета котла	119,44

Наименование величины	Обозначение	Откуда берется	Величина
Давление пара в барабане котла, МПа	$P_6$	Из теплового расчета котла	14,3
Расчетный расход топлива, кг/с	$B_p$	Из теплового расчета котла	13,07
Полное тепловосприятие топки, кДж/кг	$Q_{л}$	Из теплового расчета котла	13124,27
Энтальпия воды на линии насыщения при давлении в барабане, кДж/кг	$h'$	/7/	1584,68
Плотность воды на линии насыщения при давлении в барабане, кг/м <sup>3</sup>	$\rho'$	/7/	615,986
Плотность пара при тех же условиях, кг/м <sup>3</sup>	$\rho''$	/7/	89,845
Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	$r$	/7/	1047,53
Температура воды за водяным экономайзером, °С	$t''_{вэ}$	Из теплового расчета котла	309,5
Энтальпия воды за водяным экономайзером, кДж/кг	$h''_{вэ}$	Из теплового расчета котла	1390,3
Среднее удельное тепловосприятие экранов топки, кДж/м <sup>2</sup>	$q_{л}$	$\frac{B_p \cdot Q_{л}}{F_{ст}}$	186,4
Ширина стены, занятая рассчитываемым контуром, м	$B_k = B_{экp}$	По заданию	4,82
Поверхность стены, занятая экраном рассчитываемого контура, м <sup>2</sup>	$F_k$	$l_{об} \cdot B_k$	171,592
Коэффициент неравномерности тепловосприятия по ширине стены топки	$\eta_{ш}$	(рис. 4.5.2)	1,1
Полное тепловосприятие контура, кДж/кг	$Q_k$	$F_k \cdot \eta_{ш} \cdot q_{л}$	35183,22

Далее зададимся тремя значениями скорости циркуляции и произведем расчет контура циркуляции (табл. П.6).

## Порядок расчета естественной циркуляции

Наименование величины	Расчетная формула	Величина		
		1	2	3
Скорость циркуляции, $W_0$ , м/с	Принимаются три значения (рис. 4.5.4)	0,5	1	1,5
Расход циркулирующей жидкости, $G$ , кг/с	$W_0 \cdot F_{\text{экp}} \cdot \rho'$	69,9	139,8	209,7
<b>Опускные трубы</b>				
Скорость потока в опускных трубах, $W_{\text{оп}}$ , м/с	$\frac{G}{F_{\text{оп}} \cdot \rho'}$	1,891	3,783	5,674
Гидравлическое сопротивление опускных труб, $\Delta P_{\text{оп}}$ , Па	$(\lambda_0^{\text{оп}} l_{\text{оп}} + \sum \xi_{\text{пов}}^{\text{оп}} + \xi_{\text{вх}}^{\text{оп}} + \xi_{\text{вых}}^{\text{оп}}) \cdot \frac{W_{\text{оп}}^2 \rho'}{2}$	9361	37466	84283
<b>Подъемные трубы экрана</b>				
Кратность циркуляции в котле, $K$	(рис. 4.5.8)	8	8	8
Недогрев до кипения в барабане, $\Delta h_6$ , кДж/кг	$\frac{h' - h_{\text{эк}}}{2}$	24,3	24,3	24,3
Количество тепла, необходимого для подогрева воды до кипения, $Q_{\text{эк}}$ , кДж/кг	$\Delta h_6 \cdot G$	1698,57	3397,14	5095,71
Паропроизводительность паросодержащего участка контура, $D_k$ , кг/с	$\frac{Q_k - Q_{\text{эк}}}{r}$	31,965	30,34	28,72
Средняя приведенная скорость пара, $W_0''$ , м/с	$\frac{0,5 \cdot D_k}{F_{\text{экp}} \cdot \rho'}$	0,114	0,108	0,103
Скорость пара на участке после обогрева (от потолка до сборного коллектора), $W_{\text{опо}}''$ , м/с	$\frac{D_k}{F_{\text{экp}} \cdot \rho'}$	1,567	1,488	1,408
Средняя скорость смеси в обогреваемых трубах, $\bar{W}_{\text{см}}$ , м/с	$W_0 + W_0'' \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'}\right)$	0,597	1,092	1,588
Скорость смеси в участке после обогрева, $W_{\text{см.по}}$ , м/с	$W_0 + W_{\text{опо}}'' \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'}\right)$	1,838	2,271	2,703
Среднее объемное паросодержание в обогреваемой части, $\bar{\beta}$	$\frac{W_0''}{\bar{W}_{\text{см}}}$	0,191	0,099	0,065

