

Документ подписан простой электронной подписью

Информация о владельце:

ФИО: Минцаев Магомед Шавалович

Должность: Ректор

Дата подписания: 23.11.2023 16:40:48

Уникальный программный ключ:

236bcc35c296f119d6aafdc22856b21db52dbc07971a86865a5825f9fa4304cc



Министерство науки и высшего образования

Российской Федерации

**ГРОЗНИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НЕФТЯНОЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ
АКАДЕМИКА М.Д. МИЛЛИОНЩИКОВА**

Кафедра «Теплотехника и гидравлика»

Р.А-В. Турлуев, А.Д. Мадаева, М.С-А. Удаева

РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ КОТЕЛЬНЫХ

Методические указания

(для студентов направления «Теплоэнергетика и теплотехника», профили:
«Тепловые электрические станции», «Энергообеспечение предприятий», «Промышленная
теплоэнергетика»; уровни подготовки: бакалавр, магистр)



Грозный-2021

Составители:

Р.А.-В. Турлуев, к.х.н., доцент кафедры «Теплотехника и гидравлика»,
старший преподаватель А.Д. Мадаева, ассистент М.С.-А. Удаева

Методические указания «Расчет тепловых схем котельных» предназначены для помощи студентам, обучающимся по направлению подготовки бакалавров «Теплоэнергетика и теплотехника» при выполнении РГР, курсовых проектов и дипломных работ. Содержит материалы для проведения конструктивного и поверочного теплового расчета котельных установок, выбора вспомогательного оборудования, основные принципиальные технологические схемы перечень рекомендуемой литературы. Приведены общие положения расчета тепловых схем котельных, теплового и аэродинамического расчетов котла, расчета технико-экономических показателей котельной. Даны рекомендации по выбору котлов и вспомогательного оборудования.

Рецензент

Эльмурзаев А.А., заведующий кафедрой «Технологические машины и оборудование», доцент, к.т.н.

Методические указания рассмотрены и утверждены на заседании
кафедры «Теплотехника и гидравлика»
Протокол № 2 от «10» октября 2020г.

© Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Грозненский государственный нефтяной технический университет имени академика М.Д. Миллионщикова», 2021 г.

Содержание:

Введение	4
1. РАСЧЕТ ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА	6
1.1. Тепловые схемы котельных	16
2. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ КОТЕЛЬНЫХ	18
2.1. Расчет тепловой схемы котельной с водогрейными котлами	18
2.2. Расчет тепловой схемы котельной с паровыми котлами	28
2.3. Тепловые схемы котельных	36
2.3.1. Тепловые схемы котельных с водогрейными котлами и основы их расчета	37
2.3.2. Тепловые схемы котельных с паровыми котлами и их расчет	42
2.4. Классификация котлов	45
2.5. Топочные устройства котлов	48
2.6. Основные элементы паровых и водогрейных котлов	51
3. ОСНОВЫ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК	53
3.1. Общие положения	53
3.2. Тепловой баланс парового и водогрейного котла	59
3.3. Общие положения расчета теплообмена в элементах котла	63
3.4. Основы расчета теплообмена в топке	63
3.5. Основы расчета конвективных поверхностей нагрева	64
3.6. Основы расчета аэродинамического сопротивления газовоздушного тракта	67
3.7. Выбор дымососа и вентилятора	70
4. МЕТОДИКА ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК	74
4.1. Составление теплового баланса котла	74
4.2. Расчет теплообмена в топке	88
4.3. Расчет конвективных поверхностей нагрева	102
5. РАСЧЕТ РАССЕИВАНИЯ ВРЕДНЫХ ПРИМЕСЕЙ И ВЫБОР ВЫСОТЫ ДЫМОВОЙ ТРУБЫ	126
Приложения	131
Литература	152

Введение

В теплоэнергетике одним из обязательных конструкторских документов является тепловая схема. Тепловая схема представляет собой условное графическое изображение основного и вспомогательного оборудования, объединяемого линиями трубопроводов для рабочего тела. Различают принципиальную, развернутую и рабочую или монтажную тепловые схемы.

В принципиальной тепловой схеме указывают условно лишь главное оборудование (котлоагрегаты, подогреватели, деаэраторы, насосы) и трубопроводы, не размещая арматуры, вспомогательных устройств и второстепенных трубопроводов и не уточняя количества и расположения оборудования.

Развернутая тепловая схема содержит все количество устанавливаемого оборудования, а также все коммуникации – трубопроводы, соединяющие оборудование с помещаемой на них запорной и регулирующей арматурой. Так как объединение в развернутой тепловой схеме всех элементов и оборудования котельной из-за их большого числа затруднительно, эту схему разделяют на части по технологическому процессу.

Рабочую или монтажную тепловую схему выполняют в ортогональном, а отдельные сложные узлы в аксонометрическом изображении с указанием отметок расположения трубопроводов, их наклона, арматуры, креплений, размеров и т.д.

Общие правила выполнения схем устанавливает ГОСТ 2.701-84. ЕСКД.

Схемы выполняют без соблюдения масштаба. Действительное пространственное расположение составных частей установки не учитывают.

Для изображения на схемах различных элементов и устройств применяют условные графические обозначения, установленные стандартами. Все размеры условных графических изображений, указанные в стандартах

допускается пропорционально изменять. Можно применять другие графические изображения: прямоугольники произвольных размеров, содержащие пояснительный текст; внешние очертания частей изделий (в том числе аксонометрические изображения); схематические разрезы. Графические обозначения выполняют линиями той же толщины, что и линии связи. Нестандартные условные графические обозначения на схемах должны быть пояснены. Если на один элемент стандартами установлено несколько допустимых изображений, следует выбрать один из вариантов обозначения и применять его во всех схемах одного типа, входящих в комплект документации на изделие.

Если необходимо указать, какая рабочая среда и в каком агрегатном состоянии находится на каждом участке схемы, применяют различные графические обозначения для линий связи, приводимые в справочной литературе. Однако, в схемах соединений трубопроводы всегда изображают сплошными основными линиями независимо от рабочей среды.

Условные графические обозначения теплоэнергетического оборудования, гидравлических устройств и арматуры трубопроводной на основании действующих государственных стандартов приведены в приложение X–XII.

При выполнении тепловых схем следует соблюдать индексы инженерных сетей, приведенные в приложение XIII.

Методические указания помогут студентам при выполнении РГР, курсовых проектов и дипломных работ.

1. РАСЧЕТ ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА

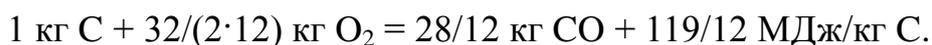
При проектировании топочных устройств необходимо определять количества необходимого для горения топлива окислителя и газообразных продуктов сгорания. Данные для таких расчетов могут быть получены в результате анализа элементарных реакций горения горючих элементов, содержащихся в топливе. Горение топлива может быть полным и неполным. Полное горение происходит при достаточном количестве окислителя и завершается полным окислением горючих элементов топлива. Продукты сгорания при этом состоят из CO_2 , SO_2 и H_2O . При недостаточном количестве окислителя происходит неполное сгорание углерода с образованием CO .

Количественные соотношения химических реакций горения могут быть получены при известных молекулярных массах μ веществ и плотностях $\rho = \mu / 22,4$ газов при нормальных физических условиях. Горение углерода с образованием углекислого газа можно представить уравнением



Следовательно, на 1 кг углерода приходится 2,67 кг или 1,866 м³ кислорода и 3,67 кг или 1,866 м³ диоксида углерода CO_2 .

Горение углерода с образованием оксида углерода CO



В этом случае на 1 кг углерода приходится 1,33 кг или 0,933 м³ кислорода и 2,33 кг или 1,867 м³ оксида углерода CO .

Горение оксида углерода с образованием диоксида углерода



Здесь на 1 кг оксида углерода приходится 0,57 кг или 0,4 м³ кислорода и 1,57 кг или 0,8 м³ диоксида углерода.

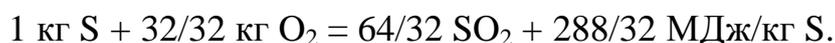
Горение водорода с образованием водяных паров



В этом уравнении тепловой эффект реакции, данный в числителе, учитывает теплоту конденсации водяных паров, образующихся при сжигании

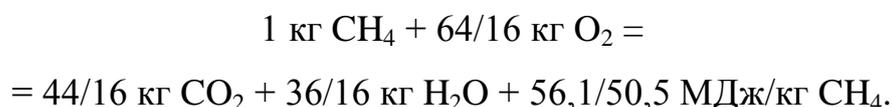
водорода и охлаждении конденсата до 273 К. В знаменателе приведен тепловой эффект 238 МДж/кмоль H_2 при отсутствии конденсации паров воды. Таким образом, на 1 кг водорода приходится 8 кг или $5,55 \text{ м}^3$ кислорода и 9 кг или $11,12 \text{ м}^3$ водяных паров.

Горение серы с образованием сернистого ангидрида



Следовательно, на 1 кг серы приходится 1 кг или $0,698 \text{ м}^3$ кислорода и 2 кг или $0,699 \text{ м}^3$ сернистого ангидрида.

Горение метана с образованием CO_2 и H_2O можно представить уравнением



На 1 кг метана приходится 4 кг или $2,8 \text{ м}^3$ кислорода, $2,75 \text{ кг}$ или $1,4 \text{ м}^3$ диоксида углерода и $2,25 \text{ кг}$ или $2,79 \text{ м}^3$ водяных паров. На 1 м^3 метана приходится 2 м^3 кислорода, 1 м^3 диоксида углерода и 2 м^3 водяных паров. На основе приведенных соотношений теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг твердого или жидкого топлива количество кислорода (в кг) определяется выражением, кг/кг

$$L_{O_2} = (8/3C^p + 8H^p + S_{\text{п}}^p - O^p) / 100 \quad (1)$$

Если учесть, что массовая доля содержания кислорода в воздухе составляет 0,232, то теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг твердого и жидкого топлива, кг/кг

$$L_0^H = (8/3C^p + 8H^p + S_{\text{п}}^p - O^p) / (100 \cdot 0,232) \quad (2)$$

Разделив уравнение (12) на плотность воздуха ($\rho_v = 1,293 \text{ кг/м}^3$ при нормальных физических условиях), получим теоретический объемный расход, $\text{м}^3/\text{кг}$

$$V_0^H = 0,0899(C^p + 0,375S_{\text{п}}^p) + 0,265H^p - 0,0333O^p \quad (3)$$

Теоретический объемный расход воздуха при сжигании 1 м^3 сухого газа, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_0^H = 0,0476 (0,5\text{CO} + 0,5\text{H}_2 + 1,5\text{H}_2\text{S} + \sum (m+n/4)\text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2). \quad (4)$$

В реальных условиях полностью сжечь топливо при теоретически необходимом количестве воздуха невозможно, так как топливо и воздух не удается идеально перемешать, и процесс горения оказывается незавершенным. Поэтому для полного сгорания приходится подавать воздуха больше. Отношение действительного количества воздуха V_d , подаваемого для организации процесса горения, к теоретически необходимому количеству V_0 называется коэффициентом избытка воздуха

$$\alpha = V_d / V_0. \quad (5)$$

Значение коэффициента избытка воздуха зависит от вида топлива и способа его сжигания. Обычно $\alpha = 1,05-1,5$.

Объемные доли продуктов полного сгорания топлива

$$\text{CO}_2 + \text{SO}_2 + \text{H}_2\text{O} + \text{N}_2 + \text{O}_2 = 100\%,$$

и в кубических метрах на 1 кг сожженного твердого или жидкого топлива, $\text{м}^3/\text{кг}$

$$V_r = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2}. \quad (6)$$

Теоретические (минимальные) объемы продуктов сгорания, полученные при полном сгорании твердого или жидкого топлива с теоретически необходимым количеством воздуха ($\alpha = 1$) определяются по формулам, $\text{м}^3/\text{кг}$

$$V_{0.\text{N}_2}^H = 0,79V_0^H + 0,8 \frac{N^P}{100}, \quad (7)$$

$$V_{\text{RO}_2}^H = 1,866 \frac{C^P + 0,375S_{II}^P}{100}, \quad (8)$$

$$V_{0.\text{H}_2\text{O}}^H = 0,111H^P + 0,0124W^P + 0,0161V_0^H. \quad (9)$$

При наличии парового дутья или парового распыливания мазута с расходом пара $G_{\text{ф}}$, кг/кг, к величине $V_{0.\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}}$ добавляется величина $1,24G_{\text{ф}}$.

При избытке воздуха $\alpha > 1$ расчет объемов продуктов сгорания твердого или жидкого топлива ведется по следующим формулам, м³/кг

$$V_{\text{N}_2}^{\text{H}} = V_{0.\text{N}_2}^{\text{H}} + 0,79(\alpha - 1)V_0^{\text{H}}, \quad (10)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}} = V_{0.\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}} + 0,0161(\alpha - 1)V_0^{\text{H}}, \quad (11)$$

$$V_{\text{изб.}\text{O}_2}^{\text{H}} = 0,21(\alpha - 1)V_0^{\text{H}}, \quad (12)$$

$$\begin{aligned} V_{\Gamma}^{\text{H}} &= V_{\text{RO}_2}^{\text{H}} + V_{\text{N}_2}^{\text{H}} + V_{\text{изб.}\text{O}_2}^{\text{H}} + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}} = \\ &= V_{\text{RO}_2}^{\text{H}} + V_{0.\text{N}_2}^{\text{H}} + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}} + (\alpha - 1)V_0^{\text{H}}. \end{aligned} \quad (13)$$

При расчете агрегатов, в которых происходит конденсация части водяных паров из продуктов сгорания (конденсационные водонагреватели), возникает необходимость определения объема сухих продуктов сгорания, м³/кг

$$V_{\text{сг}}^{\text{H}} = V_{\text{RO}_2}^{\text{H}} + V_{0.\text{N}_2}^{\text{H}} + (\alpha - 1)V_0^{\text{H}}. \quad (14)$$

Объемные доли трехатомных газов определяются по формулам

$$r_{\text{RO}_2} = V_{\text{RO}_2}^{\text{H}} / V_{\Gamma}^{\text{H}}, \quad (15)$$

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}} / V_{\Gamma}^{\text{H}}. \quad (16)$$

Теоретические (минимальные) объемы продуктов сгорания, полученные при полном сгорании газообразного топлива с теоретически необходимым количеством воздуха ($\alpha = 1$) определяются следующим образом, м³/м³

$$V_{0.\text{N}_2}^{\text{H}} = 0,79V_0^{\text{H}} + 0,01N_2, \quad (17)$$

$$V_{\text{RO}_2}^{\text{H}} = 0,01(\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \sum m \cdot C_m \text{H}_n), \quad (18)$$

$$V_{0.\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}} = 0,01\left(\text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + \sum \frac{n}{2} C_m \text{H}_n + 0,124d_{\text{г.тл}}\right) + 0,0161V_0^{\text{H}} \quad (19)$$

где $d_{г. тл}$ – влагосодержание газообразного топлива, отнесенное к 1 м^3 сухого газа, $\text{г}/\text{м}^3$.

Объемы и объемные доли газов при $\alpha > 1$ рассчитываются по формулам (10) – (16).

Для выполнения тепловых расчетов топочных устройств необходимо знать энтальпию продуктов сгорания, отнесенную к 1 кг твердого или жидкого топлива ($\text{кДж}/\text{кг}$) или к 1 м^3 газообразного топлива ($\text{кДж}/\text{м}^3$), в виде суммы энтальпий газов $I_{0,г}$ при $\alpha = 1$ и энтальпии избыточного воздуха $I_{0,в}$ так, что

$$I = I_{0,г} + (\alpha - 1)I_{0,в} \quad (20)$$

Энтальпия газов при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$ и температуре ϑ ($^{\circ}\text{C}$), $\text{кДж}/\text{кг}$ ($\text{кДж}/\text{м}^3$)

$$I_{0,г} = V_{\text{RO}_2}^{\text{H}} (c\vartheta)_{\text{CO}_2} + V_{0,\text{N}_2}^{\text{H}} (c\vartheta)_{\text{N}_2} + V_{0,\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}} (c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}} \quad (21)$$

Энтальпия теоретического необходимого количества воздуха при температуре ϑ ($^{\circ}\text{C}$), $\text{кДж}/\text{кг}$ ($\text{кДж}/\text{м}^3$)

$$I_{0,в} = V_0^{\text{H}} (c\vartheta)_{\text{в}} \quad (22)$$

Таблица 1

Энтальпии 1 м^3 газов и воздуха

$\vartheta, ^{\circ}\text{C}$	$(c\vartheta)_{\text{CO}_2}$	$(c\vartheta)_{\text{N}_2}$	$(c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}$	$(c\vartheta)_{\text{в}}$
	$\text{кДж}/\text{м}^3$			
100	171,7	130,1	150,5	132,7
200	360	261	304	267
300	563	394	463	403
400	776	529	626	542
500	999	667	795	685
600	1231	808	969	830
700	1469	952	1149	979

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	$(c\vartheta)_{\text{CO}_2}$	$(c\vartheta)_{\text{N}_2}$	$(c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}$	$(c\vartheta)_{\text{B}}$
	кДж/м ³			
800	1712	1098	1334	1129
900	1961	1247	1526	1283
1000	2213	1398	1723	1438
1100	2458	1551	1925	1595
1200	2717	1705	2132	1754
1300	2977	1853	2344	1914
1400	3239	2009	2559	2076
1500	3503	2166	2779	2239
1600	3769	2324	3002	2403
1700	4036	2484	3229	2567
1800	4305	2644	3458	2732
1900	4574	2804	3690	2899
2000	4844	2965	3926	3066
2100	5115	3127	4163	3234
2200	5386	3289	4402	3402
2300	5658	3452	4643	3571
2400	5930	3615	4888	3740
2500	6203	3778	5132	3910

Теоретические объемы сухого воздуха V_0^{H} и газов $V_{\text{RO}_2}^{\text{H}}$, $V_{0.\text{N}_2}^{\text{H}}$, $V_{0.\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}}$ определяются по формулам (3) и (7–9) для твердого и жидкого топлив и по формулам (4) и (17–19) для газового топлива.

Энтальпии 1 м³ влажного воздуха $(c\vartheta)_{\text{B}}$, углекислого газа $(c\vartheta)_{\text{CO}_2}$, азота $(c\vartheta)_{\text{N}_2}$, и водяных паров $(c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}$ определяются по табл. 1.

**Объемы газов, объемные доли трехатомных газов, концентрация
золы**

Величина	Размерность	$V_0^H = ; V_{0.N_2}^H = ; V_{RO_2}^H = ; V_{0.H_2O}^H =$				
		Газоходы				
Среднее значение коэффициента α в газоходе	—					
$V_{H_2O}^H = V_{0.H_2O}^H + 0,016(\alpha - 1)V_0^H$	$M^3/KГ$ (M^3/M^3)					
$V_{\Gamma}^H = V_{RO_2}^H + V_{0.N_2}^H + V_{H_2O}^H + (\alpha - 1)V_0^H$	$M^3/KГ$ (M^3/M^3)					
$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}^H}{V_{\Gamma}^H}$	—					
$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}^H}{V_{\Gamma}^H}$	—					
$r_{\Pi} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	—					

Расчет объемов и энтальпий рекомендуется вести согласно табл. 2 и 3.

При составлении I - ϑ -таблицы (табл. 3) для каждого α определяются значения I в области, перекрывающей ожидаемый диапазон температур в газоходе, и ΔI – приращение энтальпии для заданного интервала температур. Использование при проведении теплового расчета котла I - ϑ -таблицы значительно упрощает расчет, связанный с определением энтальпии газов в газоходах котла.

Энтальпия продуктов сгорания (I - ϑ -таблица)

ϑ , °C	$I_{0.г}$,	$I_{0.в}$,	$I = I_{0.г} + (\alpha - 1)I_{0.в}$, кДж/кг (кДж/м ³)				
	кДж/кг	кДж/кг	α_1		...	$\alpha_{ух}$	
	(кДж/м ³)	(кДж/м ³)	I	ΔI	I	I	I

Коэффициент избытка воздуха в топке, соответствующий составу газов в конце топки, принимается в зависимости от типа топочного устройства и рода сжигаемого топлива по табл. 4. Коэффициенты избытка воздуха α_T заданы, исходя из величин потерь от механического недожога q_4 .

Таблица 4

Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки

Топливо	Тип топки			
	Камерная с ТШУ * ¹	Камерная с ЖШУ * ²	Слоевая	Камерная газомазутная
Антрацитовый штыб	1,20–1,25 * ³	1,20–1,25 * ³	до 1,60	–
Тощие угли	1,20–1,25 * ³	1,20–1,25 * ³	–	–
Каменные угли	1,15–1,20 * ³	1,15–1,20 * ³	1,30–1,60 * ³	–
Бурые угли	1,20–1,25 * ⁴	1,15–1,20 * ³	1,30–1,60 * ³	–
Мазут	–	–	–	1,02–1,03 * ³
Природный газ	–	–	–	1,03–1,05 * ³

*¹ Твердое шлакоудаление.

*² Жидкое шлакоудаление.

*³ Меньшее значение – для топок с газоплотными экранами.

*⁴ Большее значение – при газовой сушке и низкотемпературном сжигании углей.

Величина коэффициента избытка воздуха в сечении газового тракта котла с уравновешенной тягой определяется суммированием коэффициента

избытка воздуха в топке с присосами в газоходах, расположенных между топкой и рассматриваемым сечением.

Таблица 5

Присосы воздуха в котлах и системах пылеприготовления

Объекты	Характеристика объектов	Величина присоса $\Delta\alpha$	
Топки	Газоплотные	0,02	
	С металлической обшивкой труб экрана	0,05	
	С обмуровкой и металлической обшивкой	0,07	
	С обмуровкой и без обшивки	0,10	
Поверхности нагрева, газоходы и оборудование газового тракта котла	Газоплотный газоход от топки до воздухоподогревателя	0,02	
	Фестон, ширмовый пароперегреватель	0,00	
	1-й котельный пучок ($D \leq 50$ кг/с)	0,05	
	2-й котельный пучок ($D \leq 50$ кг/с)	0,10	
	Пароперегреватель (на ступень)	0,03	
	Переходная зона прямоточного котла	0,03	
	Экономайзер ($D > 50$ кг/с) каждая ступень	0,02	
	Экономайзер ($D \leq 50$ кг/с):	стальной	0,08
		чугунный с обшивкой	0,10
		чугунный без обшивки	0,20
	Трубчатый воздухоподогреватель:	котлы $D > 50$ кг/с (каждая ступень)	0,03
		котлы $D \leq 50$ кг/с (каждая ступень)	0,06
	Регенеративный воздухоподогреватель:	котлы $D > 50$ кг/с	0,15
котлы $D \leq 50$ кг/с		0,20	

Объекты	Характеристика объектов	Величина присоса $\Delta\alpha$
Поверхности нагрева, газоходы и оборудование газового тракта котла	Электрофильтры:	
	котлы $D > 50$ кг/с	0,10
	котлы $D \leq 50$ кг/с	0,15
Скрубберы, циклонные и батарейные золоуловители		0,05
	Газоходы за котлом (каждые 10 м)	0,01
Пылесистемы с промежуточным бункером	С шаровыми барабанными мельницами при сушке горячим воздухом	0,10
	То же при сушке смесью воздуха и газов	0,12
	С молотковыми мельницами	0,06
Пылесистемы с прямым вдуванием под разрежением	С молотковыми или среднеходными мельницами	0,04
	С мельницами-вентиляторами	0,20–0,25
То же под давлением	С любыми мельницами	0,00

Для котлов, работающих под наддувом, коэффициент избытка воздуха на участке тракта от топки до воздухоподогревателя принимается постоянным.

Расчетные величины присосов в топке и газоходах котла, в том числе присосы воздуха в газовую сторону воздухоподогревателя, равные перетечке из воздушной стороны, при номинальной нагрузке принимаются по табл. 5.

Количество воздуха, подаваемое в топку из воздухоподогревателя, отнесенное к теоретически необходимому для сгорания топлива, определяется по формуле

$$\beta'_T = \alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл} - (\alpha_{отб} - 1)r_T, \quad (23)$$

где $\Delta\alpha_{пл}$ – присос в системе пылеприготовления с учетом возможных нарушений плотности во время эксплуатации; определяется по табл. 5. Присос в разомкнутых пылесистемах не учитывается;

$\alpha_{отб}$ – коэффициент избытка воздуха в месте отбора газов на рециркуляцию;

r_T – коэффициент рециркуляции газов в низ топки или горелки.

1.1. Тепловые схемы котельных

В зависимости от характера тепловых нагрузок котельные разделяют на следующие типы:

Производственные – предназначенные для снабжения теплом технологических потребителей.

Производственно-отопительные – осуществляющие теплоснабжение технологических потребителей, а также дающие тепло для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения промышленных, общественных, жилых зданий и сооружений.

Отопительные – вырабатывающие тепловую энергию для нужд отопления, вентиляции и горячего водоснабжения жилых, общественных, промышленных зданий и сооружений.

По надежности отпуска тепла потребителям котельные относятся:

— к первой категории – котельные, являющиеся единственным источником тепла системы теплоснабжения и обеспечивающие потребителей первой категории, не имеющих индивидуальных резервных источников тепла;

— ко второй категории – остальные котельные.

Потребители тепла по надежности теплоснабжения относятся:

— к первой категории – потребители, нарушение теплоснабжения которых связано с опасностью для жизни людей или со значительным

ущербом народному хозяйству (повреждение технологического оборудования, массовый брак продукции);

— ко второй категории – остальные потребители тепла.

Расчет тепловой схемы водогрейной котельной базируется на решении уравнений теплового и материального баланса, составляемых для каждого элемента схемы. При расчете тепловой схемы водогрейной котельной, когда не происходит фазовых превращений нагреваемой и охлаждаемой сред (воды), уравнение теплового баланса в общем виде можно записать следующим образом

$$G_{\text{ох}} c_{\text{ох}} (t_{\text{ох}}^{\text{н}} - t_{\text{ох}}^{\text{к}}) \eta = G_{\text{н}} c_{\text{н}} (t_{\text{н}}^{\text{к}} - t_{\text{н}}^{\text{н}}), \quad (24)$$

где $G_{\text{ох}}$, $G_{\text{н}}$ – массовый расход, соответственно, охлаждаемого и нагреваемого теплоносителей, кг/с;

$c_{\text{ох}}$, $c_{\text{н}}$ – средняя удельная теплоемкость, соответственно, охлаждаемого и нагреваемого теплоносителей, кДж/(кг·°С);

$t_{\text{ох}}^{\text{н}}, t_{\text{ох}}^{\text{к}}$ – соответственно, начальная и конечная температуры охлаждаемого теплоносителя, °С;

$t_{\text{н}}^{\text{н}}, t_{\text{н}}^{\text{к}}$ – соответственно, начальная и конечная температуры нагреваемого теплоносителя, °С;

η – КПД теплообменника.

При расхождении предварительно принятых в расчете величин с полученными в результате расчета более чем на 3% расчет следует повторить, подставив в качестве исходных данных полученные значения.

2. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ КОТЕЛЬНЫХ

2.1. Расчет тепловой схемы котельной с водогрейными котлами

Расчет тепловой схемы водогрейной котельной базируется на решении уравнений теплового и материального баланса, составляемых для каждого элемента схемы. При расхождении предварительно принятых в расчете величин с полученными в результате расчета более чем на 3% расчет следует повторить, подставив в качестве исходных данных полученные значения.

Расчет тепловой схемы котельной с водогрейными котлами (см. рис. 1), работающей на закрытую систему теплоснабжения, рекомендуется производить в такой последовательности. Расчет производится для трех характерных режимов: максимально-зимнего, наиболее холодного месяца и летнего.

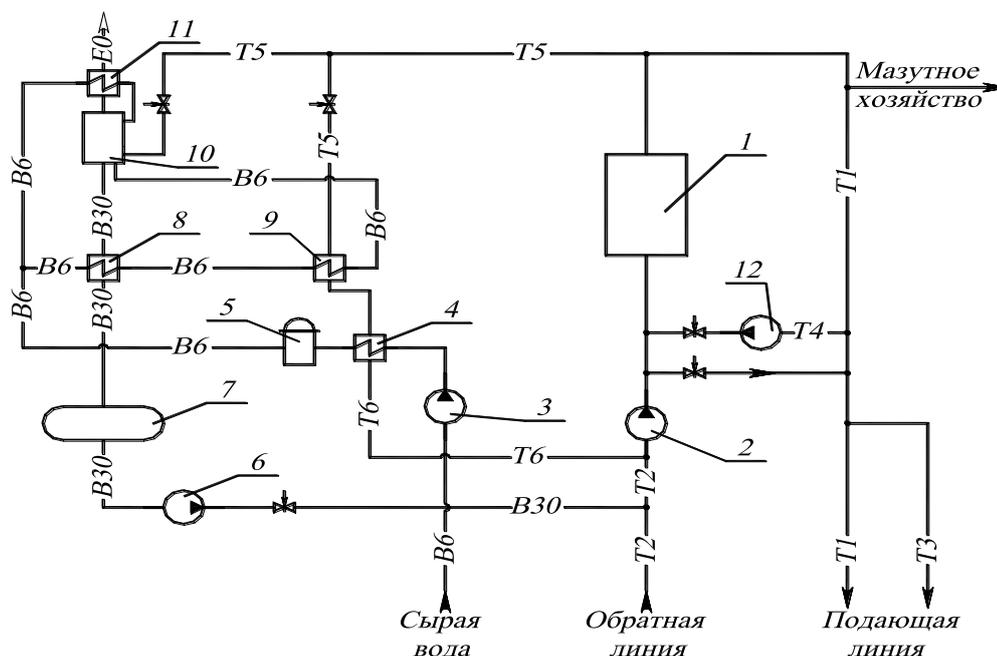


Рис. 1. Тепловая схема котельной с водогрейными котлами:

1 – водогрейный котел; 2 – сетевой насос; 3 – насос сырой воды; 4 – подогреватель сырой воды; 5 – химводоочистка; 6 – подпиточный насос; 7 – бак деаэрированной воды; 8 – охладитель деаэрированной воды; 9 – подогреватель химически очищенной воды; 10 – деаэратор; 11 – охладитель пара; 12 – рециркуляционный насос

Обозначения трубопроводов (буква с цифрой) выполнены в соответствии с приложением XI.

1. Составить таблицу исходных данных для расчета. Эта таблица составляется на основании проекта системы теплоснабжения или расчета расхода теплоты различными потребителями по укрупненным показателям. В этой же таблице указываются значения величин, предварительно принятые в последующих расчетах.

Таблица 6

Климатические параметры холодного периода года для некоторых городов России

Населенный пункт	Температура наружного воздуха, °С			Продолжительность отопительного периода, сут.
	расчетная для отопления	расчетная для вентиляции	средняя за отопительный период	
Архангельск	-31	-19	-4,4	253
Барнаул	-39	-23	-7,7	221
Белгород	-23	-12	-1,9	191
Брянск	-26	-13	-2,3	205
Владивосток	-24	-16	-3,9	196
Владикавказ	-18	-5	+0,4	174
Владимир	-28	-16	-3,5	213
Волгоград	-25	-13	-2,2	178
Воронеж	-26	-14	-3,1	196
Екатеринбург	-35	-20	-6,0	230
Иркутск	-36	-25	-8,5	240
Казань	-32	-18	-5,2	215
Краснодар	-19	-5	+2,0	149
Красноярск	-40	-22	-7,1	234

Курск	-26	-14	-2,4	198
Липецк	-27	-15	-3,4	202
Москва	-28	-14	-3,1	214
Н. Новгород	-31	-17	-4,1	215
Новосибирск	-39	-24	-8,7	230
Омск	-37	-23	-8,4	221
Орел	-26	-13	-2,7	205
Пенза	-29	-17	-4,5	207
Пермь	-35	-20	-5,9	229
Псков	-26	-11	-1,6	212
Ростов-на-Дону	-22	-8	-0,6	171
Рязань	-27	-16	-3,5	208
Санкт-Петербург	-26	-11	-1,8	220
Томск	-40	-25	-8,4	236
Тула	-27	-14	-3,0	207
Хабаровск	-31	-23	-9,3	211
Челябинск	-34	-20	-6,5	218
Ярославль	-31	-16	-4,0	221

2. Определяется коэффициент снижения расхода теплоты на отопление и вентиляцию для режима наиболее холодного месяца

$$K_{o.v} = \frac{t_{вн} - t_{н}}{t_{вн} - t_{p.o}}, \quad (25)$$

где $t_{вн}$ – температура воздуха внутри отапливаемых помещений, °С;
 $t_{p.o}$ – расчетная температура наружного воздуха, °С (принимается по табл. 2.1);

$t_{н}$ – температура наружного воздуха для режима наиболее холодного месяца, °С (принимается по табл. 6 равной расчетной для вентиляции).