Наименование величины	Расчетная формула	Величина		
		1	2	3
Объемное паросодержание в участке после обогрева, $\beta_{\text{по}}$	$\frac{W''_{\text{опо}}}{W_{\text{см.по}}}$	0,853	0,655	0,521
Коэффициент пропорциональности на участке после обогрева, $C_{\text{по}}$	Принимается по величине $W_{\text{см.по}}$ (рис. 4.3.3)	0,95	0,965	0,98
Среднее напорное паросодержание в обогреваемой части, $\bar{\beta}$	$C \cdot \bar{\beta}$	0,159	0,09	0,061
Напорное паросодержание в участке после обогрева, $\varphi_{\text{по}}$	$C_{\text{по}} \cdot \beta_{\text{по}}$	0,81	0,632	0,511
Высота экономайзерной части контура, $H_{\text{эк}}$ , м	$H_{\text{до}} + \frac{\Delta h_{\text{б}} - \Delta h_{\text{сн}} + \frac{\Delta h}{\Delta p} \cdot \rho' \cdot 10^{-4} \cdot \left( H_{\text{оп}} - H_{\text{до}} - \frac{\Delta p_{\text{оп}}}{10\rho'} \right)}{\frac{Q_{\text{к}}}{H_{\text{оп}}G} + \frac{\Delta h}{\Delta p} \cdot \rho' \cdot 10^{-4}}$ <p>где <math>\Delta h_{\text{сн}}</math> – определяется по (рис. 4.4.6); <math>\Delta h / \Delta p</math> – изменение энтальпии воды на линии насыщения при изменении давления воды на 1 МПа /7/</p>	3,653	4,836	3,827
Длина экономайзерной части $l_{\text{эк}}$ , м	Определяется по схеме контура и величине $H_{\text{эк}}$	4,228	5,411	4,402
Длина обогреваемой паросодержащей части трубы, $l_{\text{пар.об}}$ , м	Определяется по схеме контура и величине $H_{\text{эк}}$	32,622	31,439	32,448
Длина необогреваемой паросодержащей части трубы (до входа в коллектор), $l_{\text{по}}$ , м	Определяется по схеме контура и величине $H_{\text{эк}}$	1,35	1,35	1,35
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в экономайзерной части трубы, $\sum \xi_{\text{пов}}^{\text{э}}$	Количество поворотов определяем по схеме циркуляционного контура. Величины коэффициентов найдены ранее (таблица)	1,75	1,75	1,75
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в обогреваемой паросодержащей части труб, $\sum \xi_{\text{пов}}^{\text{об.пар}}$	Количество поворотов определяем по схеме циркуляционного контура. Величины коэффициентов найдены ранее (таблица)	2,93	2,93	2,93

Наименование величины	Расчетная формула	Величина		
		1	2	3
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в необогреваемой паросодержащей части труб, $\sum \xi_{\text{пов}}^{\text{но.пар}}$	Количество поворотов определяем по схеме циркуляционного контура. Величины коэффициентов найдены ранее (таблица)	0,21	0,21	0,21
Сопротивление входа в трубы из нижнего коллектора, $\xi_{\text{вх}}$	(рис. 4.5.6)	0,5	0,5	0,5
Высота паросодержащей обогреваемой части труб, $H_{\text{пар.об}}$ , м	По схеме от точки закипания до выхода из топки (за обмуровку)	26,022	24,839	25,848
Движущий напор обогреваемой части, $S_{\text{об}}$ , Па	$\bar{\varphi} \cdot H_{\text{пар.об}} \cdot (\rho' - \rho'') \cdot 10$	21769,07	11761,9	8295,81
Высота паросодержащей необогреваемой части труб, $h_{\text{по}}$ , м	По схеме от выхода за пределы обмуровки до сборного коллектора	0,85	0,85	0,85
Движущий напор необогреваемой части труб, $S_{\text{по}}$ , Па	$\varphi_{\text{по}} \cdot H_{\text{по}} \cdot (\rho' - \rho'') \cdot 10$	3622,5	2826,4	2285,3
Полный движущий напор контура, $S_{\text{к}}$ , Па	$S_{\text{об}} + S_{\text{по}}$	25391,57	14588,3	10581,1
Среднее массовое паросодержание обогреваемой части, $\bar{x}$	$\frac{0,5 \cdot D_{\text{к}}}{G}$	0,229	0,109	0,068
Массовое паросодержание в участке после обогрева, $x_{\text{по}}$	$\frac{D_{\text{к}}}{G}$	0,457	0,217	0,137
Скоростной напор во входном сечении, Па/м (из нижнего коллектора)	$\frac{W_0^2 \rho'}{2}$	76,998	307,99	692,98
Коэффициент для расчета потери давления на трение, $\psi$	Определяется по величинам $W_0$ и $P_6$ (рис. 4.4.5)	1,46	1,23	1
Потеря давления в экономайзерной части, $\Delta P_{\text{эк}}$ , Па/м <sup>2</sup>	$(\xi_{\text{вх}} + \lambda_0^{\text{экp}} \cdot l_{\text{эк}} + \sum \xi_{\text{пов}}^{\text{э}}) \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2}$ , где $\lambda_0^{\text{экp}}$ – приведенный коэффициент трения экранных труб (рис. 4.3.1)	267,65	1176,27	2443,85

Наименование величины	Расчетная формула	Величина		
		1	2	3
Потеря от трения в обогреваемой паросодержащей части $\Delta P_{\text{тр.пар}}$ , Па/м <sup>2</sup>	$\lambda_0^{\text{экp}} \cdot l_{\text{пар.об}} \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \left( 1 + \psi \cdot \bar{x} \cdot \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right)$	2154,64	5012,71	9117,6
Потеря от трения в участке после обогрева, $\Delta P_{\text{тр.по}}$ , Па/м <sup>2</sup>	$\lambda_0^{\text{экp}} \cdot l_{\text{по}} \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \left( 1 + \psi \cdot x_{\text{по}} \cdot \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right)$	147,93	309,05	488,96
Потеря давления в поворотах и при выходе из трубы в участке после обогрева, $\Delta P_{\text{по}}$ , Па/м <sup>2</sup>	$(\sum \xi_{\text{пов}}^{\text{но.пар}} + \xi_{\text{вых}}) \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \left( 1 + \psi \cdot x_{\text{по}} \cdot \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right)$	268,28	560,5	886,75
Сумма потерь давления, $\sum \Delta P$ , Па/м <sup>2</sup>	$\Delta P_{\text{эк}} + \Delta P_{\text{тр.пар}} + \Delta P_{\text{тр.по}} + \Delta P_{\text{по}}$	2838,5	7058,53	12937,2
<b>Отводящие трубы экрана (от сборного коллектора до барабана котла)</b>				
Скорость пароводяной смеси в пароводящих трубах, $W_{\text{см.отв}}$ , м/с	$\frac{W_{\text{см.по}} \cdot F_{\text{экp}}}{F_{\text{отв}}}$	6,95	8,59	10,23
Потери давления от трения в отводящих трубах, $\Delta P_{\text{тр}}^{\text{отв}}$ , Па/м <sup>2</sup>	$\lambda_0^{\text{отв}} \cdot l_{\text{отв}} \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \left( 1 + \psi \cdot x_{\text{отв}} \cdot \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right)$ где $\lambda_0^{\text{отв}}$ – приведенный коэффициент трения отводящих труб (рис. 4.3.1); $x_{\text{отв}} = x_{\text{по}}$	785,9	1641,64	2597,8
Потеря на трение на входе и поворотах, $\Delta P_{\text{м}}$ , Па/м <sup>2</sup>	$(\sum \xi_{\text{пов}}^{\text{отв}} + \xi_{\text{вх}}) \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \left( 1 + \psi \cdot x_{\text{отв}} \cdot \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right)$	1908,46	3986,44	6307,19
Потеря на подъем смеси выше уровня воды в барабане котла, $\Delta P_{\text{вы}}$ , Па/м <sup>2</sup>	$10 \cdot (1 - \varphi_{\text{отв}}) \cdot H_{\text{вы}} \cdot (\rho' - \rho'')$ , где $\varphi_{\text{отв}} = \varphi_{\text{по}}$	0	0	0
Сумма потерь давления в отводящих трубах, $\sum \Delta P_{\text{отв}}$ , Па/м <sup>2</sup>	$\Delta P_{\text{тр}}^{\text{отв}} + \Delta P_{\text{м}} + \Delta P_{\text{вы}}$	2694,06	5628,38	8904,99
Движущий напор отводящих труб, $S_{\text{отв}}$ , Па/м <sup>2</sup>	$10 \cdot \varphi_{\text{по}} \cdot H_{\text{отв}} \cdot (\rho' - \rho'')$	12572,14	9809,37	7931,37
Полезный напор отводящих труб, $S_{\text{пол}}^{\text{отв}}$ , Па/м <sup>2</sup>	$S_{\text{отв}} - \sum \Delta P_{\text{отв}}$	9878,08	4180,99	-973,68
Полезный напор контура, $S_{\text{пол}}^{\text{к}}$ , Па/м <sup>2</sup>	$S_{\text{отв}}^{\text{пол}} + S_{\text{пол}}^{\text{экp}}$	32431,15	11710,7	-3329,7