3. Определяется температура воды на нужды отопления и вентиляции в подающей линии для режима наиболее холодного месяца, °С

$$t_1 = 18 + 64,5K_{o.B}^{0,8} + 67,5K_{o.B}, \quad (26)$$

4. Определяется температура обратной сетевой воды после систем отопления и вентиляции для режима наиболее холодного месяца, °С

$$t_2 = t_1 - 80K_{o.B}, \quad (27)$$

5. Определяется отпуск теплоты на отопление и вентиляцию с учетом потерь, МВт

- для максимально-зимнего режима

$$Q_{o.B}^{M.3} = Q_o + Q_b, \quad (28)$$

- для режима наиболее холодного месяца

$$Q_{o.B}^{H.X} = (Q_o + Q_b)K_{o.B}, \quad (29)$$

где Q_o – расход теплоты на отопление, МВт;

Q_b – расход теплоты на вентиляцию, МВт.

6. Определяется суммарный расход теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, МВт

$$Q = Q_{o.B} + Q_{г.в}, \quad (30)$$

где $Q_{г.в}$ – расход теплоты на горячее водоснабжение, МВт.

7. Определяется расход сетевой воды в подающей линии системы теплоснабжения для нужд горячего водоснабжения, т/ч

— при параллельном включении местных теплообменников

$$G_{г.в} = \frac{3600Q_{г.в}}{c_b(t_1 - t_2)}, \quad (31)$$

где c_b – удельная массовая изобарная теплоемкость воды, кДж/(кг·К);

— при двухступенчатой (последовательной или смешанной) схеме присоединения местных теплообменников сначала определяется расход воды в подающей линии системы горячего водоснабжения потребителей для максимально-зимнего режима

$$G_{г.в}^{потр} = \frac{3600Q_{г.в}}{c_{в} (t_{г.в}^{потр} - t_{с.в})}, \quad (32)$$

где $t_{г.в}^{потр}$ – температура горячей воды, подаваемой потребителям, °С;
 $t_{с.в}$ – температура сырой воды, °С.

Температура сырой воды принимается зимой 5 °С, летом 15 °С.

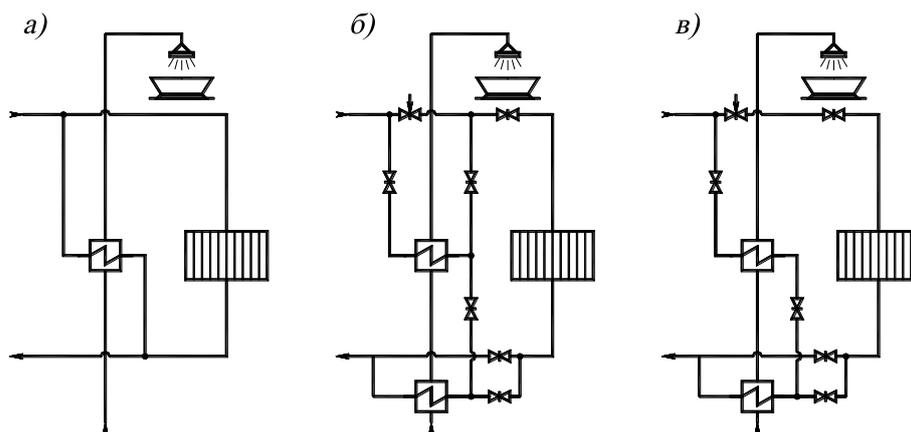


Рис. 2. Схемы присоединения местных теплообменников:

а – параллельное; *б* – двухступенчатое последовательное; *в* – смешанная
схема включения

Для определения расхода сетевой воды на местные теплообменники при режиме наиболее холодного месяца предварительно вычисляется тепловая нагрузка подогревателя первой ступени (теплообменник на обратной линии сетевой воды см. рис. 2.2 б, в), МВт

$$Q_{г.в}^I = \frac{G_{г.в}^{потр}}{3600} c_{в} [t_2 - (\Delta t_{в} + t_{с.в})] \quad (33)$$

где $\Delta t_{в}$ – минимальная разность температур греющей и подогреваемой воды, °С (принимается равной $\Delta t_{в} = 10$ °С).

Тепловая нагрузка подогревателя второй ступени, МВт

$$Q_{г.в}^{II} = Q_{г.в} - Q_{г.в}^I, \quad (34)$$

Расход сетевой воды на местный теплообменник второй ступени, т.е. на горячее водоснабжение для режима наиболее холодного месяца, т/ч

$$G_{г.в}^{II} = \frac{3600Q_{г.в}^{II}}{c_{в} (t_1 - t_2)}, \quad (35)$$

Расход сетевой воды на местные теплообменники для летнего режима, т/ч

$$G_{г.в}^{II} = \frac{3600Q_{г.в}^{II}}{c_{в} (t_1^{II} - (\Delta t_{в} + t_{с.в}))}, \quad (36)$$

где $Q_{г.в}^{II}$ – расход теплоты потребителями горячего водоснабжения для летнего режима, МВт;

t_1^{II} – температура сетевой воды в прямой линии горячего водоснабжения при летнем режиме, °С.

8. Определяется расход сетевой воды на отопление и вентиляцию, т/ч

$$G_{о.в} = \frac{3600Q_{о.в}}{c_{в} (t_1 - t_2)}, \quad (37)$$

9. Определяется расход воды внешними потребителями на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, т/ч

$$G_{вн} = G_{о.в} + G_{г.в}, \quad (38)$$

10. Определяется температура обратной сетевой воды после внешних потребителей, °С

— при параллельной схеме присоединения местных теплообменников горячего водоснабжения

$$t_{обр}^{под} = t_2; \quad (39)$$

— при двухступенчатой (последовательной или смешанной) схеме присоединения местных теплообменников для режимов максимально-зимнего и наиболее холодного месяца

$$t_{обр}^{под} = t_2 - \frac{3600Q_{г.в}^I}{c_{в} \cdot G_{вн} \cdot \eta}; \quad (40)$$

— а для летнего режима при той же схеме проверяется температура

$$t_{\text{обр}}^{\text{под}} = t_1^{\text{л}} - \frac{3600Q_{\text{г.в}}^{\text{л}}}{c_{\text{в}} \cdot G_{\text{вн}}^{\text{л}} \cdot \eta}, \quad (41)$$

где η – КПД подогревателя (во всех расчетах принимается равным 0,98).

11. Определяется расход подпиточной воды для восполнения утечек в тепловых сетях и в системе потребителей, т/ч

$$G_{\text{ут}} = 0,01K_{\text{т.с}} \cdot G_{\text{вн}}, \quad (42)$$

где $K_{\text{т.с}}$ – потери воды в закрытой системе теплоснабжения и в системе потребителей, %.

Принимается $K_{\text{т.с}} = 1,5\text{--}2$ % часового расхода воды внешними потребителями.

12. Определяется расход сырой воды, поступающей на химводоочистку, т/ч

$$G_{\text{с.в}} = (1,25 \div 1,3) G_{\text{ут}}. \quad (43)$$

В скобках – увеличение расхода сырой воды в связи с расходом ее на собственные нужды химводоочистки, а также на обмывку поверхностей нагрева котлов, на уплотнение и охлаждение подшипников насосов и тягодутьевых устройств, на охлаждение приборов на котлах и др.

13. При установке деаэратора, работающего при давлении 0,12 МПа и температуре деаэрированной воды около 104 °С, определяется температура химически очищенной воды после охладителя деаэрированной воды, °С

$$t_{\text{х.о.в}}^{\text{''}} = \frac{G_{\text{ут}}}{G_{\text{х.о.в}}} (t_{\text{подп}}^{\text{'}} - t_{\text{подп}}^{\text{''}}) \eta + t_{\text{х.о.в}}^{\text{'}} \quad (44)$$

где $t_{\text{х.о.в}}^{\text{'}}$ – температура сырой воды перед химводоочисткой, °С (рекомендуется принимать ее 18–20 °С);

$t_{\text{подп}}^{\text{'}}$ – температура подпиточной воды после деаэратора, °С;

$t''_{\text{подп}}$ – температура подпиточной воды после охладителя деаэрированной воды, °С (при температурном графике 150/70 рекомендуется принимать ее равной 70 °С);

$G'_{\text{х.о.в}}$ – предварительно принятый расход химически очищенной воды, т/ч.

14. Определяется температура химически очищенной воды, поступающей в деаэратор, °С

$$t^{\text{д}}_{\text{х.о.в}} = \frac{G^{\text{под}}_{\text{гр}}}{G_{\text{х.о.в}}} (t_1^{\text{в.к}} - t''_{\text{гр}}) \eta + t''_{\text{х.о.в}}, \quad (45)$$

где $G^{\text{под}}_{\text{гр}}$ – расход греющей воды на подогреватель химически очищенной воды, т/ч (им следует предварительно задаваться);

$t_1^{\text{в.к}}$ – температура воды на выходе из водогрейного котла, °С;

$t''_{\text{гр}}$ – температура греющей воды после подогревателя химически очищенной воды, °С (обычно ее принимают на 4–6 °С выше температуры насыщения при давлении в деаэраторе).

15. С учетом подсчитанных величин проверяется температура сырой воды перед химводоочисткой, °С

$$t'_{\text{х.о.в}} = \frac{G^{\text{под}}_{\text{гр}}}{G_{\text{с.в}}} (t''_{\text{гр}} - t''_{\text{подп}}) \eta + t_{\text{с.в}}, \quad (46)$$

16. Определяется расход греющей воды на деаэратор, т/ч

$$G^{\text{д}}_{\text{гр}} = \frac{G_{\text{ут}} \cdot t'_{\text{подп}} - G'_{\text{х.о.в}} \cdot t^{\text{д}}_{\text{х.о.в}}}{t_1^{\text{в.к}}}, \quad (47)$$

17. Проверяется расход химически очищенной воды на подпитку теплосети, т/ч

$$G_{\text{х.о.в}} = G_{\text{ут}} - G^{\text{д}}_{\text{гр}}, \quad (48)$$

18. Определяется расход теплоты на подогрев сырой воды, химически очищенной воды, на деаэратор и мазутное хозяйство. При установке охладителя подпиточной воды определяется расход теплоты на него.

— Расход теплоты на подогрев сырой воды, МВт

$$Q_{c.B} = \frac{G_{c.B}}{3600} c_B (t'_{x.o.B} - t_{c.B}) \frac{1}{\eta} \quad (49)$$

— Расход теплоты на подогрев химически очищенной воды (в теплообменнике 9 см. рис. 3), МВт

$$Q_{x.o.B} = \frac{G_{x.o.B}}{3600} c_B (t''_{x.o.B} - t'_{x.o.B}) \frac{1}{\eta} \quad (50)$$

— Расход теплоты на деаэрактор, МВт

$$Q_d = \frac{G_{гр}^d}{3600} c_B (t_1^{B.K} - t'_{подп}) \frac{1}{\eta} \quad (51)$$

— Расход теплоты на подогрев химически очищенной воды в охладителе деаэрированной воды, МВт

$$Q_{охл} = \frac{G_{x.o.B}}{3600} c_B (t''_{x.o.B} - t'_{x.o.B}) \frac{1}{\eta} \quad (52)$$

— Расход теплоты на подогрев мазута, МВт

$$Q_M = B \cdot c_M \frac{t''_M - t'_M}{\eta \cdot 10^3} \quad (53)$$

где B – расход мазута на установленные котлы при соответствующем режиме, кг/с;

c_M – удельная теплоемкость мазута (ориентировочно может приниматься равной 2 кДж/(кг·К));

t''_M и t'_M – температура мазута после подогревателя и перед ним, °С.

При отсутствии данных о расходе топлива расход теплоты на мазутное хозяйство в зависимости от мощности котельной может ориентировочно приниматься от 0,6 до 1,4 МВт.

19. Вычисляется суммарный расход теплоты, который необходимо получить в котлах, МВт

$$\sum Q = Q + Q_{c.B} + Q_{x.o.B} + Q_d + Q_M - Q_{охл} \quad (54)$$

20. Определяется расход воды через водогрейные котлы, т/ч

$$G_k = \frac{3600 \sum Q}{c_v (t_1^{в.к} - t_2^{в.к})} \quad (55)$$

21. Определяется расход воды на рециркуляцию, т/ч

$$G_{рец} = \frac{G_k (t_2^{в.к} - t_{обр}^{под})}{t_1^{в.к} - t_{обр}^{под}} \quad (56)$$

22. Определяется расход воды по перепускной линии, т/ч

$$G_{пер} = \frac{G_{вн} (t_1^{в.к} - t_1)}{t_1^{в.к} - t_{обр}^{под}} \quad (57)$$

23. Определяется расход сетевой воды от внешних потребителей через обратную линию, т/ч

$$G_{обр} = G_{вн} - G_{ут} \quad (58)$$

24. Определяется расчетный расход воды через котлы, т/ч

$$G'_k = G_{вн} + G_{гр}^{под} + G_{рец} - G_{пер} \quad (59)$$

25. Определяется расход воды, поступающей к внешним потребителям по прямой линии, т/ч

$$G' = G'_k - G_{гр}^д - G_{гр}^{под} - G_{рец} + G_{пер} \quad (60)$$

26. Определяется разница между найденным ранее и уточненным расходом воды внешними потребителями, %

$$\Delta G = \frac{G_{вн} - G'}{G_{вн}} \cdot 100 \quad (61)$$

При расхождении, меньшем 3% расчет считается окончанным.

После расчета тепловой схемы необходимо выбрать число устанавливаемых котлов. Как показали технико-экономические расчеты, оптимальным числом котлов является $n = 3$. Затем определяют расход воды одним котлом и сравнивают его с расходом воды, установленным заводом-изготовителем.

Если $\sum G/n \geq G$, регламентированного заводом-изготовителем, то выбор котлов считают законченным и проверяют, какое число котлов должно работать при режиме наиболее холодного месяца и летнем режиме.

Для решения вопроса об установке резервного котла необходимо проверить, будут ли обеспечены теплотой при выходе из строя наибольшего по мощности котла потребители первой категории, использующие теплоту:

— на технологическое теплоснабжение и системы вентиляции в количестве, определяемом минимальными допустимыми нагрузками;

— на отопление и горячее водоснабжение в количестве, определяемом режимом наиболее холодного месяца.

При выходе из строя одного котла количество теплоты, отпускаемое потребителям второй категории, не нормируется.

2.2. Расчет тепловой схемы котельной с паровыми котлами

Расчет тепловой схемы котельной с паровыми котлами выполняется для трех режимов: максимально-зимнего, наиболее холодного месяца и летнего.

Расчет тепловой схемы производственной котельной (рис. 3) рекомендуется производить в такой последовательности:

1. Составить таблицу исходных данных для расчета. Она составляется на основании данных о расходах пара технологическими потребителями и теплоты на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. В этой же таблице указываются значения величин, предварительно принятые в последующих расчетах.

2. Определить коэффициент снижения расхода теплоты на отопление и вентиляцию для режима наиболее холодного месяца $K_{0,в}$ по формуле 2.1.

3. Определить расход воды на подогреватели сетевой воды, т/ч
- для максимально зимнего режима

$$G = \frac{3600Q}{c_B(t_1 - t_2)}, \quad (62)$$

где Q – расчетная тепловая нагрузка потребителей системы теплоснабжения (отопление, вентиляция, горячее водоснабжение), МВт;

t_1, t_2 – температура сетевой воды соответственно после сетевых подогревателей и перед ними, °С.

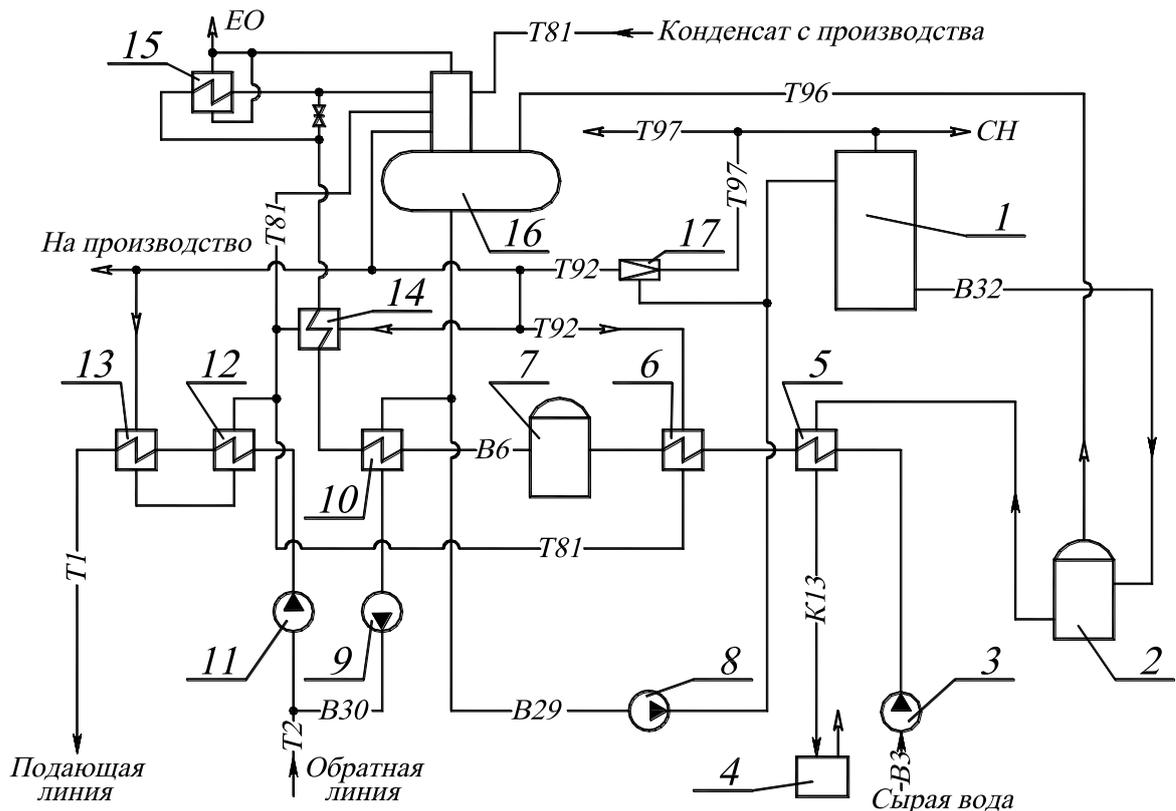


Рис. 3. Тепловая схема производственной котельной:

1 – паровой котел; 2 – расширитель непрерывной продувки; 3 – насос сырой воды; 4 – барботер; 5 – охладитель непрерывной продувки; 6 – подогреватель сырой воды; 7 – химводоочистка; 8 – питательный насос; 9 – подпиточный насос; 10 – охладитель подпиточной воды; 11 – сетевой насос; 12 – охладитель конденсата; 13 – сетевой подогреватель; 14 – подогреватель химически очищенной воды; 15 – охладитель выпара; 16 – атмосферный деаэратор; 17 – редуционно-охладительная установка
— для режима наиболее холодного месяца

$$G = \frac{3600(Q_{o.в} \cdot K_{o.в} + Q_{г.в})}{c_{в}(t_1 - t_2)}, \quad (63)$$

где $Q_{o.в}$ – расход теплоты на нужды отопления и вентиляции, МВт;

$Q_{г.в}$ – расход теплоты на горячее водоснабжение, МВт.

— для летнего режима

$$G = \frac{3600Q_{г.в}}{c_{в}(t_1 - t_2)}, \quad (64)$$

4. Определить расход пара на подогреватели сетевой воды, т/ч

$$D_{п.с.в} = \frac{c_{в} \cdot G(t_1 - t_2)}{(i''_{роу} - i_{к})\eta}, \quad (65)$$

где $i''_{роу}$ – энтальпия редуцированного пара перед подогревателями сетевой воды, кДж/кг;

$i_{к}$ – энтальпия конденсата после подогревателей сетевой воды, кДж/кг;

η – КПД сетевого подогревателя.

Для различных подогревателей собственных нужд КПД принимается равным $\eta = 0,98$.

5. Определить расход редуцированного пара внешними потребителями, т/ч

$$D''_{роу} = D_{т} + D_{п.с.в}, \quad (66)$$

где $D_{т}$ – расход редуцированного пара внешними технологическими потребителями, т/ч.

6. Определить расход пара перед РОУ, т/ч

$$D'_{роу} = D''_{роу} \frac{i''_{роу} - i_{п.в}}{i'_{роу} - i_{п.в}}, \quad (67)$$

где $i'_{роу}$ – энтальпия свежего пара, кДж/кг;

$i_{п.в}$ – энтальпия питательной воды, кДж/кг.

7. Определить суммарный расход свежего пара внешними потребителями, т/ч

$$D_{\text{вн}} = D'_{\text{ПОУ}} + D'_{\text{т}}, \quad (68)$$

где $D'_{\text{т}}$ – расход свежего пара на технологические нужды, т/ч;

8. Определить количество воды, впрыскиваемой в редуционно-охладительную установку, т/ч

$$G_{\text{ПОУ}} = D''_{\text{ПОУ}} \frac{i'_{\text{ПОУ}} - i''_{\text{ПОУ}}}{i'_{\text{ПОУ}} - i_{\text{п.в}}}, \quad (69)$$

9. Определить расход пара на собственные нужды котельной, т/ч

$$D'_{\text{с.н}} = 0,01K_{\text{с.н}} \cdot D_{\text{вн}}, \quad (70)$$

где $K_{\text{с.н}}$ – расход пара на собственные нужды котельной (подогрев сырой и химически очищенной воды, расход пара на деаэратор) в процентах расхода пара внешними потребителями; рекомендуется принимать его равным 5–10%.

10. Расход пара на мазутное хозяйство, т/ч

$$D_{\text{м}} = 0,01K_{\text{м}} \cdot D_{\text{вн}}, \quad (71)$$

где $K_{\text{м}}$ – расход пара на мазутное хозяйство в процентах расхода пара внешними потребителями; при отсутствии данных рекомендуется принимать его для небольших котельных равным 3%.

11. Расход пара на покрытие потерь в котельной, т/ч

$$D_{\text{п}} = 0,01K_{\text{п}} (D_{\text{вн}} + D'_{\text{с.н}} + D_{\text{м}}), \quad (72)$$

где $K_{\text{п}}$ – расход пара на покрытие потерь в процентах расхода пара внешними потребителями; рекомендуется принимать его равным 2–3%.

12. Суммарный расход пара на собственные нужды, мазутное хозяйство и покрытие потерь в котельной, т/ч

$$D_{\text{с.н}} = D'_{\text{с.н}} + D_{\text{м}} + D_{\text{п}}, \quad (73)$$

13. Суммарная паропроизводительность котельной, т/ч

$$D = D_{\text{вн}} + D_{\text{с.н}}, \quad (74)$$

14. Потери конденсата в оборудовании внешних потребителей и внутри котельной, т/ч

$$G_k^{\text{пот}} = (1 - \beta)(D_T + D'_T) + 0,01K_k D, \quad (75)$$

где β – доля конденсата, возвращаемого внешними потребителями;

K_k – потери конденсата в цикле котельной установки в процентах суммарной паропроизводительности котельной; рекомендуется принимать их равными 3%.

15. Определить расход химически очищенной воды, т/ч

$$G_{\text{х.о.в}} = G_k^{\text{пот}} + 0,01K_{\text{тс}} \cdot G, \quad (76)$$

где $K_{\text{тс}}$ – потери воды в теплосети в процентах количества воды в системе теплоснабжения; рекомендуется принимать их равными 2–3%.

16. Определить расход сырой воды, т/ч

$$G_{\text{с.в}} = K_{\text{х.о.в}} \cdot G_{\text{х.о.в}}, \quad (77)$$

где $K_{\text{х.о.в}}$ – коэффициент, учитывающий расход сырой воды на собственные нужды химводоочистки (принимается равным 1,25).

17. Определить количество воды, поступающей в расширитель с непрерывной продувкой, т/ч

$$G_{\text{пр}} = 0,01p_{\text{пр}} \cdot D, \quad (78)$$

где $p_{\text{пр}}$ – процент продувки, принимается от 2 до 5 %.

18. Количество пара, получаемого в расширителе непрерывной продувки за счет снижения в нем давления продувочной воды, т/ч

$$D_{\text{расш}} = \frac{G_{\text{пр}} (i_{\text{к.в}} - i'_{\text{расш}})}{x (i''_{\text{расш}} - i'_{\text{расш}})}, \quad (79)$$

где $i_{\text{к.в}}$ – энтальпия котловой воды, кДж/кг;

$i''_{\text{расш}}$ – энтальпия пара, получаемого в расширителе непрерывной продувки, кДж/кг;

$i'_{\text{расш}}$ – энтальпия воды, получаемой в расширителе непрерывной продувки, кДж/кг;

x – степень сухости пара, выходящего из расширителя непрерывной продувки; принимается равной 0,98.

Энтальпии котловой воды, а также воды и пара, получаемых в расширителе непрерывной продувки определяются по таблицам воды и пара при соответствующем давлении и температуре насыщения.

19. Количество воды на выходе из расширителя непрерывной продувки, т/ч

$$G_{\text{расш}} = G_{\text{пр}} - D_{\text{расш}}, \quad (80)$$

20. Определить температуру сырой воды после охладителя непрерывной продувки, °С

$$t'_{\text{с.в}} = \frac{G_{\text{расш}} (i'_{\text{расш}} \cdot \eta - i''_{\text{пр}})}{c_{\text{в}} \cdot G_{\text{с.в}}} + t_{\text{с.в}}, \quad (81)$$

где $i''_{\text{пр}}$ – энтальпия воды после охладителя непрерывной продувки, кДж/кг; $t_{\text{с.в}}$ – температура сырой воды, °С; η – коэффициент, учитывающий потери тепла теплообменником в окружающую среду; принимается равным 0,98.

21. Расход пара на подогреватель сырой воды, т/ч

$$D_{\text{с.в}} = G_{\text{с.в}} \frac{i'_{\text{х.о.в}} - i'_{\text{с.в}}}{(i''_{\text{р.о.у}} - i''_{\text{к}}) \eta}, \quad (82)$$

где $i'_{\text{х.о.в}}$ – энтальпия сырой воды после подогревателя, кДж/кг (определяется для температуры воды, принимаемой от 20 до 30 °С);

$i'_{\text{с.в}}$ – энтальпия сырой воды после охладителя непрерывной продувки, кДж/кг (определяется по температуре $t'_{\text{с.в}}$);

$i''_{\text{р.о.у}}$ – энтальпия редуцированного пара, кДж/кг (определяется из таблиц воды и пара при заданных температуре и давлении редуцированного пара);

i_k^{POY} – энтальпия конденсата редуцированного пара, кДж/кг (определяется при температуре насыщения при давлении редуцированного пара).

22. Определить температуру химически очищенной воды после охладителя деаэрированной воды, °С

$$t_{\text{х.о.в}}'' = \frac{0,01K_{\text{тс}} \cdot G(t_{\text{п.в}} - t_2)\eta}{G_{\text{х.о.в}}} + t_{\text{х.о.в}}' \quad (83)$$

где $t_{\text{х.о.в}}'$ – температура химически очищенной воды на входе в охладитель деаэрированной воды, °С;

$t_{\text{п.в}}$ – температура деаэрированной (питательной) воды на входе в охладитель, °С;

t_2 – температура деаэрированной воды после охладителя, °С (принимается равной температуре обратной сетевой воды на входе в подогреватели сетевой воды);

$0,01K_{\text{тс}} \cdot G$ – расход подпиточной воды для покрытия утечек в системе теплоснабжения, т/ч.

23. Определить расход пара на подогрев химически очищенной воды в подогревателе перед деаэратором, т/ч

$$D_{\text{х.о.в}} = G_{\text{х.о.в}} \cdot \frac{i_k'' - i_{\text{х.о.в}}''}{i_{\text{POY}}'' - i_k^{\text{POY}}}, \quad (84)$$

где i_k'' – энтальпия химически очищенной воды после подогревателя, кДж/кг (определяется по температуре, равной температуре конденсата, т.е. 70–85 °С);

$i_{\text{х.о.в}}''$ – энтальпия химически очищенной воды перед подогревателем, кДж/кг (определяется по температуре химически очищенной воды после охладителя деаэрированной воды).

24. Суммарное количество воды и пара, поступающее в деаэратор, за вычетом греющего пара деаэратора, т/ч

$$G_d = G_{x.o.b} + \beta(D_T + D'_T) + D_{x.o.b} + D_{c.b} + D_{п.с.в} + D_{расш} \quad (85)$$

25. Определить среднюю температуру воды в деаэраторе, °C

$$t'_d = \frac{G_{x.o.b} i_k + \beta(D_T + D'_T) i_k + D_{x.o.b} i_k^{POY} + D_{c.b} i_k^{POY} + D_{п.с.в} i_k + D_{расш} i''_{расш}}{c_b \cdot G_d} \quad (86)$$

26. Определить расход греющего пара на деаэратор, т/ч

$$D_d = G_d \frac{i_{п.в} - c_b \cdot t'_d}{(i''_{POY} - i_{п.в}) \eta} \quad (87)$$

27. Определить расход редуцированного пара на собственные нужды котельной, т/ч

$$D_{c.н}^{POY} = D_d + D_{x.o.b} + D_{c.b} \quad (88)$$

28. Определить расход свежего пара на собственные нужды котельной, т/ч

$$D_{c.н} = D_{c.н}^{POY} \frac{i''_{POY} - i_{п.в}}{i'_{POY} - i_{п.в}} \quad (89)$$

29. Действительная паропроизводительность котельной с учетом расхода пара на собственные нужды и потери пара в котельной, т/ч

$$D_k = D_{вн} + D_{c.н} + 0,01K_{п} (D_{вн} + D_{c.н}) \quad (90)$$

30. Невязка с предварительно принятой паропроизводительностью котельной, %

$$\Delta D = \frac{D_k - D}{D_k} 100 \quad (91)$$

Если невязка получится меньше 3%, то расчет тепловой схемы считается законченным. При большей невязке расчет следует повторить, изменив расход пара на собственные нужды.

Уточненный расход редуцированного пара с учетом действительного расхода пара на собственные нужды, т/ч

$$D''_{y. POY} = D_T + D_{п.с.в} + D_{с.н}^{POY} \quad (92)$$

Уточненный расход свежего пара с учетом действительного расхода на собственные нужды, т/ч

$$D'_{y. POY} = D''_{y. POY} \cdot \frac{i''_{POY} - i_{п.в}}{i'_{POY} - i_{п.в}} \quad (93)$$

Уточненное количество воды, впрыскиваемой в РОУ, т/ч

$$G_{y. POY} = D''_{y. POY} \frac{i'_{POY} - i''_{POY}}{i'_{POY} - i_{п.в}} \quad (94)$$

Уточненная суммарная паропроизводительность котельной, т/ч

$$D_K^y = D_T' + D_{y. POY}' + 0,01K_{п} (D_T' + D_{y. POY}') \quad (95)$$

По результатам расчета из каталогов подбираются котельные агрегаты с требуемыми паропроизводительностью и параметрами пара (температура, давление). Предпочтительным количеством паровых котлов, так же, как и водогрейных, обычно является $n = 3$.

2.3. Тепловые схемы котельных

В зависимости от характера тепловых нагрузок котельные разделяют на следующие типы:

Производственные – предназначенные для снабжения теплом технологических потребителей.

Производственно-отопительные – осуществляющие теплоснабжение технологических потребителей, а также дающие тепло для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения промышленных, общественных, жилых зданий и сооружений.

Отопительные – вырабатывающие тепловую энергию для нужд отопления, вентиляции и горячего водоснабжения жилых, общественных, промышленных зданий и сооружений.

По надежности отпуска тепла потребителям котельные относятся:

— к первой категории – котельные, являющиеся единственным источником тепла системы теплоснабжения и обеспечивающие потребителей первой категории, не имеющих индивидуальных резервных источников тепла;

— ко второй категории – остальные котельные.

Потребители тепла по надежности теплоснабжения относятся:

— к первой категории – потребители, нарушение теплоснабжения которых связано с опасностью для жизни людей или со значительным ущербом народному хозяйству (повреждение технологического оборудования, массовый брак продукции);

— ко второй категории – остальные потребители тепла.

2.3.1. Тепловые схемы котельных с водогрейными котлами и основы их расчета

Для того чтобы тепловые схемы котельных с водогрейными котлами легко читались, рекомендуется следующий порядок изображения оборудования на них (см. рис. 4). На верхней правой части листа размещают водогрейные котлы, а на левой – деаэраторы, ниже котлоагрегатов размещают рециркуляционные и еще ниже сетевые насосы, а под деаэраторами – теплообменники (подогреватели), баки деаэрированной и рабочей воды, подпиточные насосы, насосы сырой воды, дренажные баки и продувочный колодец.

Работа отопительной котельной, принципиальная тепловая схема которой показана на рис. 4, осуществляется следующим образом. Вода из обратной линии тепловых сетей с небольшим напором поступает на всас сетевого насоса 2. Туда же подводится вода от подпиточного насоса 6, компенсирующая утечки воды в тепловых сетях. На всас насоса 2 подается и горячая вода, тепло которой частично использовано в теплообменниках 9 и 4 для подогрева, соответственно, химически очищенной и сырой воды.

Для обеспечения заданной из условий предупреждения коррозии температуры воды перед котлом в трубопровод за сетевым насосом подают при помощи рециркуляционного насоса 12 необходимое количество горячей воды, вышедшей из водогрейного котла 1. Линию, по которой подают горячую воду, называют рециркуляционной. При всех режимах работы тепловой сети, кроме максимально-зимнего, часть воды из обратной линии после сетевого насоса 2, минуя котел, подают по перепускной линии в подающую магистраль, где она, смешавшись с горячей водой из котла, обеспечивает заданную расчетную температуру в подающей магистрали тепловых сетей. Вода, предназначенная для восполнения утечек в тепловых сетях, предварительно подается насосом сырой воды 3 в подогреватель сырой воды 4, где она подогревается до температуры 18–20 °С и затем направляется на химводоочистку. Химически очищенная вода подогревается в теплообменниках 8, 9 и 11 и деаэрируется в деаэраторе 10. Воду для подпитки тепловых сетей из бака деаэрированной воды 7 забирает подпиточный насос 6 и подает в обратную линию.

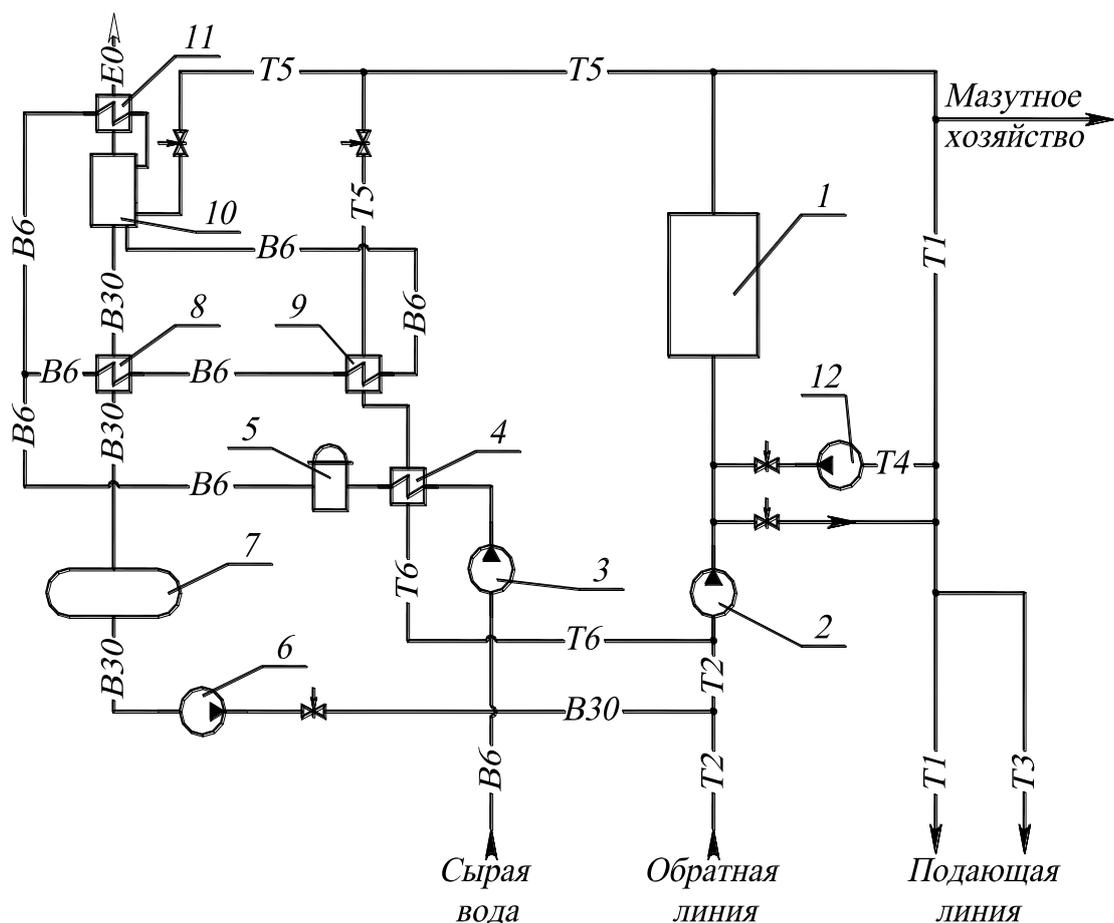


Рис. 4. Тепловая схема котельной с водогрейными котлами:

1 – водогрейный котел; 2 – сетевой насос; 3 – насос сырой воды; 4 – подогреватель сырой воды; 5 – химводоочистка; 6 – подпиточный насос; 7 – бак деаэрированной воды; 8 – охладитель деаэрированной воды; 9 – подогреватель химически очищенной воды; 10 – деаэратор; 11 – охладитель выпара; 12 – рециркуляционный насос

Обозначения трубопроводов (буква с цифрой) выполнены в соответствии с приложением XI.

Основной целью расчета любой тепловой схемы котельной является выбор основного и вспомогательного оборудования с определением исходных данных для последующих технико-экономических расчетов.

Надежность и экономичность водогрейных котлов зависит от постоянства расхода воды через них, который не должен снижаться относительно установленного заводом-изготовителем. Во избежание

низкотемпературной и сернокислотной коррозии конвективных поверхностей нагрева температура воды на входе в котел при сжигании топлив, не содержащих серу, должна быть не менее 60 °С, малосернистых топлив не менее 70 °С и высокосернистых топлив не менее 110 °С. Для повышения температуры воды на входе в водогрейный котел при температурах воды ниже указанных устанавливается рециркуляционный насос.

В котельных с водогрейными котлами часто устанавливаются вакуумные деаэраторы. Но они требуют при эксплуатации тщательного надзора, поэтому предпочитают устанавливать деаэраторы атмосферного типа.

Сильное влияние на оборудование котельной с водогрейными агрегатами оказывает система горячего водоснабжения – закрытая или открытая. Открытой называется система, в которой теплоноситель – горячая вода – частично или полностью используется потребителем. В закрытых системах нагрев воды на горячее водоснабжение осуществляется прямой отопительной водой в местных теплообменниках.

При открытой системе горячего водоснабжения количество воды, идущее на подпитку тепловых сетей, заметно возрастает и может достигать 20% расхода воды через тепловые сети. Т.е. количество воды, которое необходимо подготовить на химводоочистке, при открытой системе горячего водоснабжения возрастает в несколько раз по сравнению с закрытой.

Так как расходы воды при открытой системе неравномерны, то для выравнивания суточного графика нагрузок на горячее водоснабжение и уменьшения расчетной производительности оборудования водоподготовки устанавливаются баки-аккумуляторы для деаэрированной воды. Из них в часы максимума потребления горячая вода подпиточными насосами подается на всас сетевых насосов.

Качество подготовки воды для подпитки открытой системы теплоснабжения должно быть значительно выше качества воды для подпитки

закрытой системы, т.к. к воде горячего водоснабжения предъявляются такие же требования, как к питьевой водопроводной воде.

Перед расчетом тепловой схемы котельной, работающей на закрытую систему теплоснабжения, следует выбрать схему присоединения к системе теплоснабжения местных теплообменников, приготовляющих воду для нужд горячего водоснабжения. В настоящее время в основном применяются три схемы присоединения местных теплообменников, показанные на рис. 5.

На рис. 5 а показана схема параллельного присоединения местных теплообменников горячего водоснабжения с системой отопления потребителей. На рис. 5 б, в показаны двухступенчатая последовательная и смешанная схемы включения местных теплообменников горячего водоснабжения.

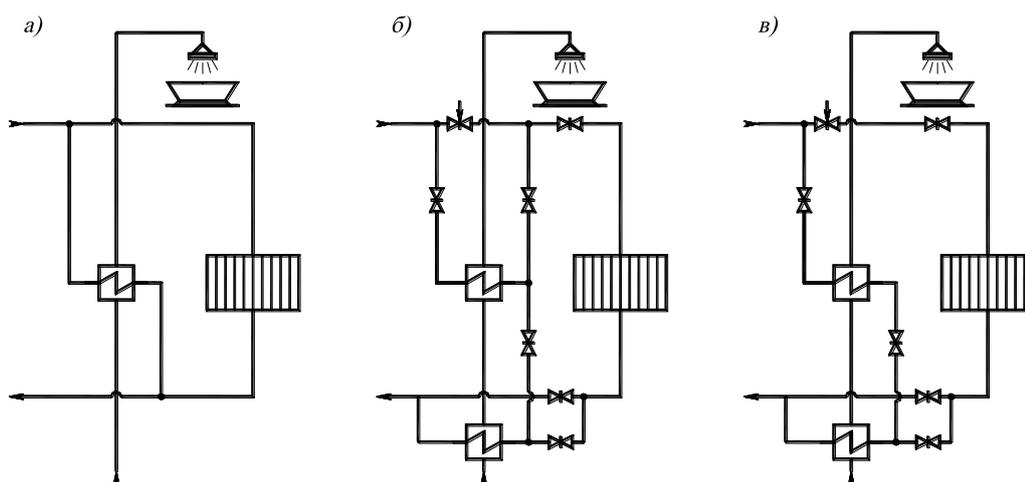


Рис. 5. Схемы присоединения местных теплообменников:

а – параллельное; б – двухступенчатое последовательное; в – смешанная
схема включения

Выбор схемы присоединения местных теплообменников горячего водоснабжения производится в зависимости от отношения максимального расхода теплоты на горячее водоснабжение к максимальному расходу теплоты на отопление. При $Q_{г.в.}/Q_o \leq 0,06$ присоединение местных теплообменников производится по двухступенчатой последовательной схеме; при $0,6 < Q_{г.в.}/Q_o \leq 1,2$ – по двухступенчатой смешанной схеме; при $Q_{г.в.}/Q_o \geq 1,2$ – по параллельной схеме. При двухступенчатой последовательной

схеме присоединения местных теплообменников должно предусматриваться переключение теплообменников на двухступенчатую смешанную схему.

Расчет тепловой схемы водогрейной котельной базируется на решении уравнений теплового и материального баланса, составляемых для каждого элемента схемы. При расчете тепловой схемы водогрейной котельной, когда не происходит фазовых превращений нагреваемой и охлаждаемой сред (воды), уравнение теплового баланса в общем виде можно записать следующим образом

$$G_{\text{ох}} c_{\text{ох}} (t_{\text{ох}}^{\text{н}} - t_{\text{ох}}^{\text{к}}) \eta = G_{\text{н}} c_{\text{н}} (t_{\text{н}}^{\text{к}} - t_{\text{н}}^{\text{н}}), \quad (96)$$

где $G_{\text{ох}}$, $G_{\text{н}}$ – массовый расход, соответственно, охлаждаемого и нагреваемого теплоносителей, кг/с;

$c_{\text{ох}}$, $c_{\text{н}}$ – средняя удельная теплоемкость, соответственно, охлаждаемого и нагреваемого теплоносителей, кДж/(кг·°С);

$t_{\text{ох}}^{\text{н}}, t_{\text{ох}}^{\text{к}}$ – соответственно, начальная и конечная температуры охлаждаемого теплоносителя, °С;

$t_{\text{н}}^{\text{н}}, t_{\text{н}}^{\text{к}}$ – соответственно, начальная и конечная температуры нагреваемого теплоносителя, °С;

η – КПД теплообменника.

При расхождении предварительно принятых в расчете величин с полученными в результате расчета более чем на 3% расчет следует повторить, подставив в качестве исходных данных полученные значения.

2.3.2. Тепловые схемы котельных с паровыми котлами и их расчет

Отпуск пара технологическим потребителям часто производится от производственных котельных, в которых вырабатывается насыщенный или слабо перегретый пар с давлением до 1,4 или 2,4 МПа. Пар используется технологическими потребителями и в небольшом количестве – на приготовление горячей воды, направляемой в систему теплоснабжения.

Приготовление горячей воды производится в сетевых подогревателях, устанавливаемых в котельной.

Принципиальная тепловая схема производственной котельной с отпуском небольшого количества теплоты на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения в закрытую систему теплоснабжения показана на рис. 6.

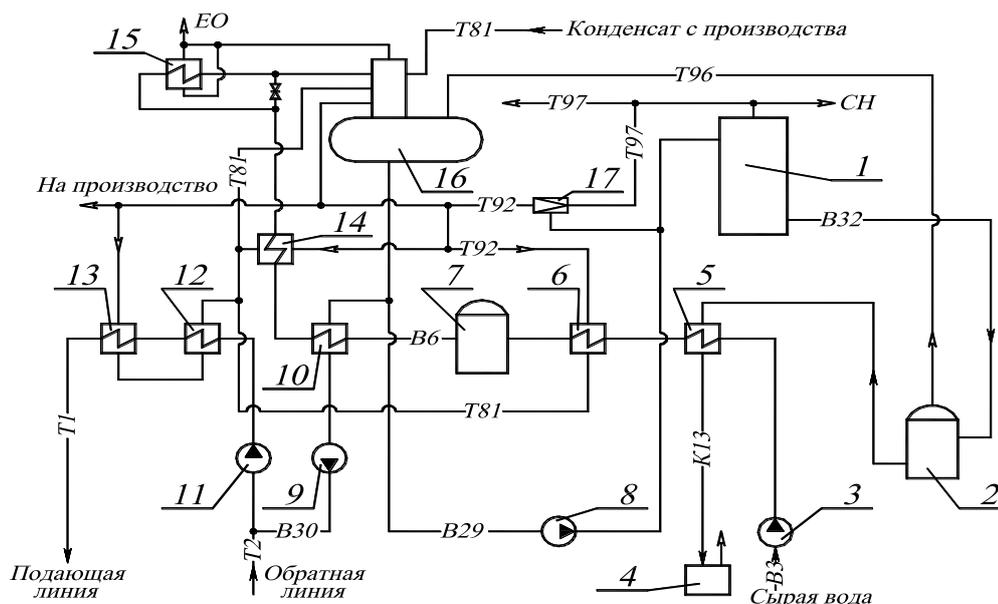


Рис. 6. Тепловая схема производственной котельной:

1 – паровой котел; 2 – расширитель непрерывной продувки; 3 – насос сырой воды; 4 – барботер; 5 – охладитель непрерывной продувки; 6 – подогреватель сырой воды; 7 – химводоочистка; 8 – питательный насос; 9 – подпиточный насос; 10 – охладитель подпиточной воды; 11 – сетевой насос; 12 – охладитель конденсата; 13 – сетевой подогреватель; 14 – подогреватель химически очищенной воды; 15 – охладитель выпара; 16 – атмосферный деаэратор; 17 – редуционно-охладительная установка

Насос сырой воды подает воду в охладитель продувочной воды, где она нагревается за счет теплоты продувочной воды. Затем сырая вода подогревается до 20–30 °С в пароводяном подогревателе сырой воды и направляется на химводоочистку. Химически очищенная вода направляется в

охладитель деаэрированной воды и подогревается до определенной температуры. Дальнейший подогрев химически очищенной воды осуществляется в подогревателе паром. Перед поступлением в головку деаэратора часть химически очищенной воды проходит через охладитель выпара деаэратора.

Подогрев сетевой воды производится паром в последовательно включенных двух сетевых подогревателях. Конденсат от всех подогревателей направляется в головку деаэратора, в которую также поступает конденсат, возвращаемый внешними потребителями пара.

Подогрев воды в атмосферном деаэраторе производится паром от котлов и паром из расширителя непрерывной продувки, в котором котловая вода частично испаряется вследствие снижения давления. Продувочная вода после использования в охладителе непрерывной продувки сбрасывается в продувочный колодец (барботер).

Деаэрированная вода с температурой около 104 °С питательным насосом подается в паровые котлы. Подпиточная вода для системы теплоснабжения забирается из того же деаэратора, охлаждаясь в охладителе подпиточной воды до 70 °С перед поступлением к подпиточному насосу. Использование общего деаэратора для приготовления питательной и подпиточной воды возможно только для закрытых систем теплоснабжения ввиду малого расхода подпиточной воды в них. В открытых системах теплоснабжения расход подпиточной воды значителен, поэтому в котельной следует устанавливать два деаэратора: один для приготовления питательной воды, другой – подпиточной воды. В котельных с паровыми котлами, как правило, устанавливаются деаэраторы атмосферного типа.

Для технологических потребителей, использующих пар более низкого давления по сравнению с вырабатываемым котлоагрегатами, и для подогревателей собственных нужд в тепловых схемах котельных предусматривается редуцирующая установка для снижения давления пара

(РУ) или редуционно-охлаждающая установка для снижения давления и температуры пара (РОУ).

Расчет тепловой схемы котельной с паровыми котлами выполняется для трех режимов: максимально-зимнего, наиболее холодного месяца и летнего. В основе расчета тепловой схемы котельной с паровыми котлами, лежит решение уравнений теплового и материального балансов, составляемых для каждого элемента схемы. Вид уравнения теплового баланса зависит от количества участвующих в теплообмене сред, их фазового состояния и происходящих фазовых превращений. Если в рассчитываемом элементе схемы не происходит изменения фазового состояния нагреваемой и охлаждаемой сред, уравнение теплового баланса описывается формулой (96).

Если охлаждаемый теплоноситель меняет свое фазовое состояние, то уравнение теплового баланса примет вид

$$G_{\text{ox}} (i_{\text{ox}}^{\text{H}} - i_{\text{ox}}^{\text{K}}) \eta = G_{\text{H}} c_{\text{H}} (t_{\text{H}}^{\text{K}} - t_{\text{H}}^{\text{H}}), \quad (97)$$

где $i_{\text{ox}}^{\text{H}}, i_{\text{ox}}^{\text{K}}$ – соответственно, начальная и конечная удельные энтальпии (теплосодержания) охлаждаемого теплоносителя, кДж/кг.

Если меняет свое фазовое состояние нагреваемый теплоноситель

$$G_{\text{ox}} c_{\text{ox}} (t_{\text{ox}}^{\text{H}} - t_{\text{ox}}^{\text{K}}) \eta = G_{\text{H}} (i_{\text{H}}^{\text{K}} - i_{\text{H}}^{\text{H}}), \quad (98)$$

где $i_{\text{H}}^{\text{H}}, i_{\text{H}}^{\text{K}}$ – соответственно, начальная и конечная удельные энтальпии нагреваемого теплоносителя, кДж/кг.

Если оба теплоносителя меняют свое фазовое состояние

$$G_{\text{ox}} (i_{\text{ox}}^{\text{H}} - i_{\text{ox}}^{\text{K}}) \eta = G_{\text{H}} (i_{\text{H}}^{\text{K}} - i_{\text{H}}^{\text{H}}), \quad (99)$$

По результатам расчета из каталогов подбираются котельные агрегаты с требуемыми паропроизводительностью и параметрами пара.

2.4. Классификация котлов

По виду вырабатываемого теплоносителя котельные установки делятся на паровые и водогрейные. В зависимости от назначения они разделяются на

энергетические, производственные, производственно-отопительные и отопительные. Энергетические котельные установки вырабатывают пар для паровых турбин на тепловых электростанциях. Такие котельные оборудуют, как правило, котлоагрегатами большой и средней мощности, которые вырабатывают пар повышенных параметров. Производственные и производственно-отопительные котельные установки (обычно паровые) вырабатывают насыщенный или слабо перегретый пар (до 4 МПа и 450 °С), который используется в технологических процессах различных отраслей (сушка, варка, ректификация, концентрирование растворов и др.), а также для обеспечения теплотой систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Отопительные котельные установки (в основном водогрейные, но они могут быть и паровыми) предназначены для обслуживания систем отопления, горячего водоснабжения и вентиляции производственных и жилых помещений.

По характеру движения воды, пароводяной смеси и пара паровые котлы подразделяются на барабанные с естественной циркуляцией, барабанные с многократной принудительной циркуляцией и прямоточные (рис. 7). В барабанных котлах с естественной циркуляцией движение пароводяной смеси в подъемных (обогреваемых) трубах и жидкости в опускных (необогреваемых) трубах происходит вследствие разности их плотностей. В котлах с многократной принудительной циркуляцией движение воды и пароводяной смеси осуществляется с помощью циркуляционного насоса. В прямоточных котлах нет циркуляционного контура, нет многократной циркуляции воды, отсутствует барабан, вода прокачивается питательным насосом через экономайзер, испарительные поверхности и пароперегреватель, включенные последовательно.

По перемещению продуктов сгорания и воды котлы подразделяют на газотрубные (жаротрубные и с дымогарными трубами), в которых газы движутся внутри труб, водотрубные, в которых вода или пароводяная смесь движутся внутри труб и водотрубно-газотрубные.

По конструктивным особенностям различают котлы цилиндрические, горизонтально-водотрубные, вертикально-водотрубные.

В зависимости от паропроизводительности различают котлы малой (до 20 – 25 т/ч), средней (от 35 – 50 до 160 – 220 т/ч) и большой паропроизводительности (от 220 – 250 т/ч и выше).

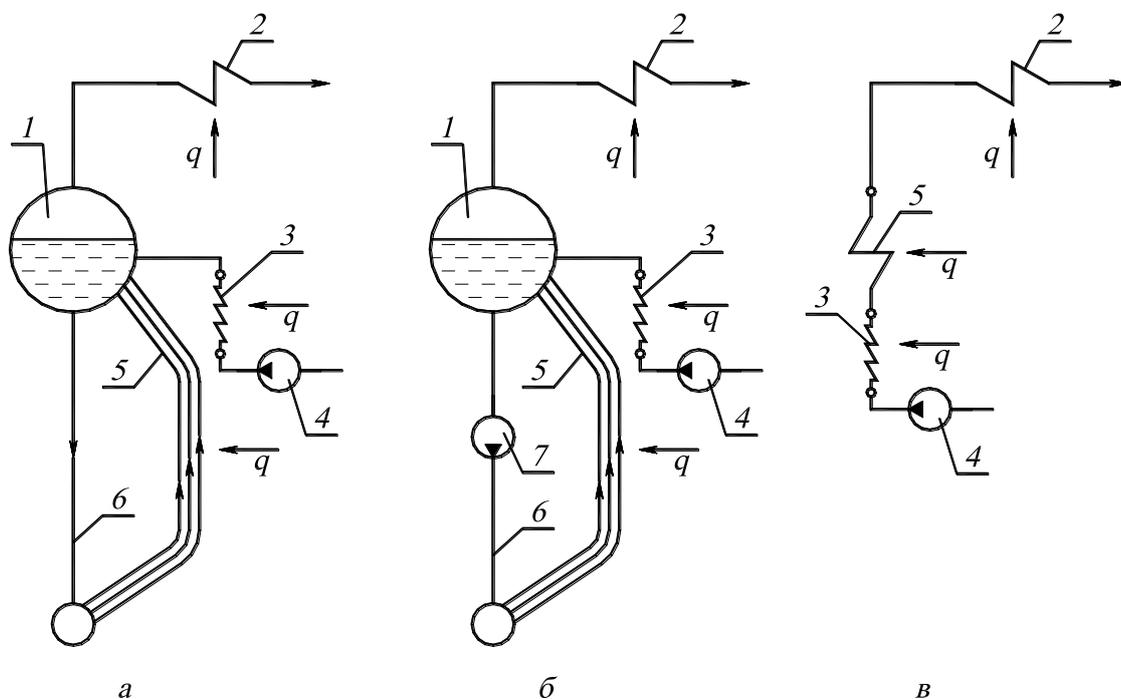


Рис. 7. Схемы движения воды, пароводяной смеси и пара в котлах:
а – барабанном с естественной циркуляцией; *б* – барабанном с многократной принудительной циркуляцией; *в* – прямоточном; 1 – барабан; 2 – пароперегреватель; 3 – водяной экономайзер; 4 – питательный насос; 5 – обогреваемые трубы; 6 – опускные трубы; 7 – циркуляционный насос

По уровню давления перегретого пара различают котлы с низким (ниже 4 МПа), средним (от 4 до 11 МПа), высоким (более 11 МПа) и сверхкритическим давлением (выше 25 МПа).

По уровню давления в газовом тракте различают котлы с естественной, уравновешенной тягой и под наддувом.

Возможна также классификация по виду сжигаемого топлива, способу шлакоудаления и т.п.

2.5. Топочные устройства котлов

Топка – устройство котла, предназначенное для сжигания органического топлива, частичного охлаждения продуктов сгорания и выделения золы.

Топки подразделяются на слоевые, камерные и вихревые. При слоевом процессе сжигания топлива (рис. 8, а) поток воздуха проходит через неподвижный или движущийся в поперечном направлении слой топлива.

Чтобы частицы топлива, лежащие на решетке, не уносились потоком, их вес должен быть больше подъемной силы воздуха, действующей на каждую частицу. Характерной особенностью слоевого сжигания топлива является наличие значительного количества горящего топлива в топке. Это обеспечивает устойчивость работы топки и позволяет при изменении нагрузки котла регулировать работу топки первоначально только изменением количества подаваемого воздуха.

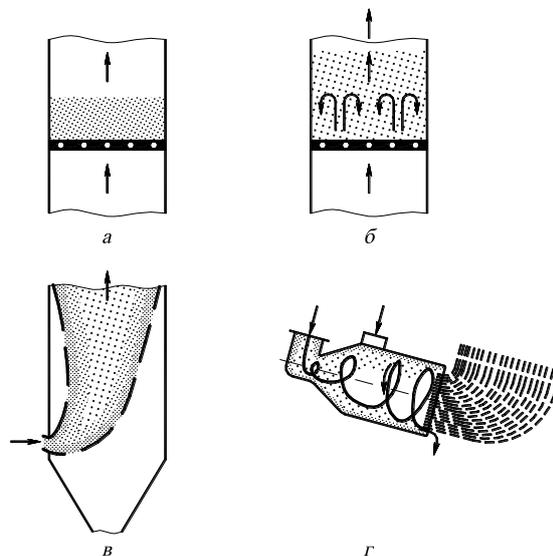


Рис. 8. Схемы топочных процессов сжигания топлива

Если крупнозернистое топливо находится во взвешенном состоянии и не перемещается с потоком газов, то образуется «кипящий слой» (рис. 8, б).

При факельном топочном процессе (рис. 8, в) частицы топлива движутся вместе с газозвушным потоком через топку, находясь во взвешенном состоянии. При этом время пребывания частиц топлива в топке

незначительно, скорость обтекания частиц воздухом и количество горящего топлива также незначительные. Факельный процесс чувствителен к изменению режимов работы, поэтому необходимо тщательно регулировать подачу топлива и воздуха в топку.

При вихревом топочном процессе частицы топлива организованно циркулируют по определенным траекториям до полного выгорания, поэтому в топках можно сжигать более крупные частицы (3–5 мм). Более совершенным вихревым топочным процессом является циклонный процесс (рис. 8, з).

Работа топочных устройств характеризуется теплопроизводительностью (в МВт) $Q = B \cdot Q_n$ (B – секундный расход топлива, кг/с или м³/с; Q_n – низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг или МДж/м³); объемной тепловой нагрузкой (в МВт/м³) топки объемом V_T ($q_v = B \cdot Q_n / V_T$); тепловой нагрузкой (в МВт/м²) зеркала горения решетки площадью A_T ($Q_{A_T} = B \cdot Q_n / A_T$); тепловой нагрузкой (в МВт/м²) поперечного сечения топки площадью A ($q_A = B \cdot Q_n / A$); КПД топки $\eta_T = 100 - q_3 - q_4$ (q_3 и q_4 – потери теплоты от химической и механической неполноты сгорания топлива); коэффициентом α_T избытка воздуха на выходе из топки. Значения этих параметров зависят от типа и сорта сжигаемого топлива.

Слоевые топки, применяемые для сжигания твердого топлива под котлами мощностью до 30 МВт, весьма разнообразны. В зависимости от характера обслуживания различают топки ручные, полумеханические и механические. Топка с ручным обслуживанием операций загрузки топлива, шурования и удаления шлака, применяемая под котлами мощностью до 2 МВт, состоит из неподвижной колосниковой решетки, загрузочного отверстия, служащего одновременно для шурования слоя, и поддувального пространства, через которое воздух подается в топку. Показатели экономичности ручных топок невысокие: $q_3 = 2-4 \%$, $q_4 = 7-12 \%$, $\alpha_T = 1,4-1,5$.

Полумеханическая топка снабжена специальным механическим или пневматическим забрасывателем топлива на колосниковую решетку, выполненную из качающихся или поворотных колосников. Шлак вручную удаляется через отверстие шлакового бункера б. для этих топков $q_3 = 1 \%$, $q_4 = 4-7 \%$, $\alpha_T = 1,3-1,4$. В механических топках с движущейся цепной решеткой топливо под действием собственного веса из бункера через регулятор толщины слоя поступает на медленно движущуюся (2–16 м/ч) колосниковую решетку. Колосниковая решетка представляет собой, по существу, ленточный транспортер, что обеспечивает поточность процесса. По мере движения топлива вместе с решеткой оно постепенно прогорает и шлак сбрасывается в шлаковый бункер. Воздух через специальные зоны подается под колосниковую решетку. Воспламенение топлива происходит при подводе теплоты излучением сверху и менее надежно, чем при встречной схеме движения топлива и воздуха. Поэтому на цепной решетке хуже горит топливо с малым выходом летучих.

В топках с забрасывателями на движущуюся цепную колосниковую решетку обратного хода обеспечивается поточность процессов горения и смешения – встречно-поперечная схема движения топлива и воздуха. При этом преобладает встречная схема топочного процесса. Топки с забрасывателями на движущуюся колосниковую решетку получили широкое распространение при сжигании каменных и бурых углей под котлами мощностью до 30 МВт. В топках с цепными решетками $q_3 = 0,1-1 \%$, $q_4 = 4-6 \%$, $\alpha_T = 1,3-1,4$.

Топка, в которой по неподвижной колосниковой решетке перемещается трехгранная планка, совершая возвратно-поступательное движение и обеспечивая подачу топлива и шурование слоя. В настоящее время топки с шурующей планкой вследствие недостаточной приспособленности их к сжиганию неспекающихся углей применяются редко.

2.6. Основные элементы паровых и водогрейных котлов

Основными элементами котла являются: топка, испарительные (в паровых котлах) или водонагревательные (в водогрейных котлах) поверхности нагрева, пароперегреватель, экономайзер, воздухоподогреватель, каркас, обмуровка, тепловая изоляция, обшивка.

Поверхности нагрева (экраны трубы и котельный пучок) – элементы котла, в которых происходит передача тепла от факела и продуктов сгорания теплоносителю (воде или пару). Различают радиационную поверхность, которая получает тепло преимущественно излучением, и конвективную поверхность, которая получает тепло в основном конвекцией. Радиационными поверхностями являются экраны, размещенные на стенах топки. В зависимости от размещения в топке, различают фронтные, боковые, задние и потолочные экраны. Существуют также двусветные экраны, которые размещаются в топочном пространстве и обогреваются с двух сторон.

Пароперегреватель – устройство, предназначенное для повышения температуры пара выше температуры насыщения, соответствующей давлению в котле. По виду тепловосприятия пароперегреватели бывают радиационные, полурadiационные и конвективные. Радиационные пароперегреватели выполняют настенными и обычно размещают в верхней части топки. Радиационный пароперегреватель барабанного парового котла обычно занимает потолок топки. Полурadiационные пароперегреватели выполняются в виде плоских ширм или лент, собранных из пароперегревательных труб, находящихся друг за другом в одной плоскости. Ширмовые пароперегреватели представляют собой систему из большого числа вертикальных труб, имеющих один гиб на 180° и образующих широкую плоскую ленту, которая имеет опускной и подъемный участки. Их размещают на выходе из топочной камеры на заметном удалении друг от друга. Конвективные пароперегреватели выполняют из гладких стальных

труб в виде змеевиков. Конвективные пароперегреватели располагают в горизонтальном газоходе или в начале конвективной шахты.

Экономайзер – устройство, предназначенное для подогрева или частичного испарения питательной воды, перед ее поступлением в испарительную часть котла за счет использования тепла уходящих газов. В зависимости от степени подогрева воды экономайзеры делят на некипящие и кипящие. В кипящих экономайзерах до 20% воды может превращаться в пар. Экономайзеры выполняются из гладких или оребренных (мембранное или поперечное оребрение) труб. В зависимости от металла, из которого изготавливаются экономайзеры, их разделяют на чугунные и стальные. Чугунные экономайзеры состоят из ребристых чугунных труб и применяются при давлении в барабане котла до 2 МПа. Наиболее часто экономайзеры выполняют из стальных труб, согнутых в вертикальные змеевики и скомпонованных в пакеты. Экономайзеры размещают в конвективном газоходе.

Воздухоподогреватель – устройство, предназначенное для подогрева воздуха, поступающего в топку на горение за счет использования тепла уходящих газов. Воздухоподогреватели выполняются рекуперативными (трубчатыми) или регенеративными вращающимися. Трубчатые воздухоподогреватели выполняются из отдельных кубов (секций). Куб состоит из вертикальных тонкостенных труб, закрепленных в трубных досках. Газы движутся в трубках сверху вниз, воздух – в межтрубном пространстве. В регенеративном воздухоподогревателе тепло передается металлической насадкой, которая периодически нагревается дымовыми газами, после чего переносится в поток воздуха и отдает ему аккумулированное тепло.