Далее выполним построение графика зависимости полезного напора контура  $S_{\text{пол}}^{\kappa}$  и сопротивления опускных труб  $\Delta P_{\text{оп}}$  от скорости циркуляции  $W_0$ . (рисунок 25). Пересечение этих двух кривых дает истинное значение скорости циркуляции  $W_0 = 0,75$  м/с и полезного напора  $S_{\text{пол}} = 22000$  Па.

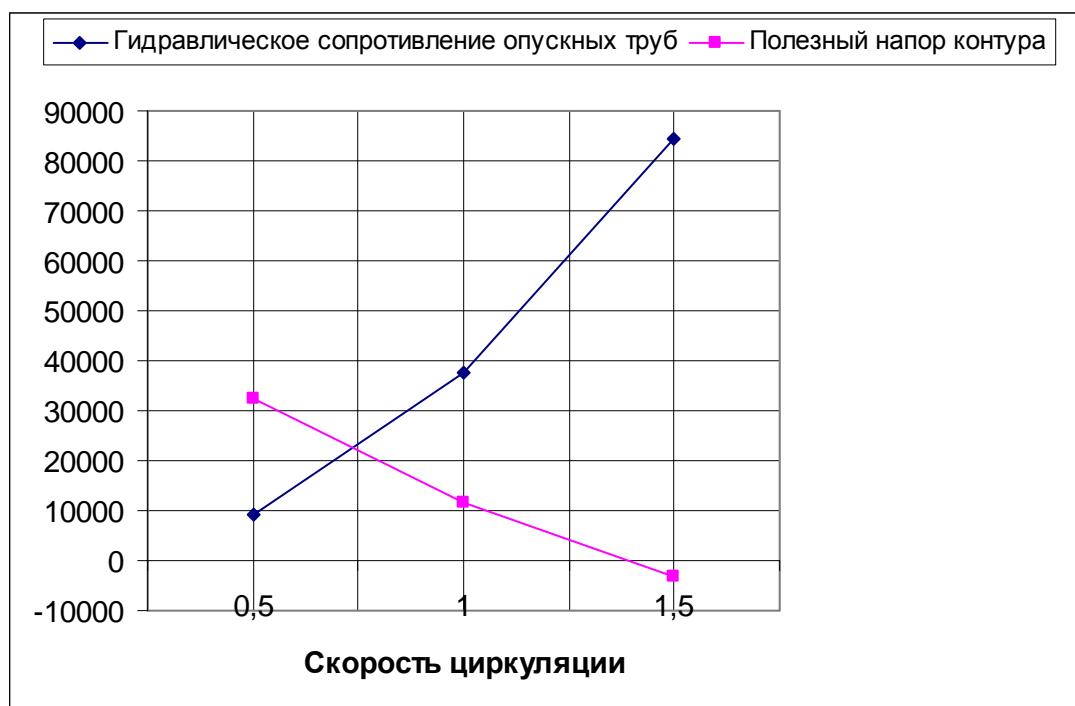


Рисунок 25 – Зависимость  $S_{\text{пол}}^{\kappa}$  и  $\Delta P_{\text{оп}}$  от  $W_0$

После определения действительного значения скорости циркуляции проверим контур на возможность застоя (табл. П.7) и опрокидывания циркуляции (табл. П.8).

Таблица П.7

Проверка возможности застоя циркуляции

Наименование величины	Расчетная формула	Величина
Средняя приведенная скорость пара в обогреваемой части, $\bar{W}_0''$ , м/с	$\frac{0,5 \cdot Q_{\kappa}}{r \cdot \rho'' \cdot F_{\text{экp}}}$	0,82
Приведенная скорость пара в обогреваемой части, $W_{\text{опо}}''$ , м/с	$\frac{Q_{\kappa}}{r \cdot \rho'' \cdot F_{\text{экp}}}$	1,65
Коэффициент неравномерности тепловосприятия развернутой трубы, $\eta_{\text{T}}$	(рис. 4.5.3)	1,2
Коэффициент конструктивной нетождественности, $\eta_{\kappa}$		1
Средняя приведенная скорость пара в обогреваемой части развернутой трубы, $\bar{W}_{\text{от}}'$ , м/с	$\eta_{\text{T}} \cdot \eta_{\kappa} \cdot \bar{W}_0''$	0,98

Наименование величины	Расчетная формула	Величина
Конечная приведенная скорость пара в развернутой трубе, $W_{от}''$ , м/с	$\eta_T \cdot \eta_K \cdot \bar{W}_{опо}''$	1,98
Среднее напорное паросодержание застоя в обогреваемой части развернутой трубы, $\bar{\varphi}_3$	Принимается по величинам $\bar{W}_0''$ и $P_6$ (рис. 4.3.4)	0,79
Напорное паросодержание застоя в участке после обогрева развёрнутой трубы, $\varphi_{зпо}$	Принимается по величинам $\bar{W}_0''$ и $P_6$ (рис. 4.4.7)	0,89
Напор застоя в развернутой трубе, $S_3$ , Па/см <sup>2</sup>	$10 \cdot (H_{об} \cdot \bar{\varphi}_3 + H_{по} \cdot \varphi_{зпо}) (\rho' - \rho'')$	124519,16
Полезный напор экрана, $S_{пол}$ , Па/м <sup>2</sup>	Определен ранее по результату построения графика $\Delta P_{оп}$ , $S_{пол}^к = f(W_0)$	22000
Коэффициент запаса по застою, $S_3 / S_{пол}$	$S_3 / S_{пол} > 1,1$ (1,2)	5,66

Таблица П.8

## Проверка на опрокидывание циркуляции

Наименование величины	Расчетная формула	Величина
Средняя приведенная скорость пара при спускном движении в обогреваемой части, $\bar{W}_{ооб}''$ , м/с	$\bar{W}_{ооб}'' = \bar{W}_0''$	0,82
Средняя приведенная скорость пара при спускном движении на участке до обогрева, $\bar{W}_{одо}''$ , м/с	$\bar{W}_{одо}'' = W_{опо}''$	1,65
Средняя приведенная скорость пара в экране при опускном движении, $\bar{W}_{оэз}''$ , м/с	$\frac{\bar{W}_{ооо}'' \cdot H_{об} + \bar{W}_{одо}'' \cdot H_{до}}{H_0 - H_{по}}$	0,84
Средняя приведенная скорость пара в развернутой трубе при опускном движении, $\bar{W}_{от}''$ , м/с	$\eta_T \cdot \eta_K \cdot \bar{W}_{оэл}''$	1,01

Наименование величины	Расчетная формула	Величина
Полный коэффициент гидравлического сопротивления труб, $Z$	$\lambda_0^{\text{экp}} \cdot l_{\text{экp}} \cdot \sum \xi_{\text{м}}$ <p>где <math>\lambda_0^{\text{экp}}</math> – приведенный коэффициент трения экранных труб (рис. 4.3.1); <math>l_0</math> – длина труб экрана от нижнего коллектора до верхнего сборного, м;  <math>\sum \xi_{\text{м}} = \sum \xi_{\text{пов}}^{\text{экp}} + \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}}</math> – сумма местных сопротивлений по всей высоте экранных труб</p>	65,25
Удельный коэффициент сопротивления экрана, $Z / H_0$		2,14
Удельный напор опрокидывания циркуляции, $S_{\text{опр}}^{\text{уд}}$ , Па/(см <sup>2</sup> ·м)	(рис. 4.3.4)	5400
Напор опрокидывания в экране, $S_{\text{опр}}$ , Па/м <sup>2</sup>	$S_{\text{опр}}^{\text{уд}} \cdot (H_0 - H_{\text{по}})$	160245
Коэффициент запаса по опрокидыванию, $S_{\text{опр}} / S_{\text{пол}}$	$S_{\text{опр}} / S_{\text{пол}} > 1,1$ (1,2)	7,28