Каркас – металлическая конструкция из колонн, балок и связей, которые установлены на фундаменте и предназначены для соединения и крепления элементов котла.

Обмуровка – внешнее изоляционное защитное ограждение котла.

Паровой или водогрейный котел вместе с совокупностью оборудования, обеспечивающего его работу, называется котельной установкой. В состав котельной установки, кроме котла, входят тягодутьевые машины, устройства очистки поверхностей нагрева, оборудование топливоприготовления и топливоподачи, шлако- и золоудаления, золоулавливающие и другие газоочистительные устройства, воздухопроводы, трубопроводы воды, пара и топлива, арматура, гарнитура, автоматика, приборы и устройства контроля и защиты, водоподготовительное оборудование и дымовая труба.

3. ОСНОВЫ ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

3.1. Общие положения

Тепловой расчет теплогенерирующей (котельной) установки проводится по методике, представленной в Нормативном методе теплового расчета котлов, и может быть поверочным или конструктивным.

Методика поверочного и конструктивного расчетов является в основе общей. Различие заключается в задачах расчета, исходных данных и определяемых величинах.

Поверочный расчет проводят при переводе котла на сжигание непроектного топлива, перед реконструкцией поверхностей нагрева, для оценки возможности повышения паропроизводительности котла или параметров пара.

При поверочном расчете известны все конструктивные характеристики поверхностей нагрева (диаметр и толщина стенки труб, их шаги, площадь поверхности нагрева, проходные сечения по газам и обогреваемому теплоносителю), состав и характеристики топлива, параметры назначения.

В задачу поверочного расчета входят определение КПД котла и расхода топлива, а также параметров теплоносителей на границах всех поверхностей нагрева для оценки надежности работы котла на заданном виде топлива. Промежуточные температуры теплоносителей и температура уходящих газов за котлом вначале неизвестны, поэтому расчет ведется методом последовательных приближений. Температурой уходящих газов ϑ_{yx} и температурой горячего воздуха задаются с последующим уточнением. Расчет считается законченным, если различие между принятым и полученным значением ϑ_{yx} не превышает $\pm 10^\circ\text{C}$.

Расчет котлоагрегата для одноступенчатой компоновки хвостовых поверхностей нагрева рекомендуется вести в такой последовательности.

В соответствии с рекомендациями нормативного метода выбирают коэффициенты избытка воздуха в топке и присосы воздуха по газоходам, рассчитывают объемы и энтальпии воздуха и продуктов сгорания. С учетом всех потерь тепла определяют КПД котельного агрегата η_k , а с использованием его значения – расход топлива B . При этом для расчета потерь тепла с уходящими газами q_2 предварительно задаются температурой уходящих газов ϑ_{yx} .

При поверочном тепловом расчете топочной камеры известны ее объем, лучевоспринимающая поверхность, степень экранирования. Расчетom определяется температура газов на выходе из топки.

После завершения расчета топки рассчитывают конвективные поверхности в последовательности, соответствующей движению газов от топки до экономайзера.

При поверочном расчете конвективных пароперегревателей, экономайзеров, воздухоподогревателей известны геометрические характеристики теплообменных поверхностей, а также температуры и энтальпии каждой из сред только на одном конце поверхности. Определение энтальпий обеих сред на другом конце поверхностей осуществляют

последовательным уточнением предварительно принятой величины тепловосприятия. Для этого оценивают неизвестную конечную энтальпию одной из сред и с помощью соответствующих уравнений теплового баланса определяют по известной и принятой энтальпиям тепловосприятие поверхности Q_6 , а также значение энтальпии второй среды; по энтальпиям находят значения температур сред. Далее по температурам сред и скоростям рассчитывают коэффициент теплопередачи, температурный напор, а по уравнению теплообмена – величину тепловосприятия Q_T . Расчет повторяется до получения близких значений обоих тепловосприятий Q_6 и Q_T .

При двухступенчатой компоновке хвостовых поверхностей нагрева необходимо задаться температурой воды на выходе из экономайзера. По температуре газов на входе и воды на выходе рассчитывают вторую (по ходу воды) ступень экономайзера. Затем по выбранной температуре горячего воздуха и газов на входе рассчитывают вторую (по ходу воздуха) ступень воздухоподогревателя. После этого рассчитывают первую ступень экономайзера (по известным входным температурам воды и газов) и первую ступень воздухоподогревателя (по известной из расчета предыдущей поверхности температуры газов и выбранной температуры воздуха на входе).

Завершающим этапом является уточнение предварительно принятых величин температуры уходящих газов ϑ_{yx} и горячего воздуха $t_{г.в}$ методом последовательных приближений.

Конструктивный расчет направлен на определение размеров радиационных, полурadiационных и конвективных поверхностей нагрева, обеспечивающих заданные параметры пара на номинальной паропроизводительности котла в соответствии с принятой схемой сжигания топлива и тепловой схемой котла. Температура уходящих газов или задается или принимается по рекомендациям нормативного метода. При проведении расчета для обеспечения работы котла в требуемом диапазоне нагрузок учитывают регулирующие воздействия по поддержанию температуры перегретого пара. Значения параметров теплоносителей на границах

поверхностей нагрева принимаются в соответствии с рекомендациями нормативного метода.

После выбора расчетных температур приступают к созданию общего эскиза котельного агрегата.

При конструировании нового котла, прежде всего, составляют его тепловую схему, т.е. устанавливают рациональную последовательность размещения поверхностей нагрева вдоль газового тракта и тепловосприятости поверхностей. Затем выбирают необходимую компоновку конвективных поверхностей нагрева и определяют габаритные размеры топочной камеры, горизонтального газохода и конвективной шахты, после чего приступают к выполнению теплового расчета котельного агрегата.

Общая радиационная поверхность, полученная в результате теплового расчета, позволяет установить размеры топочной камеры.

Поверхность нагрева других элементов котла (пароперегревателя, экономайзера, воздухоподогревателя) распределяют по отдельным пакетам, в пределах которых определяется число параллельных змеевиков (труб) по ширине газохода и число петель (рядов труб) по ходу газов. Габаритные размеры каждой секции (пакета) и всей поверхности в целом определяются с учетом ремонтных пространств между пакетами.

В этом состоит первоначальная конструкторская проработка поверхностей котельного агрегата, итогом которой является создание эскизного проекта котла.

В случае, если общая конструкция и компоновка поверхностей нагрева вдоль тракта газов задана (например, в виде типового котлоагрегата), то дополнительному выбору в соответствии с заданной производительностью подлежат сечение и высота топочной камеры и глубина конвективной шахты.

Для последующего определения объемов продуктов сгорания устанавливают возможные присосы холодного воздуха по тракту агрегата и коэффициенты избытков воздуха.

Рекомендуется следующий порядок конструктивного теплового расчета котельного агрегата:

1. Расчет объемов и энтальпий воздуха и продуктов сгорания.
2. Определение КПД котла и расхода топлива.
3. Конструктивный тепловой расчет топочной камеры.
4. Распределение тепла между конвективными поверхностями нагрева котлоагрегата.
5. Конструктивный расчет отдельных поверхностей нагрева.

Конструктивный и поверочный расчеты заканчиваются составлением расчетно-пояснительной записки, тепловой схемы и сводной таблицы основных расчетных величин по всем элементам котельного агрегата.

Расчетно-пояснительная записка включает:

1. описание проектируемого котлоагрегата;
2. тепловой расчет котла (приводятся наименования рассчитываемых величин и их размерности, расчетные формулы, значения используемых и полученных в расчете величин).

В записке даются краткие указания, обоснования и соответствующие пояснения по выбираемым величинам, помещаются таблицы объемов и энтальпий продуктов сгорания и воздуха, сводные таблицы данных расчета. К записке прикладывается энтальпийная диаграмма, масштабная схема компоновки поверхностей нагрева с нанесением основных размеров каждой поверхности, а также водопаровая схема и схема распределения температурных напоров.

Тепловая схема котельного агрегата (см. рис. 9) отображает распределение общего тепловосприятия рабочей среды между отдельными поверхностями котла и устанавливает последовательность их размещения вдоль газового тракта. В результате она дает представление об условиях теплообмена в поверхностях нагрева. Обычно тепловую схему котлоагрегата изображают в виде диаграммы. По оси ординат откладывают температуры газов и рабочей среды, а вдоль оси абсцисс – тепловосприятия рабочей среды

в пределах поверхностей, которые располагают в той же последовательности, что и в тракте газов.

Сводная таблица расчетных величин должна содержать основные показатели, характеризующие работу каждой поверхности нагрева: температуры газов и рабочей среды на концах поверхности, средние скорости газов и рабочей среды в пределах поверхности, средние скорости газов и рабочей среды в пределах поверхности, коэффициент теплопередачи, температурный напор, удельный тепловой поток на единицу поверхности, размер поверхности нагрева.

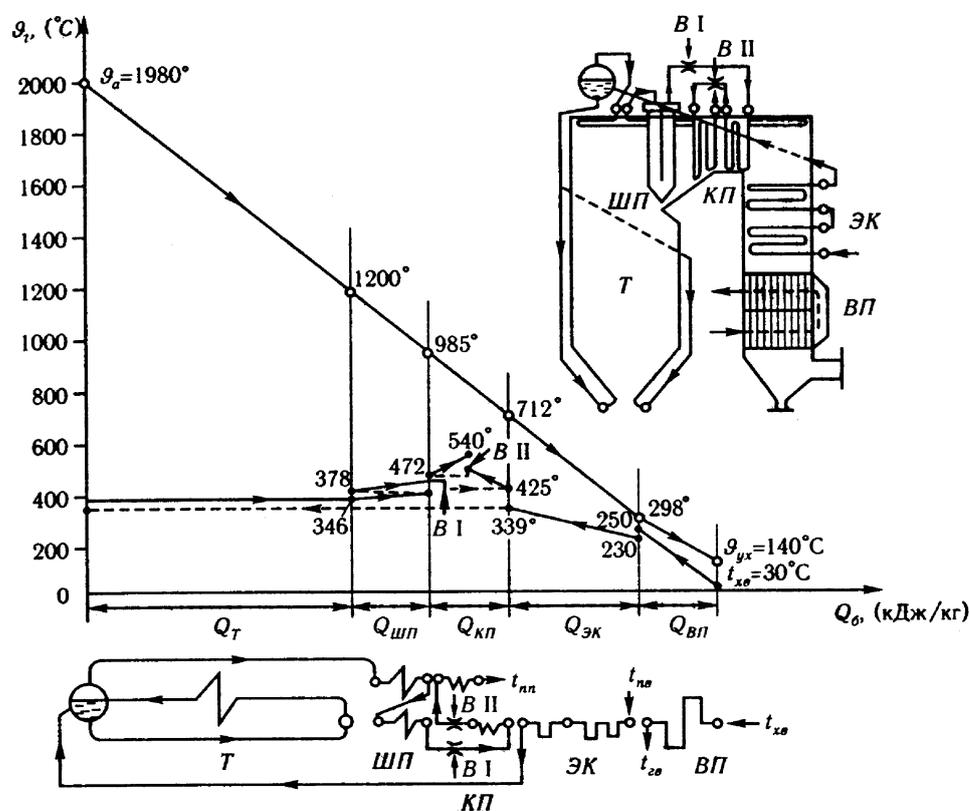


Рис. 9. Тепловая схема барабанного парового котла:

Т – топочная камера; ШП, КП – ширмовый и конвективный пароперегреватели, соответственно; ЭК – водяной экономайзер; ВП – воздухоподогреватель; В – впрыскивающий пароохладитель

3.2. Тепловой баланс парового и водогрейного котла

При работе парового или водогрейного котла вся поступившая в него теплота расходуется на выработку полезной теплоты, содержащейся в паре или горячей воде, и на покрытие различных потерь теплоты. Суммарное количество теплоты, поступившее в котельный агрегат, называют располагаемой теплотой и обозначают Q_p . Между поступившей в котельный агрегат теплотой (Q_p) и покинувшей его теплотой должно существовать равенство. Теплота, покинувшая котельный агрегат, представляет собой сумму полезной теплоты (Q_1) и потерь теплоты, связанных с технологическим процессом выработки пара или горячей воды.

Тепловым балансом парового или водогрейного котла называют равенство располагаемой теплоты сумме полезной теплоты и потерь теплоты, имеющих при работе агрегата. Тепловой баланс осуществляется применительно к установившемуся тепловому режиму котла. Все статьи теплового баланса принято относить к 1 кг твердого и жидкого топлива или к 1 м^3 газа при нормальных условиях, кДж/кг (кДж/м³)

$$Q_p + Q_{\text{в.вн}} + Q_{\text{ф}} = Q_1 + \sum Q_i \quad (100)$$

где $Q_{\text{в.вн}}$ – тепло, внесенное в топку воздухом, при его подогреве вне котла, кДж/кг (кДж/м³);

$Q_{\text{ф}}$ – тепло, внесенное в топку паровым дутьем (“форсуночным” паром), кДж/кг (кДж/м³);

$\sum Q_i$ – сумма всех потерь теплоты в паровом или водогрейном котле, кДж/кг (кДж/м³).

Потери теплоты в паровом или водогрейном котле складываются из потерь теплоты с уходящими газами (Q_2), потерь от химической неполноты горения (Q_3), от механической неполноты горения (Q_4), от наружного охлаждения (Q_5), потерь в виде физической теплоты шлака (Q_6), кДж/кг (кДж/м³)

$$\sum Q_i = Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6. \quad (101)$$

Потеря теплоты с уходящими газами (Q_2) обусловлена тем, что температура продуктов сгорания, покидающих агрегат, значительно выше температуры окружающего атмосферного воздуха. Потеря теплоты с уходящими газами является наибольшей из всех указанных выше потерь теплоты и зависит от сжигаемого топлива, нагрузки котлоагрегата, температуры и объема уходящих газов, температуры воздуха, забираемого дутьевым вентилятором. Потеря теплоты с уходящими газами для современных паровых и водогрейных котлов составляет 4–10 %.

Потеря теплоты от химической неполноты горения (Q_3) появляется при наличии в уходящих продуктах сгорания горючих газов CO, H₂, CH₄, т.е. при неполном горении. Потеря теплоты от химической неполноты горения зависит от вида топлива и содержания в нем летучих, способа сжигания топлива и конструкции топki, коэффициента избытка воздуха в топке, от уровня и распределения температуры в топочной камере, организации смесеобразовательных процессов в топке (горелке и топочной камере).

Потеря теплоты от механической неполноты горения (Q_4) появляется только при сжигании твердого топлива и обусловлена наличием в очаговых остатках, кроме золы топлива, твердых горючих частиц. Очаговые остатки покидают топку с провалом, шлаком и уносом. Под провалом понимают часть очаговых остатков, провалившуюся сквозь зазоры колосникового полотна. Часть очаговых остатков, организованно удаляемых из топki, называют *шлаком*. Часть очаговых остатков, которая выносится продуктами сгорания за пределы топочной камеры, называют *уносом*. Потеря теплоты от механической неполноты горения представляет собой сумму потерь теплоты с провалом, шлаком и уносом.

Потери теплоты с уходящими газами, от химической и механической неполноты горения зависят от коэффициента избытка воздуха. При этом потеря теплоты с уходящими газами с ростом коэффициента избытка воздуха

увеличивается, а потери от химической и механической неполноты горения (в определенном интервале изменения α) снижаются. Следовательно, существует такой коэффициент избытка воздуха, при котором сумма потерь теплоты с уходящими газами, от химической и механической неполноты горения минимальна. Этот коэффициент избытка воздуха называют оптимальным, т.е. наиболее выгодным.

Потеря теплоты от наружного охлаждения (Q_5) происходит потому, что обмуровка, изолированные и неизолированные элементы агрегата имеют температуру выше температуры окружающего воздуха. Потеря теплоты от наружного охлаждения зависит от теплопроводности обмуровки, ее толщины, поверхности стен, приходящейся на единицу паропроизводительности парового или теплопроизводительности водогрейного котла.

Потеря теплоты в виде физической теплоты шлаков (Q_6) обусловлена тем, что шлак, удаляемый из топки, имеет достаточно высокую температуру.

Обычно принято потери теплоты в котельном агрегате выражать в процентах располагаемой теплоты, %

$$q_i = 100 \frac{Q_i}{Q_p}, \quad (102)$$

тогда

$$\sum q_i = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6, \quad (103)$$

где q_2 – q_6 – соответствующие потери теплоты, выраженные в процентах располагаемой теплоты.

При тепловом расчете парогенератора или водогрейного котла тепловой баланс составляется для определения КПД брутто и расчетного расхода топлива.

Коэффициентом полезного действия (КПД) парового или водогрейного котла называют отношение полезной теплоты к располагаемой теплоте. Не вся полезная теплота, выработанная агрегатом, направляется потребителям.

Часть выработанной полезной теплоты в виде пара и электрической энергии расходуется на собственные нужды. Так, например, на собственные нужды расходуется пар на обдувку поверхностей нагрева, а электрическая энергия – для привода дымососа, вентилятора, питателей топлива, мельниц системы пылеприготовления и т.д. Под расходом на собственные нужды понимают расход всех видов энергии на производство пара или горячей воды. Поэтому различают КПД агрегата брутто и нетто. Если КПД агрегата определяется по выработанной теплоте, то его называют брутто, а если по отпущенной теплоте – нетто. Разность между выработанной и отпущенной теплотой представляет собой расход на собственные нужды. КПД брутто агрегата характеризует степень его технического совершенства, а КПД нетто – коммерческую экономичность.

КПД брутто котельного агрегата можно определить по уравнению прямого баланса, %

$$\eta_k = \frac{Q_1}{Q_p} 100 \quad (104)$$

или по уравнению обратного баланса, если известны все потери, %

$$\eta_k = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) \quad (105)$$

Определение КПД по уравнению прямого баланса применяется преимущественно при отчетности за длительный промежуток времени (декада, месяц), а по уравнению обратного баланса – при испытании котельных агрегатов. Определение КПД по обратному балансу значительно точнее, так как погрешности при измерении потерь тепла меньше, чем при определении расхода топлива, особенно при сжигании твердого топлива.

Зная величину КПД, можно определить расход топлива, подаваемого в топку котла, кг/с (M^3/c)

$$B_k = \frac{Q_k}{\frac{Q_p \eta_k}{100} + Q_{в.вн} + Q_{\phi}} ; \quad (106)$$

где Q_k – полное количество тепла, полезно использованное в котле, кВт.

3.3. Общие положения расчета теплообмена в элементах котла

Передача тепла от продуктов сгорания к воде, пароводяной смеси, пару и воздуху, движущимся в элементах парогенератора, осуществляется через металлические стенки. Процесс теплопередачи осуществляется за счет теплопроводности, конвекции и излучения, происходящих одновременно. К поверхностям нагрева тепло от газов передается конвекцией и излучением. Через металлическую стенку, а также внешние и внутренние загрязнения ее тепло передается теплопроводностью, а от стенки к омывающей ее среде – конвекцией и теплопроводностью.

В процессе переноса теплоты от газов к поверхностям нагрева относительное значение излучения и конвекции меняется. В экранах, расположенных в топке, в области наиболее высоких температур газов перенос тепла излучением составляет более 90 %. В ширмовых поверхностях нагрева, расположенных на выходе из топки, тепловосприятие за счет излучения составляет 60–70 %. Далее, по мере снижения температуры газов относительная доля тепла, передаваемого конвекцией, увеличивается и составляет в пароперегревателе 70–80 %, а в последней по ходу газов части воздухоподогревателя – более 95 %.

3.4. Основы расчета теплообмена в топке

В топке одновременно происходят горение топлива и сложный радиационный и конвективный теплообмен между заполняющей ее средой и поверхностями нагрева. Источниками излучения в топках при слоевом сжигании топлива являются поверхность раскаленного слоя топлива, пламя горения летучих веществ, выделившихся из топлива, и трехатомные продукты сгорания CO_2 , SO_2 и H_2O . При факельном сжигании пыли твердого топлива и мазута источниками излучения являются центры пламени, образующиеся вблизи поверхности частиц топлива от горения летучих,

распределенных в факеле, раскаленных частиц кокса и золы, а также трехатомных продуктов сгорания. При горении в факеле распыленного жидкого топлива излучение частиц топлива незначительно. При сжигании газа источником излучения является объем его горящего факела и трехатомные продукты сгорания. При этом интенсивность излучения факела зависит от состава газа и условий протекания процесса горения. Наиболее интенсивно излучает тепло пламя горящих летучих веществ, выделяющихся при горении твердого и жидкого топлива. Менее интенсивно излучение горящего кокса и раскаленных частиц золы, наиболее слабым оказывается излучение трехатомных газов. Двухатомные газы практически не излучают тепла.

Назначением расчета теплообмена в топке является определение температуры продуктов сгорания на выходе из топки при заданной ее конструкции и заданных условиях работы (поверочный расчет) или определение величин тепловоспринимающих поверхностей нагрева, при которых обеспечивается заданная температура в конце топки (конструктивный расчет).

В инженерной практике применяется метод расчета, созданный отечественными учеными, основанный на совместном использовании для расчетов законов лучистого теплообмена и приложения теории подобия к топочным процессам. Функциональная зависимость определяющих критериев от различных факторов установлена на основе экспериментальных данных.

3.5. Основы расчета конвективных поверхностей нагрева

Расчет конвективных поверхностей нагрева базируется на совместном решении системы уравнений теплового баланса и теплообмена. Уравнения теплового баланса отражают равенство между теплом, отданным дымовыми газами и воспринятым паром, водой или воздухом.

Количество тепла, отданное продуктами сгорания рассчитываемой поверхности, определяется по формуле, кДж/кг (кДж/м³)

$$Q_6 = \varphi (I' - I'' + \Delta\alpha I_{0.\text{прс}}) - Q_{\text{доп}} \quad (107)$$

где I' , I'' – энтальпии газов, соответственно, на входе в поверхность нагрева и на выходе из нее, кДж/кг (кДж/м³);

$\Delta\alpha I_{0.\text{прс}}$ – количество тепла, вносимого присасываемым воздухом, кДж/кг (кДж/м³);

$\Delta\alpha$ – присос воздуха в газоход;

$I_{0.\text{прс}}$ – энтальпия теоретически необходимого количества присасываемого воздуха, кДж/кг (кДж/м³);

$Q_{\text{доп}}$ – тепловосприятие дополнительной поверхности, включенной параллельно или последовательно по ходу газов с рассчитываемой поверхностью, кДж/кг (кДж/м³).

Количество теплоты, получаемое паром в конвективном пароперегревателе или водой в экономайзере, не получающих излучение из топки, может быть определено из следующего уравнения, кДж/кг (кДж/м³)

$$Q_6 = \frac{D}{B_p} (i'' - i') \quad (108)$$

где D – расход пара (воды) через поверхность, кг/с;

B_p – расчетный расход топлива, кг/с (м³/с);

i'' , i' – энтальпии пара (воды) на выходе из поверхности нагрева и на входе в нее, кДж/кг.

Количество теплоты, передаваемое воздуху в воздухоподогревателе без промежуточных отборов и подводов воздуха, кДж/кг (кДж/м³)

$$Q_6 = \left(\beta'_t + \frac{\Delta\alpha_{\text{вп}}}{2} + \beta_{\text{рц}} + \beta_{\text{изб}} \right) (I''_{0.\text{вп}} - I'_{0.\text{вп}}) \quad (109)$$

где β'_t , $\beta_{\text{рц}}$, $\beta_{\text{изб}}$ – отношения количества воздуха, подаваемого в топку из воздухоподогревателя, рециркулирующего в воздухоподогревателе и избыточного (отдаваемого на “сторону”) к теоретически необходимому;

$I'_{0.в.}$, $I''_{0.в.}$ – энтальпии воздуха, теоретически необходимого для горения топлива, при температурах на входе в воздухоподогреватель и выходе из него, кДж/кг (кДж/м³);

$\Delta\alpha_{вп}$ – присос воздуха в воздухоподогреватель.

Уравнение теплообмена связывает количество передаваемого тепла Q_T с величиной поверхности нагрева F , кДж/кг (кДж/м³)

$$Q_T = \frac{kF\Delta t}{B_p} \cdot 10^{-3} \quad (110)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);

Δt – средний температурный напор, К.

Для поверхностей, у которых тепло, передаваемое рабочей среде, включает в себя тепловосприятие от газов и излучение из топочного объема, приходится отдельно учитывать оба слагаемых.

Средний температурный напор для противоточной и прямоточной схем движения теплоносителя, а также при постоянной температуре одной из сред определяется как среднелогарифмическая разность температур, К

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} \quad (111)$$

где Δt_6 – разность температур сред на том конце поверхности нагрева, где она больше, К;

Δt_m – разность температур сред на другом конце поверхности, К

В случае, если отношение $\Delta t_6/\Delta t_m \leq 1,7$, температурный напор можно с достаточной точностью определять как среднеарифметическую разность температур, К

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2} \quad (112)$$

Для схем, отличных от чистого противотока и прямотока, при расчете температурного напора используется коэффициент пересчета от

противоточной схемы к более сложной, определяемый, в зависимости от схемы тока, по номограммам.

Если полученное из уравнения теплообмена значение тепловосприятия Q_T отличается от определенного по уравнению баланса Q_6 не более, чем на 2 %, расчет поверхности не уточняется. При большем расхождении Q_T и Q_6 принимают новое значение конечной температуры и повторяют расчет.

3.6. Основы расчета аэродинамического сопротивления газовоздушного тракта

При движении продуктов сгорания, обладающих вязкостью, возникают сопротивления, препятствующие движению. Сопротивления обусловлены силами трения движущегося потока о стенки канала и возрастанием внутреннего трения в потоке при появлении на его пути различных препятствий. Для преодоления сопротивлений движущийся поток должен обладать определенным избыточным напором, который по мере продвижения по тракту будет падать.

Расчет сопротивлений газового и воздушного тракта паровых и водогрейных котлов производится в соответствии с нормативным методом, разработанным ЦКТИ.

Аэродинамический расчет газового и воздушного трактов по нормативному методу сложен и требует большого объема вычислений. В связи с этим в учебных целях сопротивление отдельных элементов газового или воздушного тракта серийных котлов не рассчитывается, а принимается по литературным данным или имеющимся расчетам. При изменении паропроизводительности котлоагрегата или вида сжигаемого топлива производится пересчет сопротивлений газового и воздушного тракта в соответствии с упрощенной методикой, рекомендованной нормативным методом. Студенты рассчитывают сопротивления только тех элементов тракта, для которых отсутствуют литературные данные, и затем определяют

суммарный перепад полных давлений для всего газового или воздушного тракта.

Перепад полных давлений на участке тракта определяется по формуле, Па

$$\Delta H_{\text{п}} = \Delta h - h_{\text{с}}, \quad (113)$$

где Δh – сопротивление участка, Па;

$h_{\text{с}}$ – самотяга, Па.

Самотяга любого участка газового тракта, включая дымовую трубу, при искусственной тяге определяется по формуле, Па

$$h_{\text{с}} = \pm Hg \left(1,21 - p p_0 \frac{273}{273 + \vartheta} \right), \quad (114)$$

где H – расстояние по вертикали между серединами начального и конечного сечений данного участка тракта (для дымовой трубы – ее высота), м;

p – абсолютное среднее давление продуктов сгорания на участке, (при избыточном давлении, меньшем 5000 Па, принимается равным 1), МПа;

p_0 – плотность продуктов сгорания при давлении 101080 Па (760 мм рт. ст.) и температуре 273 К, кг/м³;

ϑ – средняя температура продуктов сгорания на данном участке, °С; 1,21 – плотность наружного воздуха при давлении 101080 Па и температуре 293 К (если температура окружающего воздуха отличается от 20 °С более, чем на 10 °С, вместо значения 1,21 подставляется соответствующее значение плотности воздуха).

При направлении потока вверх самотяга положительна (знак +), вниз – отрицательна.

Общее сопротивление, возникающее при движении потока газов или воздуха, состоит из сопротивлений трения и местных сопротивлений.

Сопротивление трения для изотермического потока, т.е. при постоянной его плотности, определяется по формуле, Па

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d_3} \frac{w^2}{2} \rho, \quad (115)$$

где λ – коэффициент сопротивления трения, который зависит от относительной шероховатости стенок канала и числа Re;

l, d_3 – длина и эквивалентный диаметр канала, м;

w – скорость потока, м/с;

ρ – плотность потока газа, кг/м³.

Все местные сопротивления, в том числе и при наличии теплообмена, определяются по формуле, Па

$$\Delta h_{\text{м}} = \xi \frac{w^2}{2} \rho, \quad (116)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления.

Сопротивление пучков труб при поперечном их омывании, при отсутствии и наличии теплообмена определяется по формуле, Па

$$\Delta h_{\text{пуп}} = \xi \frac{w^2}{2} \rho, \quad (117)$$

Значение коэффициента местного сопротивления в данном случае зависит от количества рядов труб, их расположения и критерия Рейнольдса.

Перепад полных напоров по газовому тракту при искусственной тяге определяется по формуле, Па

$$\Delta H_{\text{п}} = h_{\text{т}}'' + \Delta H - H_{\text{с}}, \quad (118)$$

где $h_{\text{т}}''$ – разрежение на выходе из топки, Па (обычно принимается около 20 Па);

ΔH – суммарное сопротивление газового тракта, Па; $H_{\text{с}}$ – суммарная самотяга газового тракта, включая дымовую трубу, с соответствующим знаком, Па.

Суммарное сопротивление газового тракта при искусственной тяге, Па

$$\Delta H = \left[\sum \Delta h_1 (1 + \mu) + \sum \Delta h_2 \right] M_{\text{п}} \frac{101080}{P_6}, \quad (119)$$

где $\sum \Delta h_1$ – сумма сопротивлений газового тракта до золоуловителя, Па;
 μ – массовая концентрация золы в продуктах сгорания, кг/кг (вносится, если учитывалась при тепловом расчете котла);

$\sum \Delta h_2$ – суммарное сопротивление тракта после золоуловителя и самого золоуловителя, Па;

$M_p = \rho_0/1,293$ – поправка на разницу плотностей продуктов сгорания и сухого воздуха;

p_6 – барометрическое давление, Па.

Перепад полных давлений по воздушному тракту, Па

$$\Delta H_{\Pi} = \Delta H - H_c - h'_t, \quad (120)$$

где ΔH – суммарное сопротивление воздушного тракта, Па;

H_c – самотяга, учитывается только для воздухоподогревателя и всего воздуховода горячего воздуха, Па (в учебных расчетах принимается $H_c = 0$);

h'_t – разрежение в топке на уровне ввода воздуха, Па.

Разрежение h'_t определяется по формуле

$$h'_t = h''_t + 0,95H', \quad (121)$$

где H' – расстояние по вертикали между высшей точкой сечения выхода газов из топки и серединой сечения ввода воздуха в топку, м.

3.7. Выбор дымососа и вентилятора

Вентилятор и дымосос должны надежно обеспечивать подачу воздуха в топку и удаление продуктов сгорания из котлоагрегата при всех режимах его работы, поддержание заданного разрежения или давления в топке. При этом на привод вентилятора и дымососа должно расходоваться минимально возможное количество электроэнергии.

Для выбора дутьевых вентиляторов и дымососов должны быть известны соответствующие объемы воздуха и продуктов сгорания и

определено полное сопротивление тракта при номинальной нагрузке с учетом самотяги как в газоходах, так и в дымовой трубе.

Объем перемещаемых дымососом продуктов сгорания или вентилятором воздуха в единицу времени называют их производительностью. Необходимая расчетная производительность дымососа (вентилятора) определяется с учетом условий всасывания, т.е. избыточного давления или разрежения и температуры перед машиной, и представляет собой действительные объемы продуктов сгорания или воздуха, которые должен перемещать дымосос (вентилятор).

Расчетная производительность ($\text{м}^3/\text{ч}$)

$$Q_p = \beta_1 V \frac{101080}{h_6} 3600, \quad (122)$$

где V – расход продуктов сгорания для дымососа или расход воздуха для дутьевого вентилятора, $\text{м}^3/\text{с}$;

β_1 – коэффициент запаса по производительности;

h_6 – барометрическое давление в месте установки машины, Па.

Коэффициент β_1 определяется из табл. 7.

Таблица 7

Коэффициенты запаса при выборе дымососов и дутьевых вентиляторов

Производительность котлов, МВт	Коэффициент запаса			
	по производительности		по давлению	
	дымососы	вентиляторы	дымососы	Вентиляторы
До 17,4	1,05	1,05	1,1	1,1
Более 17,4	1,1	1,05	1,1	1,1

При расчете воздушного тракта расход воздуха определяется по формуле, м³/с

$$V_B = B_p V_0^H (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл} + \Delta\alpha_{вп} + \beta_{рц}) \frac{t_B + 273}{273}, \quad (123)$$

где B_p – расчетный расход топлива, кг/с или м³/с;

V_0^H – теоретическое количество воздуха, м³/кг или м³/м³;

α_T – коэффициент избытка воздуха в топке;

$\Delta\alpha_T, \Delta\alpha_{пл}$ – присосы воздуха в топке и системе пылеприготовления;

$\Delta\alpha_{вп}$ – присос воздуха в воздухоподогревателе (при расчете расхода горячего воздуха (после воздухоподогревателя) принимается $\Delta\alpha_{вп} = 0$);

$\beta_{рц}$ – относительное количество рециркулирующего горячего воздуха, определяемое в тепловом расчете воздухоподогревателя;

t_B – температура воздуха, °С (для холодного воздуха принимается $t_B = 30$ °С, для горячего воздуха $t_B = t_{г.в}$).

Расход продуктов сгорания у дымососа, м³/с

$$V_d = B_p (V_{г.ух} + \Delta\alpha V_0^H) \frac{\vartheta_d + 273}{273}, \quad (124)$$

где $V_{г.ух}$ – объем продуктов сгорания за воздухоподогревателем, м³/кг или м³/м³;

$\Delta\alpha$ – присос воздуха в газоходах за воздухоподогревателем;

ϑ_d – температура продуктов сгорания у дымососа, °С (принимается равной температуре уходящих газов).

Полное давление вентилятора или дымососа определяется по формуле, Па

$$H_p = \beta_2 \Delta H_{п}, \quad (125)$$

где $\Delta H_{п}$ – перепад полных давлений в газовом тракте, Па;

β_2 – коэффициент запаса по давлению (определяется из табл. 7).

В связи с тем, что напорные характеристики машин, приводимые в каталогах, составлены для работы на воздухе при абсолютном давлении

101080 Па, необходимо полное расчетное давление привести к условиям, указанным в каталоге, по формуле, Па

$$H_p^{np} = \frac{1,293}{\rho_0} H_p \frac{273 + t}{273 + t_{хар}} \frac{101080}{h_6}, \quad (126)$$

где ρ_0 – плотность перемещаемых газов при давлении 101080 Па (760 мм рт. ст.) и температуре 0 °С, кг/м³;

t – температура продуктов сгорания (воздуха) перед машиной, °С;

$t_{хар}$ – температура, для которой составлена в каталоге приведенная характеристика, °С.

Выбор дымососа (вентилятора) следует производить так, чтобы точка с параметрами Q_p и H_p^{np} располагалась на напорной характеристике, приведенной в каталоге, в зоне КПД не меньше 90% максимального значения.

Установленная мощность электродвигателя для привода вентилятора или дымососа определяется по формуле (кВт)

$$N_{дв} = \beta_3 \frac{Q_p H_p \psi}{3670 \cdot 9,81 \eta_3^p}, \quad (127)$$

где β_3 – коэффициент запаса мощности электродвигателя, равный 1,05;

ψ – коэффициент сжимаемости газа в вентиляторе;

η_3^p – эксплуатационный КПД машины при расчетном режиме, %.

Электродвигатель выбирается по мощности $N_{дв}$ из перечня двигателей, рекомендованных заводом-изготовителем.

Выбор тягодутьевых машин оказывает существенное влияние на мощность и экономичность работы котельной установки. Увеличение сопротивления газового или воздушного тракта по сравнению с расчетными значениями приводит к снижению производительности тягодутьевых машин, т.е. к недостатку тяги или воздуха и уменьшению мощности парового или водогрейного котла.

4. МЕТОДИКА ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

4.1. Составление теплового баланса котла

При тепловом расчете парогенератора или водогрейного котла тепловой баланс составляется для определения КПД брутто и расчетного расхода топлива. Расчет КПД брутто котла производится в следующей последовательности.

1. Определяется располагаемая теплота:

1 кг твердого или жидкого топлива, кДж/кг

$$Q_p = Q_n^p + i_{\text{тл}} + (1-k)Q_{\text{крб}}, \quad (128)$$

1 м³ газообразного топлива, кДж/м³

$$Q_p = Q_n^c + i_{\text{тл}}, \quad (129)$$

где Q_n^p , Q_n^c – низшая теплота сгорания рабочей массы твердого (жидкого) и сухой массы газообразного топлив, кДж/кг (кДж/м³);

$i_{\text{тл}}$ – физическая теплота, внесенная топливом, кДж/кг (кДж/м³);

$Q_{\text{крб}}$ – теплота, затраченная на разложение карбонатов (учитывается только при сжигании сланцев), кДж/кг (кДж/м³); k – коэффициент разложения карбонатов, равный при слоевом сжигании 0,7; при камерном – 1,0.

Расчет Q_p котлов, температура уходящих газов которых ниже температуры точки росы, следует вести по высшей теплоте сгорания Q_n^p , (Q_n^c) для учета частичного использования теплоты парообразования водяных паров.

Физическое тепло топлива определяется по формуле, кДж/кг (кДж/м³)

$$i_{\text{тл}} = c_{\text{тл}} t_{\text{тл}}, \quad (130)$$

где $c_{\text{тл}}$ – теплоемкость рабочего топлива, кДж/(кг·К) или кДж/(м³·К);

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

Теплоемкость рабочей массы твердого топлива, кДж/(кг·К)

$$c_{\text{тл}}^{\text{р}} = 4,19 \frac{W_t^{\text{р}}}{100} + c_{\text{тл}}^{\text{с}} \frac{100 - W_t^{\text{р}}}{100}, \quad (131)$$

мазута при температуре $t_{\text{м}} < 100$ °С, кДж/(кг·К)

$$c_{\text{тл}} = 1,89 + 0,0053t, \quad (132)$$

а при температуре $t_{\text{м}} = 100-150$ °С, кДж/(кг·К)

$$c_{\text{тл}} = 1,30 + 0,0112t; \quad (133)$$

теплоемкость газообразного топлива, отнесенная к 1 м³ сухого газа, кДж/(м³·К)

$$c_{\text{г.тл}} = 0,01(c_{\text{H}_2} \text{H}_2 + c_{\text{CO}} \text{CO} + c_{\text{CH}_4} \text{CH}_4 + c_{\text{CO}_2} \text{CO}_2 + \dots) + 0,00124 c_{\text{H}_2\text{O}} d_{\text{г.тл}}, \quad (134)$$

где c_{H_2} , c_{CO} , c_{CH_4} , ..., c_{CO_2} , $c_{\text{H}_2\text{O}}$ – теплоемкости компонентов газообразного топлива, определяемые при температуре топлива из табл. 10, 11;

$W_t^{\text{р}}$ – содержание влаги в рабочей массе топлива, %;

$c_{\text{тл}}^{\text{с}}$ – теплоемкость сухой массы топлива, кДж/(кг·К);

H_2 , CO , CH_4 , ..., CO_2 , H_2O – содержание компонентов в сухой массе газообразного топлива, %;

$d_{\text{г.тл}}$ – влагосодержание газообразного топлива, г/м³.

Таблица 8

Средняя теплоемкость воздуха и газов

$t, \text{°C}$	$c_{\text{с.в}}$	$c_{\text{в}}$	c_{CO_2}	c_{N_2}	c_{O_2}	$c_{\text{H}_2\text{O}}$
	кДж/(м ³ ·К)					
0	1,2981	1,3198	1,6010	1,2955	1,3069	1,4954
100	1,3014	1,3253	1,7016	1,2968	1,3186	1,5063
200	1,3081	1,3328	1,7887	1,3006	1,3362	1,5235
300	1,3182	1,3433	1,8641	1,3077	1,3571	1,5436
400	1,3299	1,3555	1,9312	1,3173	1,3785	1,5666

500	1,3437	1,3693	1,9902	1,3286	1,3990	1,5909
600	1,3576	1,3840	2,0426	1,3412	1,4179	1,6161
700	1,3718	1,3986	2,0900	1,3546	1,4355	1,6425
800	1,3852	1,4124	2,1327	1,3680	1,4510	1,6693
900	1,3986	1,4259	2,1708	1,3806	1,4657	1,6969
1000	1,4108	1,4384	2,2052	1,3928	1,4786	1,7242
1100	1,4225	1,4594	2,2366	1,4045	1,4904	1,7514
1200	1,4338	1,4623	2,2655	1,4154	1,5017	1,7782
1300	1,4443	1,4736	2,2915	1,4263	1,5117	1,8042
1400	1,4539	1,4841	2,3154	1,4359	1,5214	1,8293
1500	1,4631	1,4937	2,3372	1,4451	1,5306	1,8541
1600	1,4719	1,5029	2,3573	1,4539	1,5390	1,8775
1700	1,4799	1,5113	2,3761	1,4623	1,5474	1,9010
1800	1,4879	1,5189	2,3933	1,4698	1,5553	1,9228
1900	1,4950	1,5268	2,4092	1,4770	1,5629	1,9437
2000	1,5021	1,5340	2,4239	1,4837	1,5704	1,9643
2100	1,5084	1,5411	2,4377	1,4904	1,5771	1,9840
2200	1,5147	1,5474	2,4503	1,4962	1,5842	2,0024
2300	1,5205	1,5536	2,4620	1,5021	1,5909	2,0204

Физическое тепло топлива учитывается в тех случаях, когда топливо предварительно подогрето посторонним источником тепла (паровой подогрев мазута, паровые сушилки и т.п.), а также при сушке по разомкнутому циклу. В последнем случае температуру и влажность топлива следует принимать по состоянию перед топкой. При отсутствии постороннего подогрева физическое тепло может учитываться только для бурых углей и торфа. При этом температура топлива принимается 20 °С. При замкнутой схеме пылеприготовления тепло подогрева и подсушки топлива в мельничной системе в балансе не учитывается.

Средняя теплоемкость горючих газов

$t, ^\circ\text{C}$	c_{CO}	c_{H_2}	$c_{\text{H}_2\text{S}}$	c_{CH_4}	$c_{\text{C}_2\text{H}_6}$	$c_{\text{C}_3\text{H}_8}$	$c_{\text{C}_4\text{H}_{10}}$	$c_{\text{C}_5\text{H}_{12}}$
	кДж/(м ³ ·К)							
0	1,300	1,278	1,508	1,548	2,210	3,049	4,129	5,130
100	1,303	1,289	1,534	1,642	2,495	3,510	4,705	5,836
200	1,307	1,300	1,562	1,757	2,776	3,964	5,256	6,516
300	1,314	1,300	1,595	1,883	3,046	4,370	5,774	7,135
400	1,328	1,303	1,634	2,012	3,308	4,759	6,268	7,740
500	1,343	1,307	1,670	2,138	3,557	5,094	6,689	8,255
600	1,357	1,307	1,710	2,261	3,776	5,429	7,114	8,784
700	1,372	1,310	1,746	2,380	3,985	5,724	7,484	9,230
800	1,386	1,314	1,782	2,495	4,183	5,987	7,808	9,626
900	1,397	1,325	1,818	2,603	4,363	6,232	8,114	9,990
1000	1,411	1,328	1,850	2,700	4,529	6,462	8,402	10,346

2. Определяется тепло, внесенное в топку воздухом, при его подогреве вне котла – паром из отборов, отработанным теплом и т.п., кДж/кг (кДж/м³)

$$Q_{\text{в.вн}} = (\beta' - \beta_{\text{изб}}) (I'_{0.\text{вн}} - I_{0.\text{х.в}}), \quad (135)$$

где β' – отношение количества воздуха на входе в воздушный тракт к теоретически необходимому. При рециркуляции горячего воздуха (в том числе и при схеме с избыточным воздухом) доля рециркулирующего воздуха не включается в β' ;

$\beta_{\text{изб}}$ – отношение количества избыточного (отдаваемого “на сторону”) воздуха к теоретически необходимому;

$I'_{0.\text{вн}}$ – энтальпия теоретически необходимого количества воздуха на входе в воздухоподогреватель (котел), кДж/кг (кДж/м³), определяется по I- ρ -

таблице (см. табл. 3) при температуре воздуха на входе в воздухоподогреватель (см. табл. 12);

$I_{0,x.B}$ – энтальпия теоретически необходимого количества воздуха на входе в воздушный тракт (перед калорифером, вентилятором и т.п.), кДж/кг (кДж/м³). Температура холодного воздуха принимается равной 30 °С, если не задана другая величина.

Таблица 10

Параметры теплоносителей в опорных точках газовоздушного и водопарового трактов котлов

Параметр	Рекомендуемое значение
Газовый тракт	
Температура на выходе из топki ϑ'' , °С: твердые топлива мазут малосернистый мазут высокосернистый с повышенным содержанием ванадия газ	900–1200 ^{*1} ≤ 1350 ≤ 1200 ≤ 1350 ^{*2}
Температура газов перед промежуточным пароперегревателем $\vartheta'_{кпнд}$, °С	При одnobайпасной пусковой схеме: 800–850 для твердого топлива и до 900 для газа
Температура газов перед трубчатый воздухоподогревателем второй ступени $\vartheta'_{твп2}$, °С	≤ (515–530)
Температура газов за экономайзером $\vartheta''_{эк}$, °С	Не более $t'_{эк} + 40$ ($t'_{эк}$ – температура воды перед экономайзером)
Температура уходящих газов $\vartheta_{ух}$, °С	см. табл. 13

Воздушный тракт	
Температура горячего воздуха $t_{г.в}, ^\circ\text{C}$	см. табл. 14
Температура воздуха за первой ступенью воздухоподогревателя при двухступенчатом подогреве $t''_{вп1}, ^\circ\text{C}$	Не менее $t'_{эк} + 15$
Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель $t'_{вп1}, ^\circ\text{C}$: - мазут с содержанием серы более 0,5 % - мазут с содержанием серы 0,5 % и менее - газ	110/70*3 90/50*3 ≥ 30
Водопаровой тракт барабанных котлов	
Энтальпия воды на выходе из первой ступени двухступенчатого кипящего экономайзера $i''_{экл}, \text{кДж/кг}$	$i'_s - (125-167), i'_s$ — энтальпия воды на линии насыщения при давлении $P''_{эк}$ за экономайзером
Снижение энтальпии пара в регуляторах перегрева $\Delta i_{рег}, \text{кДж/кг}$	65–68
Температура пара за ширмами $t''_{ш}, ^\circ\text{C}$	$\leq (480-485)$
Приращение энтальпии пара в горячих ступенях пароперегревателя $\Delta i_{г.с}, \text{кДж/кг}$	$\leq (160-200)$
Водопаровой тракт барабанных котлов	
Энтальпия воды на выходе из первой ступени двухступенчатого кипящего экономайзера $i''_{экл}, \text{кДж/кг}$	$i'_s - (125-167), i'_s$ — энтальпия воды на линии насыщения при давлении $P''_{эк}$ за экономайзером

Снижение энтальпии пара в регуляторах перегрева $\Delta i_{\text{рег}}$, кДж/кг	65–68
Температура пара за ширмами $t_{\text{ш}}''$, °С	$\leq (480-485)$
Приращение энтальпии пара в горячих ступенях пароперегревателя $\Delta i_{\text{г.с}}$, кДж/кг	$\leq (160-200)$

*1 Рекомендуемые значения температур зависят от вида топлива и поверхности нагрева, находящейся за топкой.

*2 Для котлов, работающих только на газе, по условиям работы ширм и конвективных поверхностей нагрева может быть допущена более высокая температура.

*3 В числителе температура воздуха на входе в трубчатый воздухоподогреватель, в знаменателе – в регенеративный.

Количество воздуха, поступающее в воздушный тракт котла, отнесенное к теоретически необходимому определяется по формуле

$$\beta' = \alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{пл}} - \Delta\alpha_{\text{вп}}, \quad (136)$$

где $\alpha_{\text{т}}$ – коэффициент избытка воздуха в топке (см. табл. 4);

$\Delta\alpha_{\text{т}}$, $\Delta\alpha_{\text{пл}}$, $\Delta\alpha_{\text{вп}}$ – присос воздуха в топку, систему пылеприготовления и воздухоподогреватель (см. табл. 5).

Таблица 11

Температура уходящих газов

Топливо	Рекомендуемые значения $\vartheta_{\text{ух}}$, °С, при температуре питательной воды $t_{\text{пв}}$, °С			
	150		215–235	265
	Содержание серы (для мазута), %			
	до 1	1,1–2	2,1–3	> 3

Твердое топливо с приведенной влажностью, %/(1000 кДж/кг): - сухое, $w_{np}^r < 0,7$ - влажное, $w_{np}^r = 1-5$ - сильно влажное, $w_{np}^r > 5$	110–120	120–130	130–140	
	120–130	140–150	150–160	
	130–140	160–170	170–180	
Мазут	140	150	160	165
Газ без сернистых соединений	Не ниже 90			

Таблица 12

Температура горячего воздуха на выходе из воздухоподогревателя

Топочное устройство	Система пылеприготовления	Топливо	$t_{г.в}, ^\circ\text{C}$
Топки с твердым шлакоудалением	Замкнутая, с воздушной сушкой	Антрацитовый штыб (АШ)	450–470
		Тощий (Т)	420–450 ^{*1}
		Прочие каменные угли	300–420 ^{*1}
		Бурые угли, торф	350–400 ^{*2}
		Сланцы	250–300
	Замкнутая, с газовой сушкой	Бурые угли	300–350 ^{*3}
	Разомкнутая, с газовой сушкой	Для всех топлив	Не более 350
Топки с жидким шлакоудалением	Полуразомкнутая или разомкнутая, с	АШ	450–470

	подачей пыли горячим воздухом	Т	400–450 ^{*1}
Газомазутные топки	–	Газ, мазут	230–270

*1 Большие значения для окисленных углей 2-й группы и тощих 2Т.

*2 При высоковлажном торфе $w_{np}^r \geq 50\%$ принимается $t_{г.в} = 400$ °С.

*3 Большие значения при высокой влажности топлива.

3. Рассчитывается теплота, вносимая в агрегат через форсунку при паровом распыливании жидкого топлива, определяется следующим образом, кДж/кг

$$Q_{\phi} = G_{\phi} (i_{\phi} - 2400), \quad (137)$$

где G_{ϕ} – расход пара на распыливание 1 кг мазута, кг/кг ($G_{\phi} = 0,30$ – $0,35$ кг/кг);

i_{ϕ} – энтальпия пара, подаваемого в форсунки кДж/кг (определяется из таблиц для водяного пара по его параметрам, кДж/кг).

4. Определяется (только при сжигании твердого топлива) потеря теплоты от механической неполноты горения, %

$$q_4 = \frac{Q_4}{Q_p} 100 = \frac{\left(a_{\text{шл+пр}} \frac{\Gamma_{\text{шл+пр}}}{100 - \Gamma_{\text{шл+пр}}} + a_{\text{ун}} \frac{\Gamma_{\text{ун}}}{100 - \Gamma_{\text{ун}}} \right) 32,7 \cdot 10^3 A^p}{Q_p} \quad (138)$$

где $a_{\text{шл+пр}}$, $a_{\text{ун}}$ – доли золы топлива в шлаке, провале и уносе, %;

$\Gamma_{\text{шл+пр}}$, $\Gamma_{\text{ун}}$ – содержание горючих в шлаке, провале и уносе, %.

Значения потери теплоты от механического недожога в зависимости от типа топочного устройства, вида топлива и шлакоудаления приводятся в нормативном методе теплового расчета котлов и в справочной литературе.

5. Определяется потеря теплоты с уходящими газами. Этот показатель определяется как разность энтальпий продуктов сгорания на выходе из последней поверхности нагрева и холодного воздуха, %

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_p} 100 = \frac{I_{yx} - (\alpha_{yx} - \beta) I_{0.прс} - \beta I_{0.х.в.} (100 - q_4)}{Q_p}, \quad (139)$$

где I_{yx} – энтальпия уходящих газов при избытке воздуха α_{yx} и температуре ϑ_{yx} (определяется по I-9-таблице (см. табл. 3)), кДж/кг (кДж/м³);

$I_{0.прс}$ – энтальпия воздуха, присасываемого в газоходы котла, кДж/кг (кДж/м³).

Для определения потери теплоты с уходящими газами необходимо произвести выбор температуры уходящих газов (см. табл. 11). Выбор производится на основе технико-экономического расчета по условию оптимального использования топлива и расхода металла на хвостовые поверхности нагрева. Однако во избежание низкотемпературной коррозии при температурах металла, меньших температуры точки росы, приходится выбирать повышенные температуры уходящих газов по сравнению с экономически выгодной или принимать специальные меры по защите воздухоподогревателя.

Таблица 13

Потери тепла с недожогом ($q_3 + q_4$) в газомазутных котлах

п/п	Топливо	Суммарный недожог $q_3 + q_4$, % при нагрузках котла в процентах от номинальной		
		$D = 100$	$70 \leq D < 100$	$D < 70$
1	Мазут	0,10–0,15	0,15–0,20	0,30–0,40
		(0,15–0,20)*	(0,20–0,25)*	(0,40–0,50)*
	Природный газ	0,05–0,07	0,05–0,10	0,10–0,15

* Значения в скобках – для топок, не оборудованных газоплотными цельносварными экранами

Примечание: Для котлов производительностью < 45 кг/с (160 т/ч), величина суммарного недожога $q_3 + q_4$ может быть увеличена в 1,5–2 раза.

6. Определяется потеря теплоты от химической неполноты горения. Потеря теплоты q_3 обусловлена суммарной теплотой сгорания продуктов неполного горения, остающихся в уходящих газах, %

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_p} 100, \quad (140)$$

Потеря теплоты с химическим недожогом для пылеугольных топок с твердым и жидким шлакоудалением принимается равной $q_3 = 0$. Для слоевых топок с пневмомеханическими забрасывателями и цепными решетками обратного хода $q_3 < 0,1$, а для топок с пневмомеханическими забрасывателями и решеткой с поворотными колосниками, а также для топок с цепной решеткой прямого хода $q_3 < 1,0$. Для камерных топок газомазутных котлов значения этих потерь приведены в табл. 13.

7. Определяется потеря теплоты от наружного охлаждения. Потери теплоты от наружного охлаждения при номинальной нагрузке ($q_{5\text{ном}}$) для стационарных паровых котлов приведены в табл. 14, для водогрейных котлов – в табл. 15. При производительности котла, превышающей 250 кг/с (900 т/ч) принимается $q_{5\text{ном}} = 0,2$ %.

При нагрузках, отличающихся от номинальной более чем на 25 %, величина q_5 пересчитывается по формулам, %

$$q_5 = q_{5\text{ном}} \frac{D_{\text{ном}}}{D}; \quad (141)$$

$$q_5^{\text{в.к}} = q_{5\text{ном}}^{\text{в.к}} \frac{N_{\text{ном}}}{N}, \quad (142)$$

где $D_{\text{ном}}$ – номинальная нагрузка парогенератора, т/ч;

D – расчетная нагрузка парогенератора, т/ч;

$N_{\text{ном}}$ – номинальная мощность водогрейного котла, МВт;

N – расчетная мощность водогрейного котла, МВт.

Потери теплоты от наружного охлаждения парогенератора

Номинальная нагрузка парогенератора, кг/с (т/ч)	Потеря теплоты $q_{\text{ном}}$, %		Номинальная нагрузка парогенератора, кг/с (т/ч)	Потеря теплоты $q_{\text{ном}}$, %	
	собственно парогенератор	парогенератор с хвостовыми и поверхностями		собственно парогенератор	парогенератор с хвостовыми поверхностями и
0,55 (2)	3,40	3,80	22,22 (80)	—	0,80
1,11 (4)	3,10	2,90	27,77 (100)	—	0,70
1,67 (6)	1,60	2,40	55,55 (200)	—	0,60
2,22 (8)	1,20	2,00	83,33 (300)	—	0,50
2,78 (10)	—	1,70	100 (360)	—	0,45
4,16 (15)	—	1,50	125 (450)	—	0,40
5,55 (20)	—	1,30	150 (540)	—	0,30
8,33 (30)	—	1,20	175 (630)	—	0,275
11,11 (40)	—	1,00	200 (720)	—	0,25
16,66 (60)	—	0,90	250 (900)	—	0,20

**Потери теплоты от наружного охлаждения водогрейного котла
(ориентировочно)**

Номинальная мощность котла, МВт	1	2	3	5	10	20	30	40	60	100
Потеря $q_{5\text{ном}}^{\text{вк}}$, %	5,0	3,0	2,0	1,7	1,5	1,2	1,0	0,9	0,7	0,5

Разбивка потери тепла от наружного охлаждения котла по отдельным газоходам практически не сказывается на результатах расчета. Доли этой потери, приходящиеся на отдельные газоходы, для упрощения принимаются пропорциональными количеству тепла, отдаваемого газами в соответствующих газоходах. Поэтому при определении количества тепла, отдаваемого газами, потери от наружного охлаждения учитываются введением коэффициента сохранения тепла

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_k + q_5}, \quad (143)$$

где η_k – коэффициент полезного действия котла (брутто), %.

8. Определяется потеря в виде физической теплоты шлаков. Потеря с теплом шлака q_6 вводится в расчет для всех твердых топлив при камерном сжигании с жидким шлакоудалением и слоевом. При камерном сжигании с твердым шлакоудалением q_6 может не учитываться при $A^p \leq \frac{Q_n^p}{400}$.

Потеря тепла определяется по формуле, %

$$q_6 = \frac{Q_6}{Q_p} 100 = \frac{a_{\text{шл}} (c_{\mathcal{Q}})_{\text{шл}} A^p}{Q_p}, \quad (144)$$

где $a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{ун}}$ – доля золы в топливе, перешедшей в шлак;

$a_{\text{ун}}$ – доля золы топлива в уносе (приводится в справочной литературе при указании характеристик топочных устройств);

$(c_{\mathcal{Q}})_{\text{шл}}$ – энтальпия шлака, кДж/кг.

Энтальпия шлака при твердом шлакоудалении принимается равной 560 кДж/кг, а при жидком шлакоудалении определяется по температуре начала нормального жидкого шлакоудаления $t_{\text{н.ж}}$, указываемой в характеристиках твердого топлива. Теплоемкость шлака

$$c_{\text{шл}} = 0,832 + 0,00167t_{\text{шл}}, \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К}).$$

9. Определяется КПД брутто парогенератора или водогрейного котла из уравнения обратного теплового баланса, %

$$\eta_k = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) \quad (145)$$

10. Определяется полное количество тепла, полезно использованное в паровом или водогрейном котле, кВт

$$Q_k = D_{пе} (i_{пе} - i_{п.в}) + D_{н.п} (i_s'' - i_{п.в}) + D_{пр} (i_s' - i_{п.в}); \quad (146)$$

$$Q_{вк} = G_B (i_{г.в} - i_{х.в}), \quad (147)$$

где $D_{пе}$ – расход выработанного перегретого пара, кг/с;

$D_{н.п}$ – расход выработанного насыщенного пара и пара, отданного потребителям помимо пароперегревателя, кг/с;

$D_{пр}$ – расход продувочной воды, кг/с (при $D_{пр} < 0,02 D_{пе}$ теплоту продувочной воды можно не учитывать);

$i_{пе}, i_{п.в}, i_s'', i_s'$ – энтальпия перегретого пара, питательной воды, насыщенного пара при давлении в барабане и воды на линии насыщения при давлении в барабане, кДж/кг;

G_B – расход воды через водогрейный котел, кг/с;

$i_{х.в}, i_{г.в}$ – энтальпии сетевой воды на входе и на выходе из водогрейного котла, кДж/кг. Энтальпии пара и воды определяются по прил. III–V.

Расход продувочной воды определяется по формуле, кг/с

$$D_{пр} = 0,01 p_{пр} (D_{пе} + D_{н.п}), \quad (148)$$

где $p_{пр}$ – процент продувки, принимается от 2 до 5 %.

11. Определяется расход топлива, подаваемого в топку парогенератора или водогрейного котла, кг/с (m^3/c)

$$B_{пр} = \frac{Q_k}{\frac{Q_p \eta_k}{100} + Q_{в.вн} + Q_{ф}}; \quad (149)$$

$$B_{в.к} = \frac{Q_{вк}}{\frac{Q_p \eta_k}{100} + Q_{в.вн} + Q_{ф}} \quad (150)$$

12. При сжигании твердого топлива определяется расчетный расход топлива с учетом потерь тепла q_4 , кг/с

$$B_p = B \left(1 - \frac{q_4}{100} \right), \quad (151)$$

В дальнейшем во все формулы для определения объемов и количеств тепла подставляется величина B_p . В величины удельных объемов газов и воздуха и их энтальпий поправка на механическую неполноту сгорания не вносится.

13. Для последующих расчетов по формуле 143 определяется коэффициент сохранения тепла ϕ .

4.2. Расчет теплообмена в топке

В инженерной практике применяется метод расчета теплообмена в топке, созданный отечественными учеными, основанный на совместном использовании для расчетов законов лучистого теплообмена и приложения теории подобия к топочным процессам. Функциональная зависимость определяющих критериев от различных факторов установлена на основе экспериментальных данных.

Для проведения расчета теплообмена в топке необходимо знать геометрические характеристики топочной камеры. Границами объема топки (см. рис. 10) являются осевые плоскости экранных труб или обращенные в топку поверхности защитного огнеупорного слоя; в местах, не защищенных экранами, – стены топочной камеры. В выходном сечении топочной камеры ее объем ограничивается плоскостью, проходящей через оси первого ряда ширм, фестона или котельного пучка. Если ширмовые пакеты сверху топки расположены по всему ее сечению, то верхней границей топки служит проходящая под ширмами горизонтальная плоскость (рис. 10, а), даже если расстояния от стенки до пакета и между пакетами больше шага ширм. Нижней границей объема топки служит под. При наличии холодной воронки за нижнюю границу объема топки условно принимается горизонтальная плоскость, отделяющая ее нижнюю половину.

Ширмы, расположенные в районе выходного окна топки с шагом $S_1 \geq 700$ мм, рассчитываются совместно с топочной камерой.

Ширмы, расположенные у стены, противоположной выходному окну, рассчитываются совместно с топочной камерой, независимо от величины поперечного шага ширм.

Для слоевых топок объем топочной камеры ограничивается снизу площадью колосниковой решетки и вертикальной плоскостью, проходящей через концы колосников, скребки шлакоснимателя или элементы шлакового подпора.

Полная поверхность стен топки $F_{ст}$, без ширм, включенных в ее объем, вычисляется как сумма плоскостей $F_{пл}$, ограничивающих объем топочной камеры (рис. 10), и двусветных экранов, m^2

$$F_{ст} = \sum F_{пл} . \quad (152)$$

Площадь стены, занятая экраном, $F_{пл}$, m^2 , определяется по расстоянию между осями крайних труб данного экрана и освещенной длине экранных труб. Площадь поверхности ширм, включенных в объем топки, и двусветных экранов определяется как удвоенное произведение расстояния между осями крайних труб экранов (ширм) на освещенную факелом длину труб.

– высота топки; h_T – высота расположения горелочных устройств; $h_{ХВ}$ – высота холодной воронки; $h_{ГО}$ – высота газового окна в плоскости заднего экрана; a_T – глубина топки; b_T – ширина топочной камеры (ширина котла)

Лучевоспринимающая поверхность топки, не имеющей ширм, включенных в ее активный объем, определяется по формуле, m^2

$$H_{\text{л}} = \sum F_{\text{пл}} x, \quad (153)$$

где x – угловой коэффициент экрана.

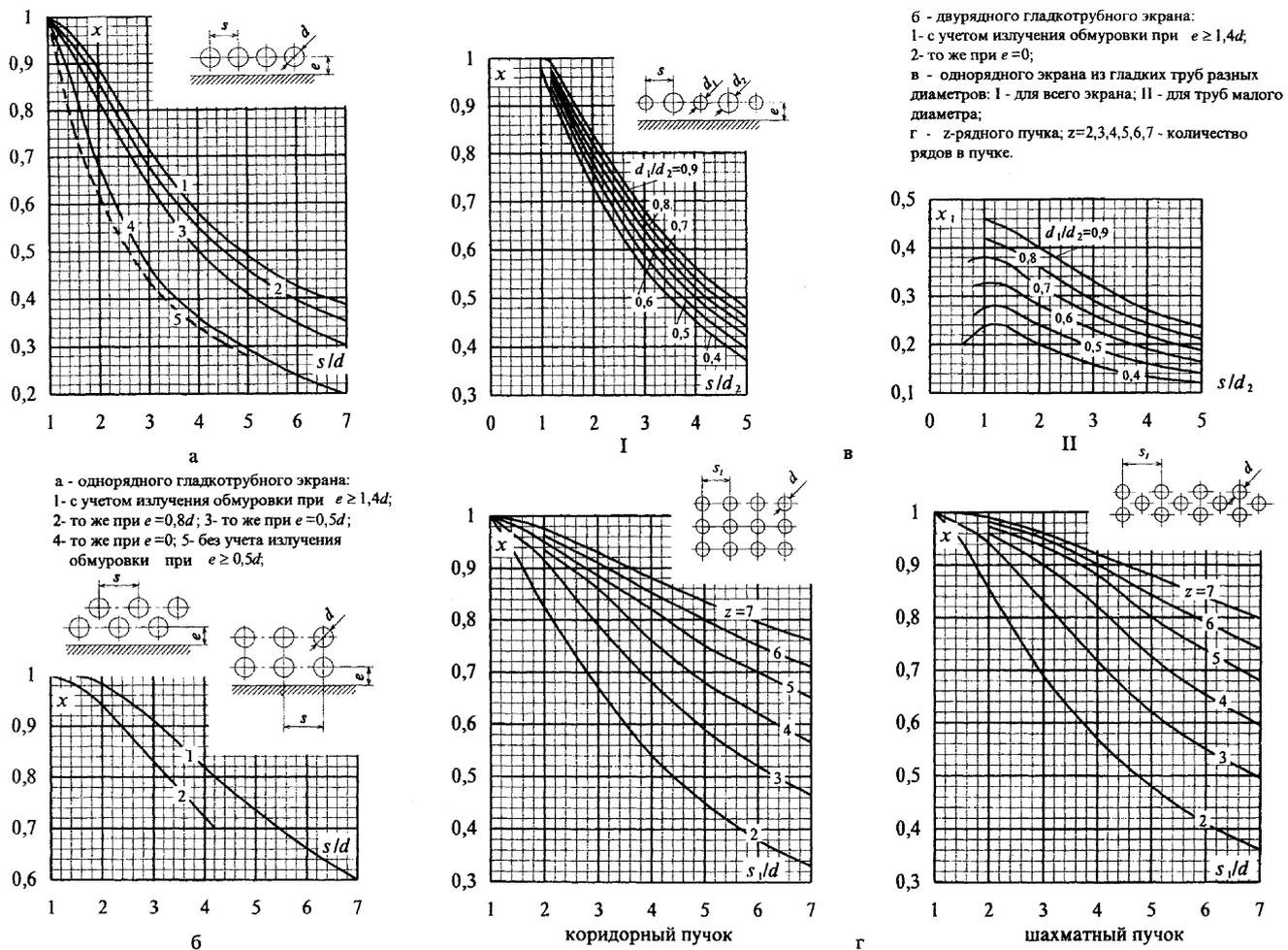


Рис. 11. Угловые коэффициенты экранов:

а – однорядный гладкотрубный настенный экран: 1 – с учетом излучения обмуровки при $e \geq 1,4d$; 2 – то же при $e=0,8d$; 3 – то же при $e=0,5d$; 4 – то же при $e=0$; 5 – без учета излучения обмуровки при $e \geq 0,5d$;

б – двухрядный гладкотрубный экран: 1 – с учетом излучения обмуровки при $e \geq 1,4d$; 2 – то же при $e=0$;

v – однорядный экран из гладких труб разных диаметров: I – для всего экрана; II – для труб малого диаметра;

z – z -рядного пучка; $z = 2, 3, 4, 5, 6, 7$ – количество рядов в пучке

Угловой коэффициент гладкотрубных экранов в зависимости от их конструкции определяется по номограммам (рис. 11). Для ошипованных и плавниковых экранов, а также для экранов, закрытых чугунными плитами, $x = 1$. Угловой коэффициент плоскости, проходящей через оси первого ряда труб котельного пучка (фестона, ширм), расположенного в выходном окне топки, также равен 1. При расчете последующих поверхностей нагрева следует учитывать, что коэффициент самого котельного пучка (фестона, ширм) может быть меньше единицы и часть падающего из топки тепла проходит сквозь пучок на расположенные за ним поверхности нагрева. Для участков стен, не закрытых экранами (в том числе горелки, лазы, сопла), угловой коэффициент равен $x = 0$.

Последовательность определения температуры продуктов сгорания на выходе из топки или величин тепловоспринимающих поверхностей нагрева, при которых обеспечивается заданная температура, следующая.

1. При поверочном расчете топочной камеры котельного агрегата предварительно принимается, а при конструктивном задается значение температуры газов на выходе из топки (перед фестомом или фестонированной частью конвективного пакета) θ''_T , °C. Рекомендации по ее выбору содержатся в табл. 12.

1. Определяется тепло, вносимое в топку воздухом, кДж/кг (кДж/м³)

$$Q_B = \beta'_T I''_{0.B} + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{пл}) I_{0.прс}, \quad (154)$$

где β'_T – количество воздуха, подаваемое в топку из воздухоподогревателя, отнесенное к теоретически необходимому для сгорания топлива;

$\Delta\alpha_T$, $\Delta\alpha_{пл}$ – величины присосов воздуха, соответственно, в топке и пылеприготовительной системе (определяются по табл. 5);

$I_{0.в}''$, $I_{0.прс}$ – энтальпии теоретически необходимого количества воздуха при температуре за воздухоподогревателем (рекомендации по выбору температуры см. табл. 14) и присасываемого воздуха (определяются по I - g -таблице (см. табл. 3)).

Количество воздуха β'_T определяется по формуле

$$\beta'_T = \alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл} - (\alpha_{отб} - 1)r_T, \quad (155)$$

где α_T – коэффициент избытка воздуха на выходе из топки (принимается по табл. 4);

$\alpha_{отб}$ – коэффициент избытка воздуха в месте отбора газов на рециркуляцию;

r_T – коэффициент рециркуляции газов в низ топки или горелки (при отсутствии рециркуляции $r_T = 0$).

2. Определяется полезное тепловыделение в топке, кДж/кг (кДж/м³)

$$Q_T = Q_p \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_\phi + Q_v + \sum r I_{г.отб}, \quad (156)$$

$\sum r I_{г.отб}$ – тепло рециркулирующих газов, кДж/кг (кДж/м³). Учитывается в случае возврата в топку части газов, отобранных из газоходов котла, за котлом или из верхней части топки.

3. По полезному тепловыделению в топке при избытке воздуха α_T из I - g -таблицы (см. табл. 3) определяется адиабатическая температура горения ϑ_a , °С.

4. По принятому с последующим уточнением значению температуры продуктов сгорания на выходе из топки ϑ_T'' при коэффициенте избытка воздуха на выходе из топки α_T из I - g -таблицы (см. табл. 3) определяется энтальпия продуктов сгорания 1 кг (1 м³) топлива на выходе из топки I_T'' .

5. Определяется средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг (1 м³) топлива, кДж/(кг·К) [кДж/(м³·К)]

$$(Vc)_{cp} = \frac{Q_T - I_T''}{g_a - g_T''}. \quad (157)$$

6. Рассчитывается параметр M , учитывающий влияние на интенсивность теплообмена относительного уровня расположения горелок, степени забалластиванности топочных газов и других факторов

$$M = M_0 (1 - 0,4x_r) \sqrt[3]{r_v}, \quad (158)$$

где M_0 – коэффициент (значения M_0 приведены в табл. 16);

x_r – относительный уровень расположения горелок в топке;

r_v – параметр забалластиванности топочных газов, $\text{м}^3/\text{м}^3$.

Таблица 16

Значения параметра M_0

Тип топки	Компоновка горелок	M_0
Газомазутные топки	С подовыми горелками ($x_r = 0$)	0,36
	С настенным расположением горелок	0,40
Пылеугольные топки с твердым шлакоудалением	Тангенциальная или встречная	0,46
	Однофронтная	0,42
Пылеугольные топки с жидким шлакоудалением	–	0,44

Относительный уровень расположения горелок в топке определяется как отношение среднего уровня расположения настенных и угловых горелок h_r к высоте топочной камеры h_T (см. рис. 10)

$$x_r = \frac{h_r}{h_T}. \quad (159)$$

Средний уровень расположения настенных и угловых горелок при сжигании одного вида топлива

$$h_{\Gamma} = \frac{\sum_{m} n B h_{\Gamma}}{\sum_{m} n B} \quad (160)$$

где m – число ярусов горелок;

n – число горелок в ярусе;

B – расход топлива, подаваемого в горелку яруса, кг/с ($\text{м}^3/\text{с}$);

h_{Γ} – уровень расположения осей горелок в ярусе (см. рис. 10); определяется как расстояние от середины холодной воронки (пода топки) до оси горелок в ярусе.

Параметр забалластированности топочных газов, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$r_v = \frac{V_{\Gamma}^{\text{H}}(1+r)}{V_{\text{O.N}_2}^{\text{H}} + V_{\text{RO}_2}^{\text{H}}}, \quad (161)$$

где r – коэффициент рециркуляции;

V_{Γ}^{H} – объем газов на выходе из топки без учета рециркуляции, $\text{м}^3/\text{кг}$ ($\text{м}^3/\text{м}^3$); определяется при расчете горения топлива.

7. Определяется эффективная толщина излучающего слоя топки, м

$$s = 3,6 \frac{V_{\Gamma}}{F_{\text{CT}}}, \quad (162)$$

где V_{Γ} , F_{CT} – объем и поверхность стен топки, м^3 , м^2 .

8. Рассчитывается коэффициент поглощения лучей газовой фазой (трехатомными газами – RO_2 , H_2O), $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$

$$k_{\Gamma} = k_{\Gamma}^{\circ} r_{\Pi} = \left(\frac{7,8 + 16 r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{10 p r_{\Pi} s}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T_{\Gamma}''}{1000} \right) r_{\Pi}, \quad (163)$$

где $r_{\Pi} = r_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{RO}_2}$ – суммарная объемная доля трехатомных газов в продуктах сгорания;

T_{Γ}'' – абсолютное значение температуры газов на выходе из топки, К;

p – давление в топочной камере, МПа.

Объемные доли трехатомных газов r_{RO_2} и $r_{\text{H}_2\text{O}}$ определяются при расчете горения топлива (см. формулы 15 и 16).

Давление в топочной камере котлов с уравновешенной тягой принимается равным 0,1 МПа. Для котлов, работающих под наддувом, в формулу 4.36 подставляется значение рабочего давления в топочной камере.

9. Определяется коэффициент поглощения лучей сажистыми частицами, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$

$$k_c = \frac{1,2}{1 + \alpha_T^2} \left(\frac{C^p}{H^p} \right) \left(1,6 \frac{T_T''}{1000} - 0,5 \right), \quad (164)$$

где α_T – коэффициент избытка воздуха на выходе из топки;

C^p/H^p – соотношение углерода и водорода в рабочей массе топлива.

При сжигании газа

$$\frac{C^p}{H^p} = 0,12 \sum \frac{m}{n} C_m H_n, \quad (165)$$

где m и n – соответственно, количество атомов углерода и водорода в соединении;

$C_m H_n$ – содержание отдельных углеводородов в топливе, % об.

10. При сжигании твердого топлива определяются коэффициенты поглощения лучей частицами золы и частицами кокса.

Коэффициент поглощения лучей частицами золы, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$

$$k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}} = \frac{10^4 A_{\text{зл}}}{\sqrt[3]{(T_T'')^2}} \frac{\mu_{\text{зл}}}{1 + 1,2 \mu_{\text{зл}} s}, \quad (166)$$

где $\mu_{\text{зл}}$ – концентрация золы в продуктах сгорания, кг/кг.

Коэффициент $A_{\text{зл}}$ для топок с твердым шлакоудалением принимается по табл. 17. Для топок с жидким шлакоудалением $A_{\text{зл}}$ принимается на 0,10 выше приведенных в табл. 17.

Значения коэффициента $A_{зл}$ для топок с твердым шлакоудалением

Вид топлива	$A_{зл}$
Антрацитовый штыб (АШ)	1,00
Экибастузский уголь при $R_{90} \leq 15 \%$	1,00
Каменный и тощий угли	0,80
Бурый уголь, сланцы	0,75
Торф	0,60

Концентрация золы в продуктах сгорания рассчитывается по формуле, кг/кг

$$\mu_{зл} = \frac{A^p a_{уН}}{100G_r}, \quad (167)$$

где A^p – зольность, отнесенная к рабочей массе топлива, %;

$a_{уН}$ - доля золы топлива, уносимой газами (приводится в справочной литературе при указании характеристик топок для сжигания твердого топлива);

G_r – масса продуктов сгорания, кг/кг.

Масса продуктов сгорания

$$G_r = 1 - \frac{A^p}{100} + 1,306\alpha V_0^H, \quad (168)$$

где α – коэффициент избытка воздуха, идущего на горение;

V_0^H – теоретическое количество сухого воздуха, необходимого для полного сгорания топлива, м³/кг (определяется при расчете горения топлива).

Коэффициент поглощения лучей частицами кокса $k_{\text{кокс}}$ $\mu_{\text{кокс}}$ принимается по табл. 18.

Значения коэффициента поглощения лучей частицами кокса

Вид топлива	$k_{\text{КОКС}}\mu_{\text{КОКС}}, 1/(\text{м}\cdot\text{МПа})$
АШ, тощий уголь	0,25
Каменный уголь	0,20
Бурый уголь, сланцы, торф	0,10

11. Производится расчет коэффициента поглощения топочной среды. Принимается, что при сжигании газа и мазута основными излучающими компонентами являются газообразные продукты сгорания (RO_2 , H_2O) и взвешенные в их потоке сажевые частицы, при сжигании твердого топлива – газообразные продукты сгорания (RO_2 , H_2O) и взвешенные в их потоке частицы золы и кокса.

При сжигании газа или мазута коэффициент поглощения топочной среды рассчитывается с учетом относительного заполнения топочной камеры светящимся пламенем (частицами сажи), характеризуемым коэффициентом m . Расчет производится по формуле, $1/(\text{м}\cdot\text{МПа})$

$$k = k_{\Gamma} + mk_{\text{с}}. \quad (169)$$

При сжигании мазута в газоплотных котлах коэффициент m равен $m = 0,3$; для негазоплотных котлов $m = 0,6$. При сжигании природного газа, а также других газов, кроме доменного $m = 0,1$. Для доменного газа $m = 0$.

При сжигании твердых топлив коэффициент поглощения топочной среды, $1/(\text{м}\cdot\text{МПа})$

$$k = k_{\Gamma} + k_{\text{ЗЛ}}\mu_{\text{ЗЛ}} + k_{\text{КОКС}}\mu_{\text{КОКС}}. \quad (170)$$

Для слоевых топок принимается $k_{\text{КОКС}}\mu_{\text{КОКС}} = 0$.

12. Определяется критерий поглощательной способности (критерий Бугера). Критерий поглощательной способности является основной радиационной характеристикой продуктов сгорания

$$Bu = kps \quad (171)$$

13. По найденному значению Bu определяется эффективное значение критерия Бугера

$$B\tilde{u} = 1,6 \ln \left(\frac{1,4Bu^2 + Bu + 2}{1,4Bu^2 - Bu + 2} \right). \quad (172)$$

Приближенно эффективное значение критерия Бугера может быть найдено по рис. 12.

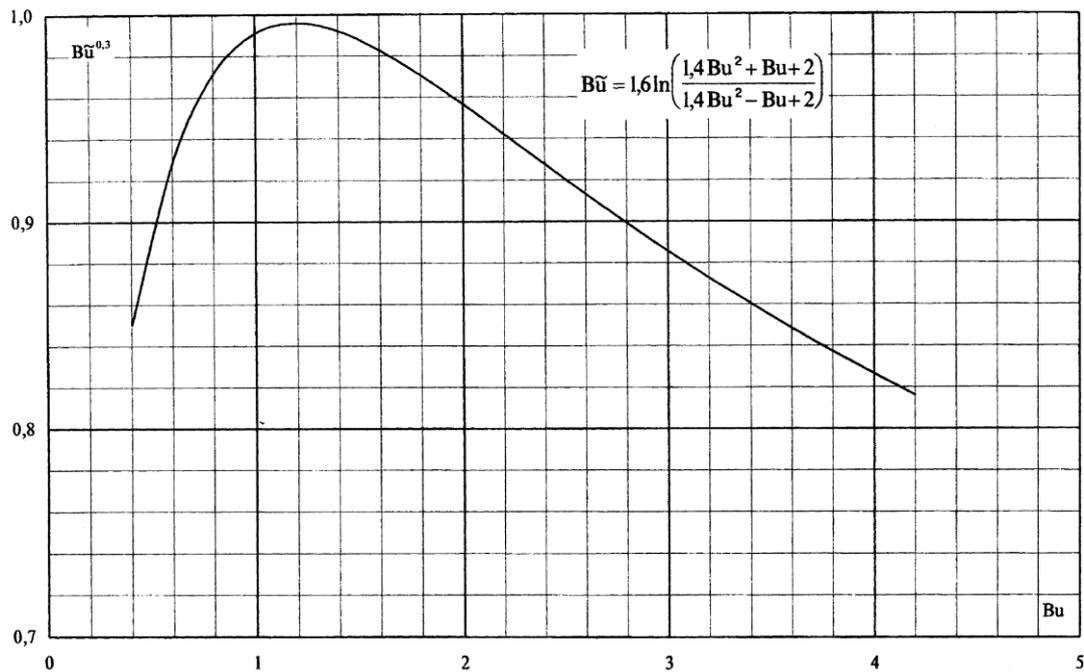


Рис. 12. Эффективное значение критерия Бугера

14. Определяется коэффициент тепловой эффективности экранов. Коэффициент тепловой эффективности экранов равен произведению углового коэффициента экрана x на коэффициент ζ , учитывающий тепловое сопротивление загрязнения или закрытие изоляцией

$$\psi = x\zeta \quad (173)$$

Если стены топки закрыты экранами с разными значениями коэффициента тепловой эффективности ψ или экраны покрывают часть поверхности стен, среднее значение коэффициента тепловой эффективности

$$\psi_{\text{cp}} = \frac{\sum \psi F_{\text{ст}}}{F_{\text{ст}}}. \quad (174)$$

Для неэкранированных участков топочных стен принимается $\psi = 0$.

Угловой коэффициент экранов x определяется по рис. 11.

Коэффициент ζ , учитывающий снижение тепловосприятия экрана при его загрязнении или закрытии его поверхности изоляцией, принимается по табл. 19.

Таблица 19

Значения коэффициента ζ

Тип экрана	Топливо	$\zeta = \psi / x$
Настенные гладкотрубные и мембранные цельносварные экраны в камерных топках	Газообразное	0,65
	Мазут	0,55
	АШ, тощий уголь, каменные и бурые угли средней шлакующей способности, фрезерный торф	0,45
	Каменные и бурые угли высокой шлакующей способности	0,35–0,40
	Сланцы	0,25
Настенные гладкотрубные и плавниковые экраны в слоевых топках	Все топлива	0,60
Ошипованные экраны, покрытые огнеупорной массой	Все топлива	0,20
Экраны, закрытые шамотным кирпичом	Все топлива	0,10

Для выходного окна топки, отделяющего топку от расположенной за ним поверхности нагрева, коэффициент $\zeta_{\text{вых}}$ определяется по формуле

$$\zeta_{\text{ВЫХ}} = \zeta\beta. \quad (175)$$

где ζ – коэффициент, принимаемый по табл. 19 таким же, как для настенных экранов;

β – коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между топкой и поверхностью нагрева.

При размещении за окном топки ширм коэффициент β принимается равным 0,6 при сжигании твердых топлив и 0,8 при сжигании мазута и газа. При размещении за окном фестона – $\beta = 0,9$, котельного пучка – $\beta = 1,0$. При отсутствии непосредственно за окном поверхности нагрева $\zeta_{\text{ВЫХ}} = 0,5$.

15. Для расчета температуры газов в конце топки (при поверочном расчете) или для определения поверхности стен топочной камеры (при конструктивном расчете) используются формулы:

— при расчете температуры газов в конце топки, °С

$$g_T'' = \frac{T_a}{1 + M\tilde{v}^{0,3} \left[\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \psi_{\text{cp}} F_{\text{ст}} T_a^3}{\phi B_p (Vc)_{\text{cp}}} \right]^{0,6}} - 273, \quad (176)$$

где $5,67 \cdot 10^{-11}$ кВт/(м²·К⁴) – коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Если рассчитанная по формуле (176) выходная температура газов отличается от принятой более, чем на ± 100 °С, следует уточнить величины V и $(Vc)_{\text{cp}}$ по найденному значению температуры газов и повторить расчет.

— при определении площади поверхности стен топочной камеры, м²

$$F_{\text{ст}} = \frac{B_p Q_{\text{п}} \sqrt[3]{\frac{1}{M^2} \left(\frac{T_a}{T_T''} - 1 \right)^2}}{5,67 \cdot 10^{-11} M \psi_{\text{cp}} \tilde{v}^{0,3} T_T'' T_a^3} - 273. \quad (177)$$

После расчета поверхностей стен и уточнения размеров топки необходимо проверить соответствие принятого и полученного в результате расчета коэффициента тепловой эффективности; расхождение их не должно превышать ± 5 % величины ψ .

16. По рассчитанному значению температуры продуктов сгорания на выходе из топки g_T'' при коэффициенте избытка воздуха на выходе из топки α_T из I-9-таблицы (см. табл. 3) определяется расчетное значение энтальпия продуктов сгорания 1 кг (1 м^3) топлива на выходе из топки I_T'' .

17. Рассчитывается количество тепла, воспринятого в топке на 1 кг (1 м^3) топлива, кДж/кг (кДж/м³)

$$Q_{\text{л}} = \varphi(Q_T - I_T'') \quad (178)$$

4.3. Расчет конвективных поверхностей нагрева

Расчет конвективных поверхностей нагрева базируется на совместном решении системы уравнений теплового баланса и теплообмена. Уравнения теплового баланса отражают равенство между теплом, отданным дымовыми газами и воспринятым паром, водой или воздухом. Уравнение теплообмена связывает количество передаваемого тепла с величиной поверхности нагрева. Для поверхностей, у которых тепло, передаваемое рабочей среде, включает в себя тепловосприятие от газов и излучение из топочного объема, приходится отдельно учитывать оба слагаемых.

Поверочный расчет конвективных поверхностей производится в следующей последовательности.

1. Принимается с последующим уточнением температура продуктов сгорания на выходе из рассчитываемой поверхности $g_{\text{пп}}''$, $g_{\text{вз}}''$ или $g_{\text{вп}}''$ и при соответствующем коэффициенте избытка воздуха по I-9-таблице (см. табл. 1.3) определяется их энтальпия.

2. Определяется количество тепла, отданное продуктами сгорания рассчитываемой поверхности, кДж/кг (кДж/м³)

$$Q_{\text{б}} = \varphi(I' - I'' + \Delta\alpha I_{0.\text{прс}}) - Q_{\text{доп}} \quad (179)$$

где I' , I'' – энтальпии газов, соответственно, на входе в поверхность нагрева и на выходе из нее, кДж/кг (кДж/м³);

$\Delta\alpha I_{0.\text{прс}}$ – количество тепла, вносимого присасываемым воздухом, кДж/кг (кДж/м³);

$\Delta\alpha$ – присос воздуха в газоход;

$I_{0.\text{прс}}$ – энтальпия теоретически необходимого количества присасываемого воздуха, кДж/кг (кДж/м³);

$Q_{\text{доп}}$ – тепловосприятие дополнительной поверхности, включенной параллельно или последовательно по ходу газов с рассчитываемой поверхностью, кДж/кг (кДж/м³).

Энтальпия теоретически необходимого количества присасываемого воздуха для всех газоходов определяется из I -⁹-таблицы (см. табл. 1.3) по температуре присасываемого воздуха $t_{\text{прс}}$. Для воздухоподогревателя $I_{0.\text{прс}}$ находится по средней температуре воздуха

$$t_{\text{прс}} = 0,5(t'_{\text{вп}} + t''_{\text{вп}}), \quad (180)$$

где $t'_{\text{вп}}$, $t''_{\text{вп}}$ – температура воздуха, соответственно, на входе в воздухоподогреватель и на выходе из него, °С.

3. При двухступенчатой компоновке хвостовых поверхностей нагрева котла после расчета всех поверхностей нагрева, расположенных по ходу газов до второй по ходу воды ступени экономайзера, известна только температура газов на входе в эту ступень $g'_{\text{эк2}}$. Поэтому нужно задаться энтальпией воды на выходе из экономайзера, кДж/кг

$$i''_{\text{эк2}} \approx \frac{D}{D_{\text{эк}}} (i_{\text{пе}} + \Delta i_{\text{по}}) - \frac{B_{\text{п}}}{D_{\text{эк}}} (Q_{\text{л}} + Q_{\text{к}} + Q_{\text{пе}} + Q_{\text{пп}}), \quad (181)$$

где D – паропроизводительность котла, кг/с;

$D_{\text{эк}}$ – расход воды через экономайзер, кг/с;

$i_{\text{пе}}$ – энтальпия перегретого пара перед главной паровой задвижкой, кДж/кг;

$\Delta i_{\text{по}}$ – тепловосприятие пароохладителя с впрыском “собственного” конденсата или поверхностного при возврате охлаждающей воды в экономайзер, кДж/кг (если охлаждающая вода из пароохладителя вводится в пароводяной тракт за экономайзером, то $\Delta i_{\text{по}}$ в формуле (181) не учитывается);

B_p – расчетный расход топлива, кг/с ($\text{м}^3/\text{с}$); $Q_{\text{л}}$, $Q_{\text{к}}$, $Q_{\text{пе}}$, $Q_{\text{пп}}$ – количество тепла, воспринятое на 1 кг (1 м^3) топлива, соответственно, в топке, котельными пучками и фестоном, пароперегревателем (кроме радиационного), промперегревателями, кДж/кг ($\text{кДж}/\text{м}^3$).

По найденной величине $i''_{\text{эк2}}$ из таблиц воды и пара (см. прил. IV) при рабочем давлении определяется температура воды на выходе из экономайзера $t''_{\text{эк2}}$.

Температура газов на входе во вторую по ходу воздуха ступень воздухоподогревателя известна из расчета предыдущей поверхности. Эта ступень рассчитывается по значению температуры горячего воздуха, принятому в расчете топки ($t''_{\text{вп2}} = t_{\text{г.в}}$).

Первая ступень экономайзера рассчитывается по известной из расчета предыдущей по ходу газов поверхности нагрева температуре газов и заданной температуре воды на входе в ступень (температуре питательной воды).

В ходе дальнейшего расчета последовательными приближениями определяются температуры газов и воды на выходе из рассчитываемой ступени экономайзера; в общем случае найденная температура воды на выходе из первой ступени может не совпадать с рассчитанной температурой воды на входе во вторую ступень.

Расчет первой по ходу воздуха ступени воздухоподогревателя ведется по известной из расчета предыдущей поверхности температуре газов и заданной температуре воздуха на входе в воздухоподогреватель. Последовательными приближениями в ходе последующих расчетов

определяются температуры уходящих газов и горячего воздуха на выходе из рассчитываемой ступени.

В остальном расчет двухступенчатых хвостовых поверхностей нагрева производится аналогично расчету одноступенчатых поверхностей нагрева.

Если полученная температура уходящих газов отличается от принятой не более, чем на ± 10 °С, но любая из невязок между промежуточными значениями температур воды и воздуха превышает ± 10 °С, необходимо повторить расчет экономайзера и воздухоподогревателя. При этом в отличие от предыдущего расчета, вторые ступени экономайзера и воздухоподогревателя рассчитываются по температурам воды и воздуха на входе, которые принимаются равными температурам на выходе из первых ступеней, определенным при первом приближении.

При отклонении полученной в результате расчета температуры уходящих газов от принятой больше, чем на ± 10 °С, следует повторить расчет всего котла. Рекомендуется температуру подогрева воздуха принимать близкой значению, которое получилось бы при первом приближении, если к температуре воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя прибавить расчетный перепад температур воздуха во второй ступени.

4. При одноступенчатой компоновке хвостовых поверхностей нагрева энтальпия нагреваемого теплоносителя на выходе из поверхности нагрева (при двухступенчатой компоновке – энтальпии воды и воздуха на входе во вторую ступень, а также на выходе из первой ступени) может быть определена из уравнения теплового баланса:

- для конвективного пароперегревателя и экономайзера, не получающего излучение из топки

$$Q_6 = \frac{D}{B_p} (i'' - i'), \quad (182)$$

где Q_6 – тепло, воспринятое нагреваемой средой, кДж/кг (кДж/м³);
 D – расход пара (воды) через поверхность, кг/с; i'' , i' – энтальпии пара (воды) на выходе из поверхности нагрева и на входе в нее, кДж/кг;

- для воздухоподогревателя без промежуточных отборов и подводов воздуха

$$Q_6 = \left(\beta'_T + \frac{\Delta\alpha_{\text{вп}}}{2} + \beta_{\text{рц}} + \beta_{\text{изб}} \right) (I''_{0.\text{вп}} - I'_{0.\text{вп}}) \quad (183)$$

где β'_T , $\beta_{\text{рц}}$, $\beta_{\text{изб}}$ – отношения количества воздуха, подаваемого в топку из воздухоподогревателя (см. формулу 155), рециркулирующего в воздухоподогревателе и избыточного (отдаваемого на “сторону”) к теоретически необходимому;

$I'_{0.\text{в}}$, $I''_{0.\text{в}}$ – энтальпии воздуха, теоретически необходимого для горения топлива, при температурах на входе в воздухоподогреватель и выходе из него, кДж/кг (кДж/м³);

$\Delta\alpha_{\text{вп}}$ – присос воздуха в воздухоподогреватель, принимаемый равным перетечке с воздушной стороны (см. табл. 5).

Энтальпии воздуха, теоретически необходимого для горения топлива, при температурах на входе в воздухоподогреватель и на выходе из него определяются по I - \mathcal{G} -таблице (см. табл. 3).

- при расчете котельных пучков (в том числе фестонов) с постоянной температурой внутренней среды уравнение тепловосприятия обогреваемой среды не составляется

5. По полученным значениям энтальпии нагреваемой среды на том или ином конце поверхности нагрева определяются *температуры* теплоносителя.

Температура воздуха на выходе из воздухоподогревателя при одноступенчатой компоновке, а также температура воздуха на входе во вторую ступень или на выходе из первой ступени при двухступенчатой компоновке определяются по I - \mathcal{G} -таблице (см. табл. 3).

Температура воды на выходе из водяного экономайзера при одноступенчатой компоновке, а также температура воды на входе во вторую ступень или на выходе из первой ступени при двухступенчатой компоновке определяются по таблицам воды и пара (см. прил. IV).

При расчете пароперегревателя по известным параметрам насыщенного пара на входе в поверхность нагрева и перегретого пара на выходе из нее из таблиц воды и пара (см. соответственно прил. III и прил. V) определяются энтальпии пара. По известным значениям энтальпий пара рассчитывается количество теплоты, воспринятое паром в пароперегревателе Q_6 (см. формулу 182). Затем, воспользовавшись формулой (179), можно определить энтальпию продуктов сгорания на выходе из пароперегревателя $I_{не}''$. По известному значению энтальпии из I - g -таблицы при соответствующем коэффициенте избытка воздуха определяется температура газов на выходе из пароперегревателя $g_{не}''$.

6. Определяется средний температурный напор в поверхности нагрева. Температурный напор для противоточной и прямоточной схем движения теплоносителя, а также при постоянной температуре одной из сред определяется как среднелогарифмическая разность температур, К

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \quad (184)$$

где Δt_6 – разность температур сред на том конце поверхности нагрева, где она больше, К;

Δt_m – разность температур сред на другом конце поверхности, К

Для прямоточной схемы Δt_6 и Δt_m будет определяться как

$$\Delta t_6 = g' - t', \quad \Delta t_m = g'' - t''$$

Для противоточной схемы – $\Delta t_6 = g' - t''$, $\Delta t_m = g'' - t'$

В случае, если отношение $\Delta t_{\delta}/\Delta t_{\text{м}} \leq 1,7$, температурный напор можно с достаточной точностью определять как среднеарифметическую разность температур, К

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м}}}{2} = \vartheta - t, \quad (185)$$

где ϑ, t средние температуры обеих сред.

Для схем, отличных от чистого противотока и прямотока, температурный напор определяют по формуле, К

$$\Delta t = \psi \Delta t_{\text{прт}}, \quad (186)$$

где $\Delta t_{\text{прт}}$ – температурный напор для случая противотока, К;

ψ – коэффициент пересчета от противоточной схемы к более сложной, определяемый, в зависимости от схемы тока, по номограммам (см. рис. 13–15).

Если выполняется условие $\Delta t_{\text{прм}} \geq 0,92\Delta t_{\text{прт}}$ ($\Delta t_{\text{прм}}$ – температурный напор для случая прямотока), то температурный напор для любой сложной схемы включения может быть приближенно оценен по зависимости, К

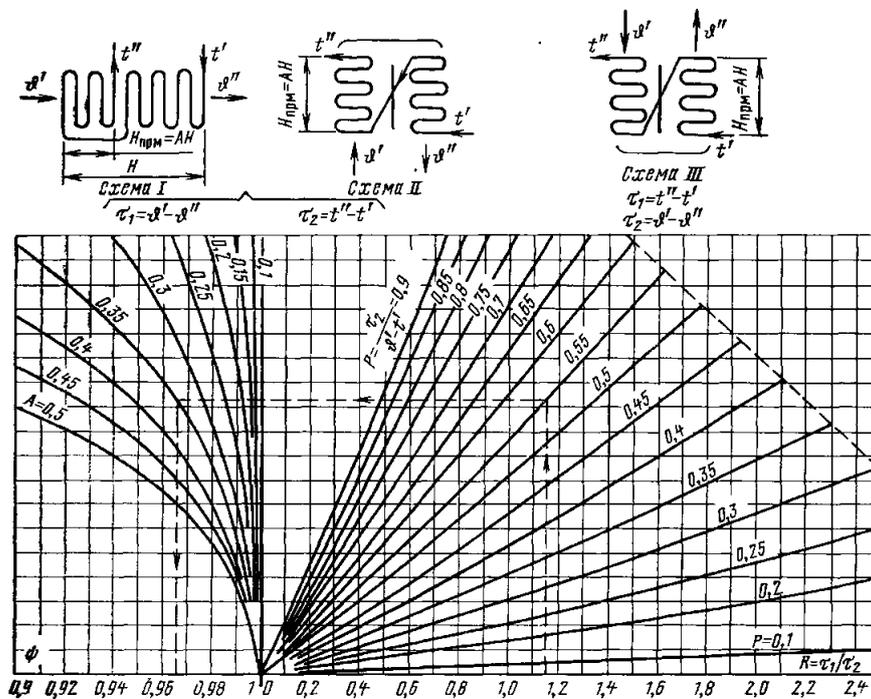


Рис. 13. Поправочный коэффициент ψ для определения температурного напора при последовательно-смешанном токе

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{прм}} + \Delta t_{\text{прт}}}{2}, \quad (187)$$

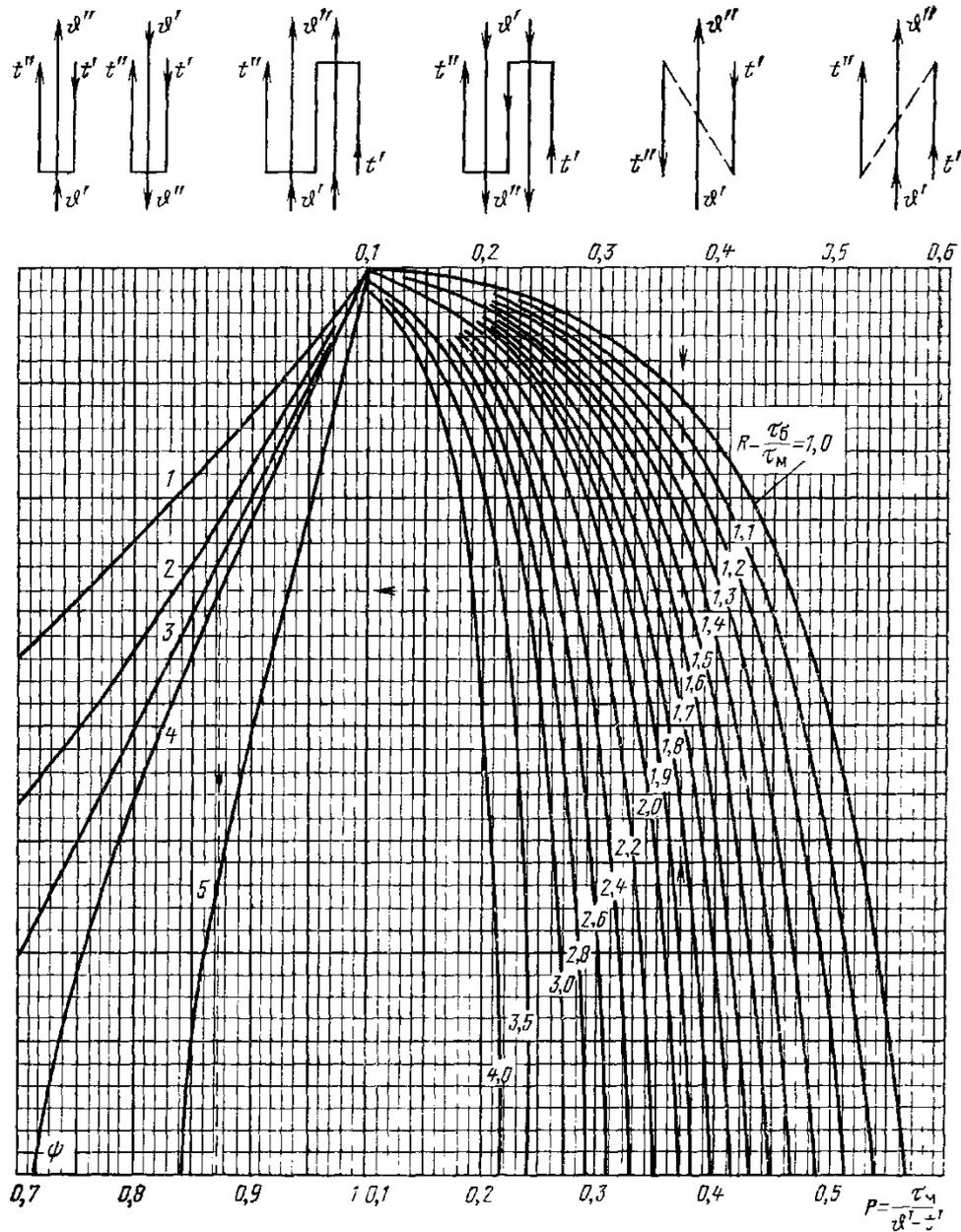


Рис. 14. Поправочный коэффициент ψ для определения температурного напора при параллельно-смешанном токе:

1 – оба хода многоходовой среды прямоточные; 2 – три хода многоходовой среды: два прямо- и один противоточный; 3 – два хода многоходовой среды: один против- и один прямоточный – или для схем с любым четным количеством ходов при равном количестве прямоточных и

противоточных; 4 – три хода многоходовой среды: два противо- и один
 прямоточный; 5 – оба хода многоходовой среды противоточные

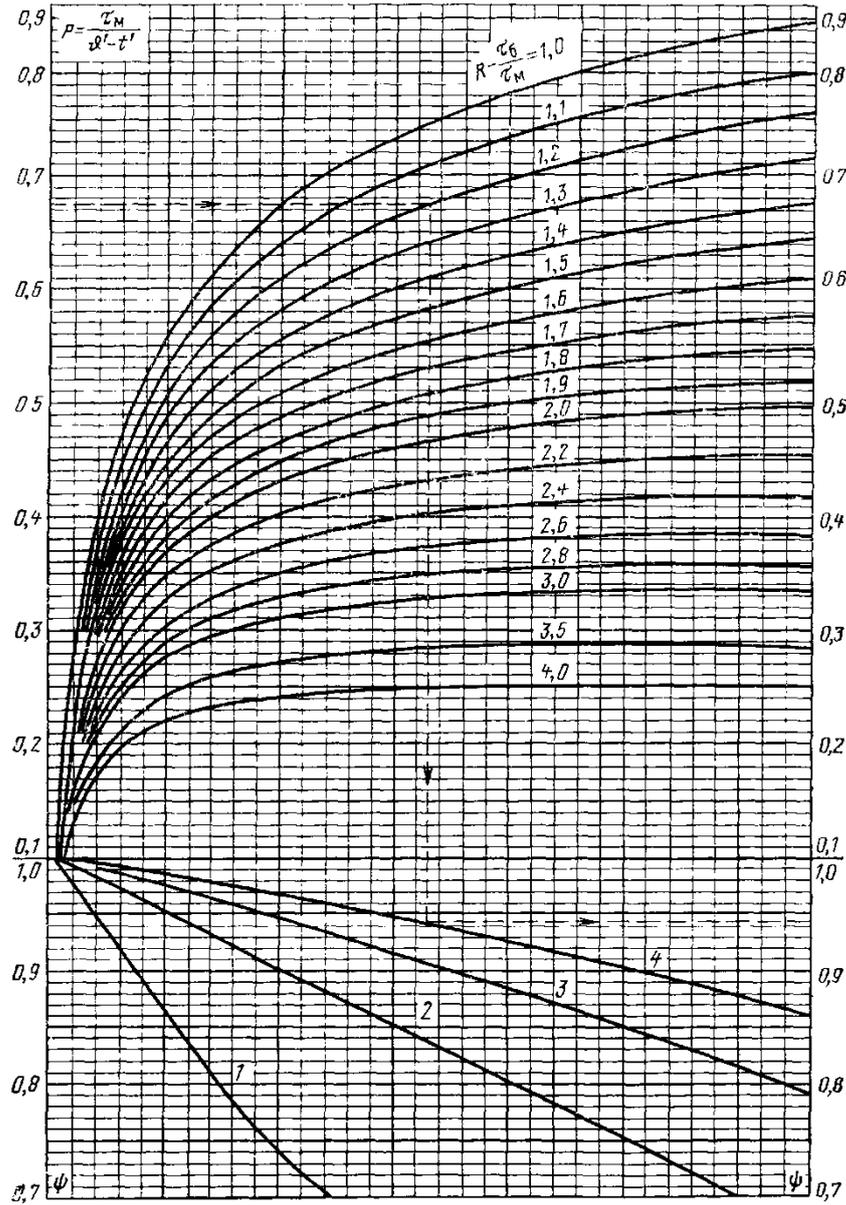
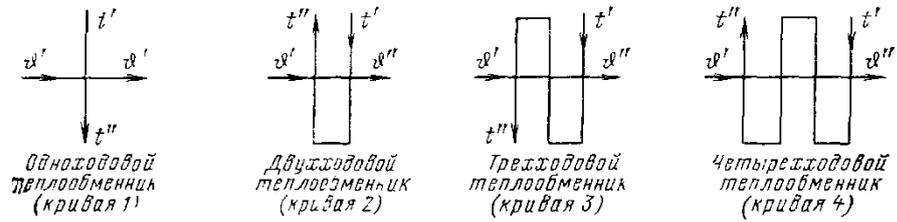


Рис. 15. Поправочный коэффициент ψ для определения температурного напора при перекрестном токе:

1 – однократный; 2 – двукратный; 3 – трехкратный; 4 - четырехкратный

При числе ходов, превышающем 4, перекрестно-точные поверхности нагрева могут рассматриваться как противо- или прямоточные.

7. Определяется расчетная температура потока продуктов сгорания в поверхности нагрева. Расчетная температура потока газов равна сумме средней температуры обогреваемой среды и температурного напора, °С

$$\vartheta = t + \Delta t . \quad (188)$$

При охлаждении газов в пределах поверхности нагрева не более чем на 300 °С расчетную температуру потока с достаточной точностью можно определять как полусумму температур газов на входе в поверхность нагрева ϑ' и на выходе из нее ϑ'' , °С

$$\vartheta = \frac{\vartheta' + \vartheta''}{2} . \quad (189)$$

Таблица 20

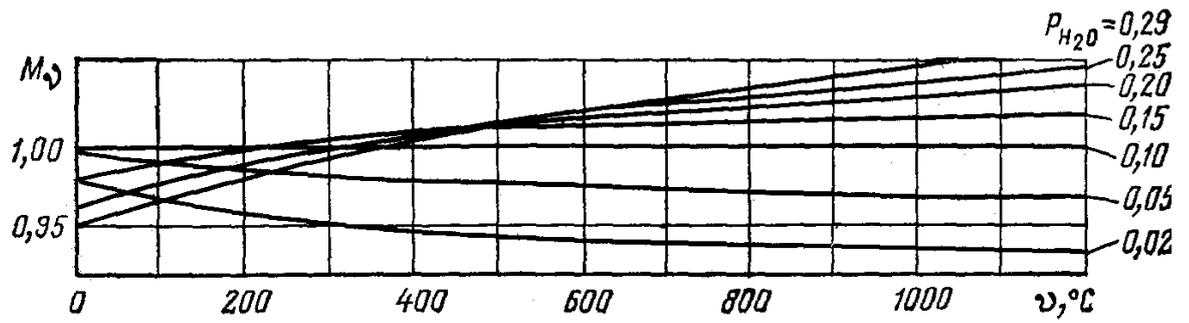
Физические характеристики воздуха и дымовых газов

$t, \text{ }^\circ\text{C}$	Воздух			Дымовые газы среднего состава		
	$\nu \cdot 10^6$ м/с	$\lambda \cdot 10^2$ Вт/(м·К)	Pr –	$\nu \cdot 10^6$ м/с	$\lambda \cdot 10^2$ Вт/(м·К)	Pr –
0	13,6	2,42	0,70	11,9	2,27	0,74
100	23,5	3,18	0,69	20,8	3,12	0,70
200	35,3	3,89	0,69	31,6	4,00	0,67
300	48,9	4,47	0,69	43,9	4,82	0,65
400	63,8	5,03	0,70	57,8	5,68	0,64
500	73,2	5,60	0,70	73,0	6,54	0,62
600	98,0	6,14	0,71	89,4	7,40	0,61
700	116,0	6,65	0,71	107,0	8,25	0,60
800	136,0	7,12	0,72	126,0	9,13	0,59
900	157,0	7,59	0,72	146,0	9,99	0,58
1000	179,0	8,03	0,72	167,0	10,87	0,58
1100	202,0	8,44	0,72	188,0	11,72	0,57

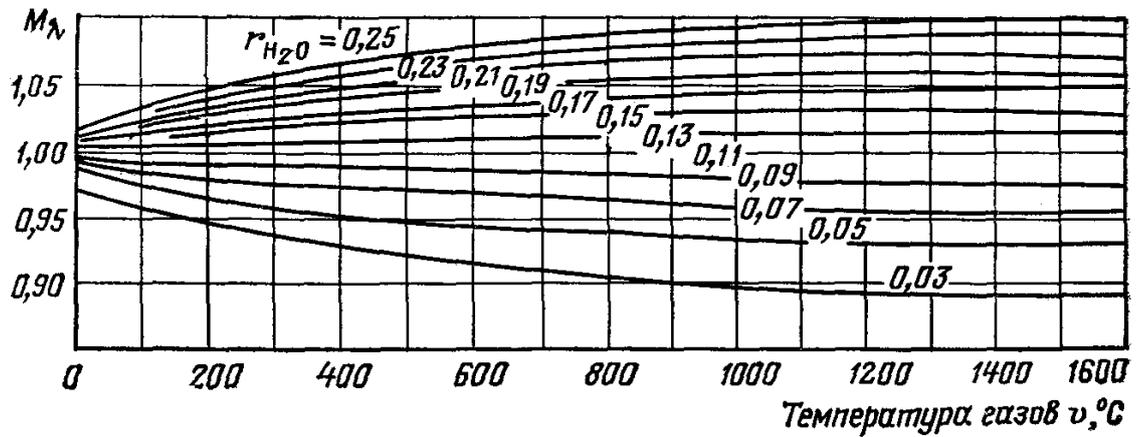
1200	226,0	8,85	0,73	211,0	12,53	0,56
1300	247,0	9,24	0,73	234,0	13,46	0,55
1400	277,0	9,63	0,73	258,0	14,38	0,54
1500	300,0	10,00	0,73	282,0	15,31	0,53
1600	331,0	10,36	0,74	307,0	16,24	0,52
1700	355,0	10,72	0,74	333,0	17,28	0,51
1800	390,0	11,08	0,74	361,0	18,10	0,50
1900	415,0	11,43	0,74	389,0	18,91	0,49
2000	445,0	11,83	0,74	419,0	19,84	0,49
2100	478,0	12,06	0,75	450,0	20,65	0,48
2200	511,0	12,41	0,75	482,0	21,58	0,47

Зная расчетную температуру потока газов, из табл. 20 определяют физические характеристики продуктов сгорания среднего состава ($r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,11$ и $r_{\text{RO}_2} = 0,13$): коэффициент кинематической вязкости $\nu_{\text{г}}^{\circ}$, м²/с; коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{г}}^{\circ}$, Вт/(м·К); критерий Прандтля $\text{Pr}_{\text{г}}^{\circ}$.

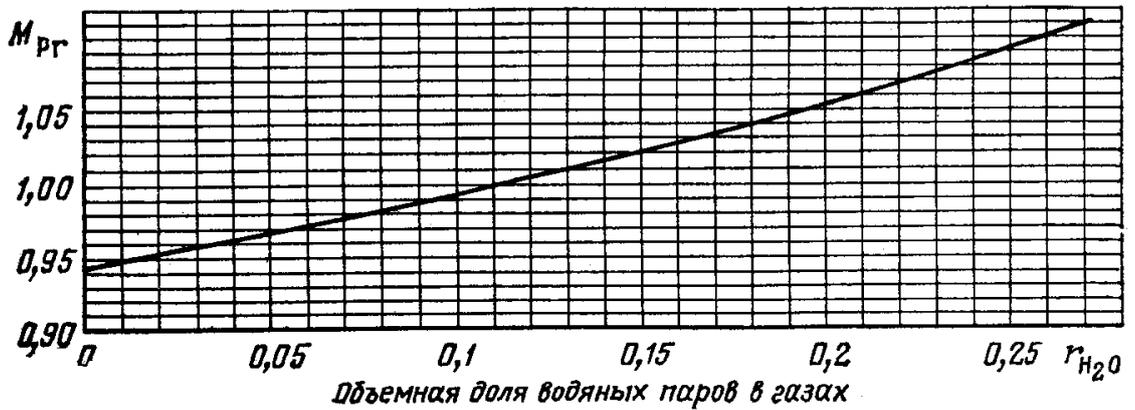
Если состав газов отличается от среднего, то для определения их физических характеристик вводятся поправочные множители, соответственно, M_{ν} , M_{λ} , M_{Pr} , которые определяются по рис. 16.



a)



б)



в)

Рис. 16. Поправки для пересчета физических характеристик дымовых газов среднего состава на заданный: а – M_v ; б – M_λ ; в – M_{Pr}

Таким образом, коэффициент кинематической вязкости, коэффициент теплопроводности и критерий Прандтля дымовых газов заданного состава, соответственно

$$\nu = M_\nu \nu_\Gamma^0, \text{ м}^2/\text{с}, \quad (190)$$

$$\lambda = M_\lambda \lambda_\Gamma^0, \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К}), \quad (191)$$

$$\text{Pr} = M_{\text{Pr}} \text{Pr}_\Gamma^0. \quad (192)$$

8. Определяется расчетная скорость среды. Расчетная скорость дымовых газов находится по формуле, м/с

$$w_\Gamma = \frac{B_p V_\Gamma^H (\vartheta + 273)}{f 273}, \quad (193)$$

где B_p – расчетный расход топлива, кг/с ($\text{м}^3/\text{с}$);

V_Γ^H – объем газов на 1 кг (1 м^3) топлива (определяется по среднему избытку воздуха в поверхности при нормальных условиях), $\text{м}^3/\text{кг}$ ($\text{м}^3/\text{м}^3$);

f – площадь живого сечения для прохода среды, м^2 .

Расчетная скорость воздуха в воздухоподогревателе, м/с

$$w_B = \frac{B_p \beta_{\text{вп}} V_0^H (t + 273)}{f 273}, \quad (194)$$

где V_0^H – количество воздуха, теоретически необходимого для сгорания используемого топлива при нормальных условиях, $\text{м}^3/\text{кг}$ ($\text{м}^3/\text{м}^3$);

$\beta_{\text{вп}}$ – средний избыток воздуха по воздушной стороне в воздухоподогревателе;

t – средняя температура воздуха, $^\circ\text{C}$.

Для воздухоподогревателей без промежуточных отборов и подводов воздуха $\beta_{\text{вп}}$ рассчитывается по формуле

$$\beta_{\text{вп}} = \beta'_\tau + \frac{\Delta\alpha_{\text{вп}}}{2} + \beta_{\text{рц}} + \beta_{\text{изб}}. \quad (195)$$

Обозначения величин β'_τ , $\beta_{\text{рц}}$, $\beta_{\text{изб}}$, $\Delta\alpha_{\text{вп}}$ см. формулу 183.

Расчетная скорость водяного пара и воды, м/с

$$w_{\text{в}} = \frac{Dv}{f}, \quad (196)$$

где D – расход пара (воды), кг/с;

v – средний удельный объем пара или воды (определяется по таблицам воды и пара (см. прил. III–прил. V) при расчетных параметрах нагреваемой среды), м³/кг.

Площадь живого сечения для прохода газов и воздуха в газоходах, заполненных поперечно и косо обтекаемыми гладкими и ребристыми трубами, рассчитывается по сечению, проходящему через оси поперечного ряда труб, равному разности между полной площадью поперечного сечения газохода в свету и частью этой площади, занятой трубами и ребрами. В указанном сечении площадь для прохода газов наименьшая по сравнению с любым другим параллельным сечением. В шахматных пучках труб меньшим может оказаться диагональное сечение.

Площадь живого сечения для прохода газов и воздуха при поперечном обтекании гладкотрубных и мембранных пучков труб, м²

$$f = ab - z_1 ld, \quad (197)$$

где a , b – размеры газохода в расчетном сечении, м (в экранированном газоходе a и b принимаются по осям труб экранов);

z_1 – число труб в ряду;

d – наружный диаметр труб, м;

l – длина труб, м (при изогнутых трубах l вычисляется как проекция труб на поперечное сечение газохода).

Площадь живого сечения для прохода газов и воздуха при поперечном обтекании пучков труб с поперечными ребрами, м²

$$f = \left[1 - \frac{1}{\sigma_1} \left(1 + 2 \frac{h_{\text{рб}}}{s_{\text{рб}}} \frac{\delta_{\text{рб}}}{d} \right) \right] ab, \quad (198)$$

где $\sigma_1 = s_1/d$ – относительный поперечный шаг труб;

$h_{\text{рб}}$ – высота ребра, м;

$\delta_{рб}$ – средняя толщина ребра, м;

$s_{рб}$ – шаг ребер, м;

d – диаметр несущей трубы, м;

s_1 – поперечный шаг труб, м.

Для шахматных пучков при $\frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1} > 1,7$ максимальная скорость газов имеет место в диагональном сечении, м²

$$f_{д} = 2f \frac{\sigma_2' - 1}{\sigma_1 - 1}, \quad (199)$$

где $\sigma_2' = \sqrt{(\sigma_1/2)^2 + \sigma_2^2}$ – относительный диагональный шаг труб;

$\sigma_2 = s_2/d$ – относительный продольный шаг труб;

s_2 – продольный шаг труб, м;

f – сечение участка газохода, м², определяемое по формуле (197) или (198).

Проходное сечение при продольном омывании и движении теплоносителя внутри труб определяется по формуле, м²

$$f = z \frac{\pi d_{вн}^2}{4}, \quad (200)$$

где z – число параллельно включенных труб;

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

Проходное сечение при продольном омывании и движении теплоносителя между трубами определяется по формуле, м²

$$f = ab - z \frac{\pi d^2}{4}, \quad (201)$$

где z – число труб в пучке.

При различиях в значениях сечений на входе f' и на выходе f'' из поверхности нагрева среднее значение можно найти по формуле, м²

$$f = \frac{2f'f''}{f' + f''} \quad (202)$$

9. Определяется коэффициент теплоотдачи конвекцией от дымовых газов стенкам поверхностей нагрева.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании коридорных гладкотрубных пучков и ширм, отнесенный к полной наружной поверхности труб, Вт/(м²·К)

$$\alpha_k = 0,2C_S C_Z \frac{\lambda}{d} \left(\frac{w_r d}{\nu} \right)^{0,65} \text{Pr}^{0,33}, \quad (203)$$

где C_S – поправка на геометрическую компоновку пучка;

C_Z – поправка на число рядов труб по ходу газов.

Поправка C_S определяется в зависимости от относительных шагов труб (σ_1, σ_2)

$$C_S = \left[1 + (2\sigma_1 - 3) \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (204)$$

При $\sigma_2 \geq 2$, а также при $\sigma_1 \leq 1,5$ $C_S = 1$;

При $\sigma_2 < 2$ и $\sigma_1 > 3$ в формуле (4.77) принимается значение $\sigma_1 = 3$.

Поправка C_Z определяется в зависимости от среднего числа рядов в отдельных пакетах рассчитываемого пучка (z_2):

при $z_2 < 10$, $C_Z = 0,91 + 0,0125(z_2 - 2)$;

при $z_2 \geq 10$, $C_Z = 1$.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков, отнесенный к полной наружной поверхности труб, Вт/(м²·К)

$$\alpha_k = 0,36C_S C_Z \frac{\lambda}{d} \left(\frac{w_r d}{\nu} \right)^{0,6} \text{Pr}^{0,33}, \quad (205)$$

Коэффициент C_S определяется в зависимости от относительного поперечного шага σ_1 и значения $\varphi = (\sigma_1 - 1) / (\sigma_2' - 1)$.

При $0,1 \leq \varphi \leq 1,7$ и всех σ_1	$C_S = 0,95\varphi^{0,1}$;
при $1,7 \leq \varphi \leq 4,5$ и $\sigma_1 < 3$	$C_S = 0,77\varphi^{0,5}$;
при $1,7 \leq \varphi \leq 4,5$ и $\sigma_1 \geq 3$	$C_S = 0,95\varphi^{0,1}$.

Поправка на число рядов труб по ходу газов C_Z :

при $z_2 < 10$ и $\sigma_1 \leq 3,0$	$C_Z = 3,12z_2^{0,05} - 2,5$;
при $z_2 < 10$ и $\sigma_1 > 3,0$	$C_Z = 4,0z_2^{0,02} - 3,2$;
при $z_2 \geq 10$	$C_Z = 1$.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном обтекании поверхности однофазным турбулентным потоком, Вт/(м²·К)

$$\alpha_k = 0,023 \frac{\lambda}{d_3} \left(\frac{w_{\Gamma} d_3}{\nu} \right)^{0,8} \text{Pr}^{0,4} C_t C_l C_k, \quad (206)$$

где d_3 – эквивалентный диаметр, м;

C_t – поправка, зависящая от температуры потока и стенки;

C_l – поправка на относительную длину.

При течении в круглой трубе ее эквивалентный диаметр равен внутреннему. При течении в трубе некруглого сечения, в кольцевом канале и при продольном омывании пучка эквивалентный диаметр подсчитывается по формуле, м

$$d_3 = \frac{4f}{U}, \quad (207)$$

где f – площадь живого сечения канала, м²;

U – омываемый периметр, м.

Поправка C_t для дымовых газов и воздуха вводится только при их нагревании

$$C_t = \left(\frac{T}{T_{\text{ст}}} \right)^{0,5}, \quad (208)$$

где T – температура газов (воздуха), К;

$T_{\text{ст}}$ – температура стенки, К.

При охлаждении газов (воздуха), а также для пара и воды во всех случаях принимается $C_t = 1$.

Для трубчатых и пластинчатых воздухоподогревателей температура стенки принимается равной средней между температурами воздуха и газов.

Поправка C_l вводится в случае прямого входа в трубу без закругления при значении $l/d < 50$ (где l – длина трубы) и определяется по рис. 17.

Поправка C_k вводится только при течении в кольцевых каналах с односторонним обогревом (внутренней или наружной поверхности). При двустороннем обогреве $C_k = 1$.

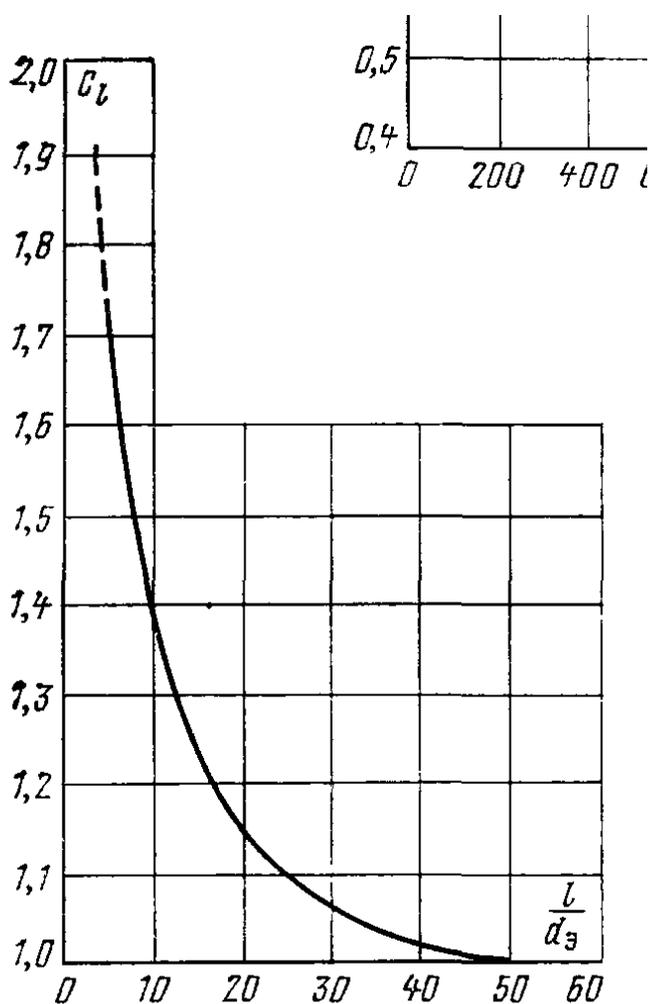


Рис. 17. К определению поправки на относительную длину трубы

10. При расчете фестона, конвективного котельного пучка, пароперегревателя, водяного экономайзера, второй (по ходу воздуха) ступени двухступенчатого воздухоподогревателя определяется степень черноты газового потока

$$a = 1 - e^{k_r p s}, \quad (209)$$

где $k_r p s$ – суммарная оптическая толщина продуктов сгорания;

k_r – коэффициент ослабления лучей газовой фазой продуктов сгорания, $1/(м \cdot МПа)$;

p – давление в газоходе, МПа;

s – эффективная толщина излучающего слоя, м.

Для котлов без наддува и с наддувом $p \leq 0,105$ МПа принимается $p = 0,1$ МПа.

Эффективная толщина излучающего слоя, ограниченного со всех сторон газового объема, на ограждающие поверхности для гладкотрубных пучков, м

$$s = 3,6 \frac{V}{F_{ст}} = 0,9d \left(\frac{4}{\pi} \sigma_1 \sigma_2 - 1 \right), \quad (210)$$

где V – объем излучающего слоя, $м^3$;

$F_{ст}$ – площадь ограждающих поверхностей, $м^2$;

d – наружный диаметр труб поверхности нагрева, м.

Коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания (RO_2, H_2O), $1/(м \cdot МПа)$

$$k_r = k_r^o r_n = \left(\frac{7,8 + 16 r_{H_2O}}{\sqrt{10 p r_n s}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T_r}{1000} \right) r_n, \quad (211)$$

где T_r – абсолютная расчетная температура потока продуктов сгорания, К; остальные обозначения см. формулу (163).

11. При расчете фестона, конвективного котельного пучка, пароперегревателя, водяного экономайзера, второй (по ходу воздуха) ступени двухступенчатого воздухоподогревателя определяется температура загрязненной стенки труб, К

$$T_3 = t + \Delta t_3 + 273, \quad (212)$$

Для фестонов, расположенных на выходе из горизонтального газохода, $\Delta t_3 = 50$ °С. Для одноступенчатых экономайзеров при $\vartheta' > 400$ °С и вторых

ступеней двухступенчатых экономайзеров, котельных пучков котлов малой мощности при сжигании твердых и жидких топлив $\Delta t_3 = 60$ °С. Для одноступенчатых экономайзеров при $g' \leq 400$ °С и первых ступеней двухступенчатых экономайзеров при сжигании твердых и жидких топлив $\Delta t_3 = 25$ °С.

При сжигании газа для всех поверхностей $\Delta t_3 = 25$ °С.

Для вторых по воздуху ступеней воздухоподогревателей температура стенки принимается равной полусумме температур газов и воздуха.

12. При расчете фестона, конвективного котельного пучка, пароперегревателя, водяного экономайзера, второй (по ходу воздуха) ступени двухступенчатого воздухоподогревателя определяется коэффициент теплоотдачи излучением.

Для запыленного потока с учетом излучения золы, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{\text{л}} = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{a_3 + 1}{2} a T_{\text{г}}^3 \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T_{\text{г}}}\right)^4}{1 - \frac{T_3}{T_{\text{г}}}}; \quad (213)$$

При сжигании газа и мазута, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{\text{л}} = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{a_3 + 1}{2} a T_{\text{г}}^3 \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T_{\text{г}}}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_3}{T_{\text{г}}}}, \quad (214)$$

где $5,67 \cdot 10^{-8}$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/(м²·К⁴);

a_3 – степень черноты загрязненных стенок лучевоспринимающих поверхностей; для поверхностей нагрева котлов $a_3 = 0,8$.

13. Определяется суммарный коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания стенкам труб поверхности нагрева, Вт/(м²·К)

$$\alpha_1 = \xi(\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}), \quad (215)$$

где ξ – коэффициент использования поверхности нагрева, учитывающий уменьшение тепловосприятости поверхности нагрева вследствие неравномерного омывания её продуктами сгорания, частичного протекания продуктов сгорания мимо неё и образования застойных зон.

Для поперечно омываемых пучков труб принимается $\xi = 1$, для сложно омываемых пучков – $\xi = 0,95$.

14. При расчете пароперегревателя и воздухоподогревателя определяется коэффициент теплоотдачи от стенки нагреваемому теплоносителю α_2 . Коэффициент теплоотдачи α_2 определяется в зависимости от характера омывания теплоносителем поверхности нагрева и компоновки трубного пучка по формулам (203), (205) или (206).

15. Определяется коэффициент теплопередачи в поверхности нагрева. В конвективных гладкотрубных пучках и фестонах, не получающих прямое излучение из топки, коэффициент теплопередачи определяется по формуле, Вт/(м²·К)

$$k = \frac{\psi \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}, \quad (216)$$

где ψ – коэффициент тепловой эффективности.

Коэффициент тепловой эффективности ψ для всех конвективных гладкотрубных и оребренных поверхностей нагрева при сжигании мазута с малыми избытками воздуха $\alpha_t \leq 1,03$ принимается по табл. 21.

Таблица 21

Значения коэффициента ψ при сжигании мазута

Наименование поверхности нагрева	ψ
Перегреватели, котельные пучки, фестоны, переходные зоны – все с коридорным расположением труб и ширмоконвективные поверхности	0,65
Перегреватели, котельные пучки, фестоны, переходные зоны –	0,60

все с шахматным расположением труб	
Экономайзеры и газоводяные подогреватели – горячие и холодные ступени	0,65
То же при температуре воды на входе 100 °С и ниже	0,45–0,50

При работе котлов с $\alpha_T > 1,03$ значения ψ для всех поверхностей нагрева снижают на 0,05.

При сжигании газа для всех конвективных гладкотрубных и оребренных поверхностей нагрева значения коэффициента тепловой эффективности ψ принимаются по табл. 22.

Таблица 22

Значения коэффициента ψ при сжигании газового топлива

Наименование поверхности нагрева	ψ
Перегреватели, котельные пучки, фестоны, переходные зоны, горячие ступени экономайзеров	0,80
Экономайзеры – холодные ступени и одноступенчатые, газоводяные подогреватели	0,85
Ширмоконвективные поверхности	0,75

Для гладкотрубных экономайзеров и испарительных поверхностей тепловым сопротивлением со стороны нагреваемого теплоносителя пренебрегают, и коэффициент теплопередачи определяется по формуле, Вт/(м²·К)

$$k = \psi \alpha_1 \quad (217)$$

16. По уравнению теплообмена рассчитывается величина тепловосприятости поверхности нагрева, отнесенного к 1 кг (1 м³) топлива, кДж/кг (кДж/м³)

$$Q_T = \frac{kF\Delta t}{B_p} \cdot 10^{-3}, \quad (218)$$

где F – расчетная поверхность нагрева, м²;

B_p – расчетный расход топлива, кг/с (m^3/c).

Расчетный расход топлива при сжигании газа и мазута определяется по формуле (149) или (150), а при сжигании твердого топлива – по формуле (151).

В гладкотрубных конвективных пучках расчетная поверхность принимается равной полной поверхности труб с газовой стороны. Поверхность нагрева рекуперативного воздухоподогревателя (трубчатого, пластинчатого) и воздуховоздушного теплообменника находится как средняя по газовой и воздушной сторонам.

Если полученное из уравнения теплообмена значение тепловосприятия Q_T отличается от определенного по уравнению баланса Q_6 не более, чем на 2 %, расчет поверхности не уточняется. При большем расхождении Q_T и Q_6 принимают новое значение конечной температуры и повторяют расчет.

Если при первом приближении величина Q_T оказалась больше Q_6 , то значение конечной температуры для второго приближения принимается таким, чтобы разница между температурами дымовых газов на входе и на выходе была больше, чем при первом приближении, и наоборот.

Если для второго приближения выбирается значение температуры газов, отличающееся от принятого при первом приближении не более, чем на 50 °С, коэффициент теплопередачи можно не пересчитывать. Следует пересчитать только температурный напор и заново решить уравнения теплового баланса и теплообмена.

Если после второго приближения расхождение Q_T и Q_6 окажется больше указанного предела, искомую температуру находят линейной интерполяцией.

Если найденное интерполяцией значение температуры газов отличается от того, по которому определялся коэффициент теплопередачи, не более, чем на 50 °С, то для завершения расчета необходимо по этой температуре уточнить только тепловосприятие и искомую температуру

тепловоспринимающей среды из уравнения баланса. При большем расхождении необходимо по этой температуре повторить весь расчет.

17. Из уравнения баланса (179) определяется расчетная энтальпия продуктов сгорания на выходе из поверхности I'' и по I - ϑ -таблице определяется расчетное значение температуры продуктов сгорания ϑ'' .

Если температура уходящих газов (полученная при расчете последней поверхности нагрева по ходу дымовых газов) отличается от принятой в начале расчета не более, чем на ± 10 °С, а температура горячего воздуха не более, чем на ± 40 °С, то расчет теплообмена можно считать законченным и найденные температуры окончательными.

С учетом найденного значения температуры уходящих газов уточняется потеря теплоты с уходящими газами, КПД котла и расход топлива. По полученной температуре горячего воздуха и температуре газов на выходе из топки уточняется тепловосприятие поверхностей топки, отнесенное к 1 кг (1 м³) топлива.

Определяется невязка теплового баланса котла, кДж/кг (кДж/м³)

$$\Delta Q = Q_p \eta_k + Q_{\phi} + Q_{в.вн} - (Q_l + Q_k + Q_{пе} + Q_{эк} + Q_{изб}) \left(1 - \frac{q_4}{100}\right), \quad (219)$$

где количество тепла, воспринятое на 1 кг (1 м³) топлива:

Q_l – в топке;

$Q_k, Q_{пе}, Q_{эк}$ – котельными пучками и фестонами, пароперегревателем и экономайзером;

$Q_{изб}$ – избыточным воздухом, кДж/кг (кДж/м³).

В формулу подставляют значения, определенные из уравнений баланса. Величина невязки не должна превышать 0,5 % от Q_p .

Если температуры уходящих газов и (или) воздуха отличаются от принятых в начале расчета более, чем на ± 10 °С и ± 40 °С соответственно, то расчет необходимо повторить. Для этого новые значения температур уходящих газов и горячего воздуха приравнивают к найденным из первого расчета или близким к ним. Если расхождение значений температуры

уходящих газов, принятых при первом и втором приближениях, приводит к изменению расчетного расхода топлива не более, чем на 2 %, коэффициенты теплопередачи поверхностей при втором приближении можно не пересчитывать. Уточняются только температуры, температурные напоры и тепловосприятя.

5. РАСЧЕТ РАССЕЙВАНИЯ ВРЕДНЫХ ПРИМЕСЕЙ И ВЫБОР ВЫСОТЫ ДЫМОВОЙ ТРУБЫ

Расчет рассеивания вредных примесей в атмосфере производится при неблагоприятных метеорологических условиях, а именно при опасной скорости ветра. Под опасной скоростью ветра понимают скорость, при которой концентрация вредных примесей на уровне обитания человека достигает максимальных значений.

В современных производственных и отопительных котельных дымовая труба служит не для создания тяги, а для отвода продуктов сгорания на определенную высоту, при которой обеспечивается рассеивание вредных веществ до допустимых санитарными нормами концентраций в зоне нахождения людей (ПДК).

С целью определения минимальной высоты дымовой трубы предварительно определяются выбросы вредных компонентов с уходящими газами.

Определяется выброс твердых частиц (летучей золы и несгоревшего топлива), г/с

$$M_{\text{т}} = 0,01B \left(a_{\text{ун}} A^{\text{п}} + q_4 \frac{Q_{\text{н}}^{\text{п}}}{32,68} \right) \cdot (1 - \eta_{\text{зу}}), \quad (220)$$

где B – расход топлива, г/с;

$A^{\text{п}}$ – зольность топлива на рабочую массу, %;

q_4 – потери теплоты из-за механической неполноты сгорания топлива, %;

Q_n^p – низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг;

a_{yH} – доля золы, уносимой газами из котла;

η_{zy} – степень улавливания золы в золоуловителе.

Степень улавливания золы в золоуловителе определяется по формуле

$$\eta_{zy} = \frac{C_{вх} - C_{вых}}{C_{вх}}, \quad (221)$$

где $C_{вх}$ и $C_{вых}$ – концентрация золы на входе и выходе золоуловителя.

Определяется выброс оксидов серы (по сернистому ангидриду), г/с

$$M_{SO_2} = 0,02BS^p \left(1 - \eta'_{SO_2}\right) \cdot \left(1 - \eta''_{SO_2}\right) \cdot \left(1 - \eta^c_{SO_2} \frac{n_o}{n_k}\right), \quad (222)$$

где S^p – содержание серы в топливе, %;

η'_{SO_2} – доля оксидов серы, связываемых летучей золой в котле;

η''_{SO_2} – доля оксидов серы, улавливаемых в мокрых золоуловителях (зависит от расхода и общей щелочности орошающей воды, а также от приведенной сернистости топлива);

$\eta^c_{SO_2}$ – доля оксидов серы, улавливаемых в установках сероочистки дымовых газов;

n_o , n_k – длительность работы установки сероочистки и котла соответственно, ч/год.

Определяется выброс оксидов азота. Приведенная ниже формула для расчета выбросов оксидов азота эмпирическая и приемлема для паровых котлов паропроизводительностью более 30 т/ч и водогрейных котлов тепловой производительностью более 35 МВт.

Суммарное количество оксидов азота M_{NO_x} , выбрасываемых в атмосферу с дымовыми газами при сжигании твердого, жидкого или газообразного топлива, вычисляются по формуле, г/с

$$M_{NO_x} = 10^{-3} KB \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \beta_1 (1 - \varepsilon_1 r) \beta_2 \beta_3 \varepsilon_2 \left(1 - \eta_{аз} \frac{n_{аз}}{n_k}\right), \quad (223)$$

где B – расход топлива, г/с;

K – коэффициент, характеризующий выход оксидов азота в зависимости от номинальной и фактической производительности котла, кг/т у.т.;

β_1 – коэффициент, учитывающий влияние на выход оксида азота качества сжигаемого топлива (содержание N^r);

β_2 – коэффициент, учитывающий конструкцию горелок;

β_3 – коэффициент, учитывающий вид шлакоудаления;

ε_1 – коэффициент, характеризующий эффективность воздействия рециркулирующих газов на снижение NO_x в зависимости от условий подачи их в топку;

ε_2 – коэффициент, характеризующий снижение выбросов оксидов азота при подаче части воздуха помимо основных горелок (при двухступенчатом сжигании);

r – степень рециркуляции дымовых газов;

$\eta_{аз}$ – доля оксидов азота, улавливаемых в азотоочистной установке;

$n_{аз}, n_k$ – длительность работы азотоочистной установки и котла, ч/год.

С учетом трансформации монооксида азота в диоксид в атмосферном воздухе доля NO_2 и NO в приземном слое атмосферы составляет, г/с

$$M_{NO_2} = 0,8M_{NO_x}, \quad (224)$$

$$M_{NO} = (1 - 0,8)M_{NO_x} \frac{\mu_{NO}}{\mu_{NO_2}} = 0,13M_{NO_x}, \quad (225)$$

где μ_{NO}, μ_{NO_2} – молекулярные массы NO и NO_2 .

При наличии в дымовых газах диоксида серы и диоксида азота необходимо учитывать их совместное воздействие на атмосферу. В этом случае количество вредных примесей определяется по формуле, г/с

$$M = M_{\text{SO}_2} + 5,88M_{\text{NO}_2} . \quad (226)$$

Высота дымовой трубы определяется из выражения, м

$$H = \sqrt{\frac{AMFm}{\text{ПДК} - c_{\text{ф}}}} \sqrt[3]{\frac{N}{V_{\text{тр}} \Delta T}} , \quad (227)$$

где A – коэффициент, учитывающий условия рассеивания (принимается в зависимости от климатических условий района размещения ТЭС или котельной от 120 до 240);

M – суммарное количество вредных примесей, г/с;

F – коэффициент, учитывающий скорость оседания (для газообразных примесей $F = 1$, для пыли $F = 2$);

m – безразмерный коэффициент, учитывающий условия выхода дымовых газов из устья трубы;

$c_{\text{ф}}$ – фоновая концентрация вредных примесей в атмосфере, мг/м³;

N – число дымовых труб одинаковой высоты;

ΔT – разность между температурой дымовых газов на выходе из трубы и средней температурой воздуха, К;

$V_{\text{тр}}$ – объемный расход дымовых газов через трубу при температуре их в выходном сечении, м³/с.

Диаметр устья трубы, м

$$D_0 = \sqrt{\frac{4V_{\text{тр}}}{\pi N w_0}} , \quad (228)$$

где w_0 – скорость газов в устье, м/с (принимается от 15 до 45 м/с в зависимости от высоты трубы).

Если в дымовых газах имеются вещества, отличающиеся значениями ПДК, высоту трубы принимают по наибольшему значению, определяемому из соотношения (227).

Наилучшее рассеивание вредных веществ в атмосфере достигается при отводе всех дымовых газов котельной или ТЭС через одну трубу.

Конструкция дымовой трубы зависит от высоты, агрессивности

Приложение I	Плотность при н.у., кг/м ³	0,724	0,724	0,723	0,729	0,725	0,725	0,771	0,771	0,807	0,747	0,828	* Сумма высших
--------------	---------------------------------------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------------------

дымовых газов, мощности источника выброса дымовых газов, свойств золы и способа золоулавливания.

При слабоагрессивных и неагрессивных дымовых газах применяются дымовые трубы с коническим газоотводящим стволом и с вентилируемым воздушным зазором или без него. При сжигании сернистых мазутов или углей, образующих агрессивные дымовые газы, целесообразна установка обслуживаемых дымовых труб высотой более 240 м с газоотводящим стволом постоянного сечения из стали или кислотоупорного материала. Трубы с противодавлением в зазоре рекомендуется сооружать высотой 240 м и ниже.

Основное требование, предъявляемое к дымовым трубам, – это их высокая надежность. В течение всего срока эксплуатации (30 – 50 лет) труба должна обеспечивать работу ТЭС или котельной без проведения ремонтов.

№ п/п	Газопровод	Состав газа по объему, %										Низшая теплота сгорания, МДж/м ³
		CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	C ₆ H ₁₄ *	CO ₂	N ₂	H ₂ S		
1	Уренгой-Надым-Пунга-Ухта	98,72	0,12	0,01	<0,01	-	-	0,14	1,00	-	35,50	
2	Уренгой-Ужгород	98,90	0,12	0,01	0,01	-	-	<0,0	0,90	-	35,59	
3	Уренгой-Новопсков	98,90	0,13	0,01	<0,01	-	-	0,08	0,87	-	35,59	
4	Уренгой-Сургут-Челябинск	98,24	0,29	0,20	0,09	0,04	-	0,14	1,00	-	35,80	
5	Надым-Пунга-Н.Ту-ра- Екатеринбург-Челябинск	98,67	0,16	0,08	0,01	-	-	0,08	1,00	-	35,59	
6	Н.Новгород-Иваново-Череповец	98,99	0,25	0,04	0,02	-	-	0,10	0,60	-	35,75	
7	Бухара-Урал	94,24	3,00	0,89	0,39	0,17	0,13	0,28	0,90	-	37,56	
8	Средняя Азия-Центр	94,08	2,80	0,73	0,30	0,07	0,02	1,00	1,00	-	36,76	
9	Саратов-Москва	90,29	2,80	1,10	0,75	0,34	0,20	0,32	4,20	-	37,01	
10	Мострансгаз (кольцо)	96,57	1,40	0,40	0,18	0,07	0,03	0,15	1,20	-	36,30	
11	Оренбург-Александров Гай	86,43	3,90	1,72	0,87	0,30	0,07	0,01	6,70	-	36,80	

Приложение II

Расчетные характеристики жидких топлив

№	Марка топлива	Класс	Рабочая масса топлива, состава, %								Низшая теплота сгорания, МДж/кг
			W_t^p	A^p	S_p^p	S_o^p	C^p	H^p	N^p	O^p	
1	Мазут 40 и 100	низкосернистый	0,15	0,03	0,39	87,33	11,90	0,20*	41,68		
2		малосернистый	0,20	0,03	0,85	86,58	12,04	0,30*	40,53		
3		сернистый	0,49	0,05	1,80	85,71	11,45	0,50*	39,57		
4		высокосернистый	1,00	0,06	2,55	85,04	10,64	0,71*	39,06		

* Для расчетов принимать как кислород

Приложение III

Удельные объемы и энтальпии сухого насыщенного пара и воды на линии насыщения

Давление	Температура	Удельный объем		Удельная энтальпия		Удельная теплота испарения
		υ' , м ³ /кг	υ'' , м ³ /кг	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг	
0,10	99,61	0,0010431	1,6940	417,44	2674,9	2257,5
0,15	111,35	0,0010527	1,1594	467,08	2693,1	2226,0
0,20	120,21	0,0010605	0,88574	504,7	2706,2	2201,6
0,25	127,41	0,0010672	0,71870	535,4	2716,5	2181,2
0,30	133,53	0,0010732	0,60579	561,5	2724,9	2163,4
0,35	138,86	0,0010786	0,52420	584,3	2732,0	2147,7
0,40	143,61	0,0010836	0,46239	604,7	2738,1	2133,3
0,45	147,91	0,0010882	0,41390	623,2	2743,4	2120,2
0,50	151,84	0,0010926	0,37480	640,2	2748,1	2107,9
0,60	158,83	0,0011006	0,31558	670,5	2756,1	2085,6
0,70	164,95	0,0011080	0,27276	697,1	2762,7	2065,6
0,80	170,41	0,0011148	0,24003	721,0	2768,3	2047,3
0,90	175,36	0,0011212	0,21487	742,7	2773,0	2030,3
1,00	179,89	0,0011272	0,19435	762,7	2777,1	2014,4
1,10	184,07	0,0011330	0,17744	781,2	2780,7	1999,5
1,20	187,96	0,0011385	0,16325	798,5	2783,8	1985,3
1,30	191,61	0,0011438	0,15117	814,8	2786,5	1971,7

Продолжение прил. III

Давление	Температура	Удельный объем	Удельная энтальпия	Удельная теплота испарения
----------	-------------	----------------	--------------------	----------------------------

p , МПа	t , °С	ν' , м ³ /кг	ν'' , м ³ /кг	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг	r , кДж/кг
1,40	195,05	0,0011489	0,14077	830,1	2788,9	1958,8
1,50	198,30	0,0011539	0,13170	844,7	2791,0	1946,3
1,60	201,38	0,0011587	0,12373	858,6	2792,9	1934,3
1,70	204,31	0,0011634	0,11667	871,9	2794,5	1922,6
1,80	207,12	0,0011679	0,11036	884,6	2796,0	1911,4
1,90	209,81	0,0011724	0,10470	896,8	2797,3	1900,4
2,00	212,38	0,0011768	0,09958	908,6	2798,4	1889,8
2,10	214,87	0,0011810	0,09493	920,0	2799,4	1879,4
2,20	217,26	0,0011852	0,09070	931,0	2800,2	1869,2
2,30	219,56	0,0011894	0,08681	941,6	2800,9	1859,3
2,40	221,80	0,0011934	0,08324	952,0	2801,5	1849,6
2,50	223,96	0,0011974	0,07995	962,0	2802,0	1840,1
2,60	226,05	0,0012014	0,07690	971,7	2802,5	1830,7
2,70	228,09	0,0012053	0,07407	981,2	2802,8	1821,5
2,80	230,06	0,0012091	0,07143	990,5	2803,0	1812,5
2,90	231,99	0,0012129	0,06897	999,5	2803,2	1803,6
3,00	233,86	0,0012167	0,06666	1008,4	2803,3	1794,9
3,10	235,68	0,0012204	0,06450	1017,0	2803,3	1786,3
3,20	237,46	0,0012241	0,06247	1025,5	2803,2	1777,8
3,30	239,20	0,0012278	0,06056	1033,7	2803,1	1769,4

Продолжение прил. III

Давление	Температура	Удельный объем		Удельная энтальпия		Удельная теплота испарения
		ν' , м ³ /кг	ν'' , м ³ /кг	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг	
p , МПа	t , °С					r , кДж/кг
3,40	240,90	0,0012314	0,05876	1041,8	2803,0	1761,1
3,50	242,56	0,0012350	0,05706	1049,8	2802,7	1753,0
3,60	244,19	0,0012385	0,05545	1057,6	2802,5	1744,9
3,70	245,78	0,0012421	0,05392	1065,2	2802,1	1736,9
3,80	247,33	0,0012456	0,05247	1072,8	2801,8	1729,0
3,90	248,86	0,0012491	0,05109	1080,2	2801,4	1721,2
4,00	250,36	0,0012526	0,04978	1087,4	2800,9	1713,5

Удельные объемы и энтальпии воды

$t, ^\circ\text{C}$	$\upsilon, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\upsilon, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\upsilon, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$
	$p = 0,1 \text{ МПа}$		$p = 0,2 \text{ МПа}$		$p = 0,4 \text{ МПа}$	
0	0,0010002	0,0	0,0010001	0,2	0,0010000	0,4
10	0,0010003	42,1	0,0010003	42,2	0,0010002	42,4
20	0,0010018	84,0	0,0010018	84,1	0,0010017	84,3
30	0,0010044	125,8	0,0010043	125,9	0,0010042	126,1
40	0,0010078	167,6	0,0010078	167,7	0,0010077	167,9
50	0,0010121	209,4	0,0010121	209,5	0,0010120	209,7
60	0,0010171	251,2	0,0010170	251,3	0,0010169	251,5
70	0,0010227	293,1	0,0010227	293,2	0,0010226	293,3
80	0,0010290	335,0	0,0010290	335,1	0,0010289	335,2
90	0,0010359	377,0	0,0010359	377,1	0,0010358	377,2
100	–	–	0,0010434	419,2	0,0010433	419,3
110	–	–	0,0010516	461,4	0,0010514	461,6
120	–	–	0,0010603	503,8	0,0010602	503,9
130	–	–	–	–	0,0010696	546,5
140	–	–	–	–	0,0010797	589,2
	$p = 0,6 \text{ МПа}$		$p = 0,8 \text{ МПа}$		$p = 1,0 \text{ МПа}$	
0	0,0009999	0,6	0,0009998	0,8	0,0009997	1,0
10	0,0010001	42,6	0,0010000	42,8	0,0009999	43,0
20	0,0010016	84,5	0,0010015	84,7	0,0010014	84,9
30	0,0010041	126,3	0,0010041	126,5	0,0010040	126,7

Продолжение прил. IV

$t, ^\circ\text{C}$	$\upsilon, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\upsilon, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\upsilon, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$
	$p = 0,6 \text{ МПа}$		$p = 0,8 \text{ МПа}$		$p = 1,0 \text{ МПа}$	
0	0,0009999	0,6	0,0009998	0,8	0,0009997	1,0
10	0,0010001	42,6	0,0010000	42,8	0,0009999	43,0
20	0,0010016	84,5	0,0010015	84,7	0,0010014	84,9
30	0,0010041	126,3	0,0010041	126,5	0,0010040	126,7
40	0,0010076	168,1	0,0010075	168,2	0,0010074	168,4
50	0,0010119	209,8	0,0010118	210,0	0,0010117	210,2
60	0,0010169	251,6	0,0010168	251,8	0,0010167	252,0
70	0,0010225	293,5	0,0010224	293,6	0,0010223	293,8
80	0,0010288	335,4	0,0010287	335,5	0,0010286	335,7
90	0,0010357	377,4	0,0010356	377,5	0,0010355	377,7
100	0,0010432	419,5	0,0010431	419,6	0,0010430	419,8
110	0,0010513	461,7	0,0010512	461,8	0,0010511	462,0
120	0,0010601	504,1	0,0010600	504,2	0,0010599	504,3
130	0,0010695	546,6	0,0010694	546,7	0,0010693	546,9
140	0,0010796	589,4	0,0010795	589,5	0,0010794	589,6
150	0,0010904	632,3	0,0010903	632,5	0,0010902	632,6
160	–	–	0,0011019	675,7	0,0011017	675,8
170	–	–	0,0011143	719,2	0,0011141	719,3
	$p = 1,5 \text{ МПа}$		$p = 2,0 \text{ МПа}$		$p = 4,0 \text{ МПа}$	
0	0,0009994	1,5	0,0009992	2,0	0,0009982	4,0
10	0,0009996	43,5	0,0009994	44,0	0,0009984	45,9

Продолжение прил. IV

$t, ^\circ\text{C}$	$\upsilon, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\upsilon, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\upsilon, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$
	$p = 1,5 \text{ МПа}$		$p = 2,0 \text{ МПа}$		$p = 4,0 \text{ МПа}$	
20	0,0010012	85,3	0,0010009	85,8	0,0010000	87,7
30	0,0010037	127,1	0,0010035	127,6	0,0010026	129,4
40	0,0010072	168,9	0,0010070	169,3	0,0010061	171,1
50	0,0010115	210,6	0,0010113	211,0	0,0010104	212,8
60	0,0010164	252,4	0,0010162	252,8	0,0010153	254,5
70	0,0010221	294,2	0,0010219	294,6	0,0010209	296,3
80	0,0010284	336,1	0,0010281	336,5	0,0010272	338,1
90	0,0010352	378,1	0,0010350	378,5	0,0010340	380,0
100	0,0010427	420,1	0,0010425	420,5	0,0010415	422,0
110	0,0010509	462,4	0,0010506	462,7	0,0010495	464,2
120	0,0010596	504,7	0,0010593	505,1	0,0010582	506,5
130	0,0010690	547,2	0,0010687	547,6	0,0010675	548,9
140	0,0010790	589,9	0,0010787	590,3	0,0010775	591,6
150	0,0010898	632,9	0,0010895	633,2	0,0010881	634,4
160	0,0011013	676,1	0,0011010	676,4	0,0010996	677,6
170	0,0011137	719,6	0,0011133	719,9	0,0011118	721,0
180	0,0011270	763,4	0,0011265	763,7	0,0011249	764,7
190	0,0011412	807,7	0,0011408	807,9	0,0011389	808,8
200	—	—	0,0011561	852,6	0,0011540	853,4
210	—	—	0,0011726	897,8	0,0011704	898,5
220	—	—	—	—	0,0011881	944,1

Продолжение прил. IV

$t, ^\circ\text{C}$	$\upsilon, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\upsilon, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\upsilon, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$
	$p = 1,5 \text{ МПа}$		$p = 2,0 \text{ МПа}$		$p = 4,0 \text{ МПа}$	
230	–	–	–	–	0,0012073	990,4
240	–	–	–	–	0,0012284	1037,6
250	–	–	–	–	0,0012517	1085,7

Удельные объемы и энтальпии перегретого пара

$t, ^\circ\text{C}$	$\upsilon, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\upsilon, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\upsilon, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$
	$p = 0,1 \text{ МПа}$		$p = 0,2 \text{ МПа}$		$p = 0,4 \text{ МПа}$	
100	1,696	2675,8	–	–	–	–
110	1,745	2696,3	–	–	–	–
120	1,793	2716,6	–	–	–	–
130	1,841	2736,7	0,9104	2727,3	–	–
140	1,889	2756,7	0,9353	2748,3	–	–
150	1,937	2776,6	0,9599	2769,1	0,4709	2752,8
160	1,984	2796,4	0,9843	2789,7	0,4839	2775,2
170	2,031	2816,2	1,0085	2810,1	0,4968	2797,1
180	2,079	2836,0	1,0326	2830,4	0,5094	2818,6
190	2,126	2855,7	1,0566	2850,6	0,5219	2839,9
200	2,172	2875,5	1,0805	2870,8	0,5343	2861,0
210	2,219	2895,2	1,1043	2890,9	0,5467	2881,9
220	2,266	2915,0	1,1281	2911,0	0,5589	2902,7
230	2,313	2934,8	1,1517	2931,1	0,5710	2923,4
240	2,360	2954,7	1,1753	2951,2	0,5831	2944,0
250	2,406	2974,5	1,1989	2971,3	0,5952	2964,6
260	2,453	2994,4	1,2224	2991,4	0,6072	2985,1
270	2,499	3014,4	1,2459	3011,5	0,6192	3005,6
280	2,546	3034,4	1,2694	3031,7	0,6311	3026,1
290	2,592	3054,4	1,2928	3051,9	0,6430	3046,6

Продолжение прил. V

$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$
	$p = 0,1 \text{ МПа}$		$p = 0,2 \text{ МПа}$		$p = 0,4 \text{ МПа}$	
300	2,639	3074,5	1,3162	3072,1	0,6549	3067,1
310	2,685	3094,7	1,3396	3092,4	0,6667	3087,6
320	2,732	3114,9	1,3630	3112,7	0,6786	3108,2
330	2,778	3135,1	1,3863	3133,0	0,6904	3128,8
340	2,825	3155,5	1,4097	3153,4	0,7022	3149,4
350	2,871	3175,8	1,4330	3173,9	0,7139	3170,0
360	2,917	3196,2	1,4563	3194,4	0,7257	3190,7
370	2,964	3216,7	1,4795	3215,0	0,7375	3211,4
380	3,010	3237,3	1,5028	3235,6	0,7492	3232,2
390	3,056	3257,9	1,5261	3256,3	0,7609	3253,0
400	3,103	3278,5	1,5493	3277,0	0,7726	3273,9
410	3,149	3299,3	1,5726	3297,8	0,7843	3294,8
420	3,195	3320,1	1,5958	3318,6	0,7960	3315,7
430	3,242	3340,9	1,6190	3339,5	0,8077	3336,8
440	3,288	3361,8	1,6423	3360,5	0,8194	3357,8
450	3,334	3382,8	1,6655	3381,5	0,8311	3379,0
	$p = 0,6 \text{ МПа}$		$p = 0,8 \text{ МПа}$		$p = 1,0 \text{ МПа}$	
160	0,3167	2759,0	–	–	–	–
170	0,3258	2783,0	–	–	–	–
180	0,3347	2806,0	0,2472	2792,4	0,1944	2777,4
190	0,3435	2828,6	0,2541	2816,5	0,2003	2803,5

Продолжение прил. V

$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$
	$p = 0,6 \text{ МПа}$		$p = 0,8 \text{ МПа}$		$p = 1,0 \text{ МПа}$	
200	0,3521	2850,7	0,2609	2839,8	0,2060	2828,3
210	0,3606	2872,5	0,2675	2862,6	0,2115	2852,2
220	0,3690	2894,0	0,2740	2885,0	0,2170	2875,6
230	0,3774	2915,4	0,2805	2907,1	0,2223	2898,4
240	0,3857	2936,6	0,2869	2928,9	0,2276	2921,0
250	0,3939	2957,7	0,2932	2950,5	0,2327	2943,2
260	0,4021	2978,6	0,2995	2972,0	0,2379	2965,2
270	0,4102	2999,6	0,3057	2993,4	0,2430	2987,0
280	0,4183	3020,4	0,3119	3014,6	0,2480	3008,7
290	0,4264	3041,3	0,3180	3035,8	0,2530	3030,3
300	0,4344	3062,1	0,3242	3056,9	0,2580	3051,7
310	0,4424	3082,9	0,3302	3078,0	0,2629	3073,1
320	0,4504	3103,7	0,3363	3099,1	0,2678	3094,4
330	0,4584	3124,5	0,3424	3120,1	0,2727	3115,7
340	0,4663	3145,3	0,3484	3141,1	0,2776	3136,9
350	0,4743	3166,1	0,3544	3162,2	0,2825	3158,2
360	0,4822	3187,0	0,3604	3183,2	0,2873	3179,4
370	0,4901	3207,8	0,3664	3204,2	0,2922	3200,6
380	0,4980	3228,8	0,3724	3225,3	0,2970	3221,9
390	0,5059	3249,7	0,3783	3246,4	0,3018	3243,1
400	0,5137	3270,7	0,3843	3267,6	0,3066	3264,4

Продолжение прил. V

$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$
	$p = 0,6 \text{ МПа}$		$p = 0,8 \text{ МПа}$		$p = 1,0 \text{ МПа}$	
410	0,5216	3291,8	0,3902	3288,7	0,3114	3285,7
420	0,5294	3312,8	0,3961	3309,9	0,3162	3307,0
430	0,5373	3334,0	0,4021	3331,2	0,3209	3328,4
440	0,5451	3355,1	0,4080	3352,5	0,3257	3349,8
450	0,5530	3376,4	0,4139	3373,8	0,3304	3371,2
	$p = 1,5 \text{ МПа}$		$p = 2,0 \text{ МПа}$		$p = 4,0 \text{ МПа}$	
200	0,1324	2796,0	–	–	–	–
210	0,1366	2823,9	–	–	–	–
220	0,1406	2850,2	0,1022	2821,7	–	–
230	0,1445	2875,5	0,1054	2850,2	–	–
240	0,1483	2900,0	0,1085	2877,2	–	–
250	0,1520	2924,0	0,1115	2903,2	–	–
260	0,1556	2947,5	0,1144	2928,5	0,05178	2837,2
270	0,1592	2970,6	0,1172	2953,1	0,05369	2871,2
280	0,1628	2993,4	0,1200	2977,2	0,05549	2902,9
290	0,1662	3015,9	0,1228	3000,9	0,05721	2932,9
300	0,1697	3038,3	0,1255	3024,3	0,05887	2961,7
310	0,1731	3060,4	0,1282	3047,3	0,06047	2989,4
320	0,1765	3082,5	0,1308	3070,2	0,06202	3016,3
330	0,1799	3104,4	0,1334	3092,8	0,06354	3042,5
340	0,1832	3126,3	0,1360	3115,3	0,06502	3068,1

Продолжение прил. V

$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$
	$p = 1,5 \text{ МПа}$		$p = 2,0 \text{ МПа}$		$p = 4,0 \text{ МПа}$	
350	0,1866	3148,0	0,1386	3137,6	0,06647	3093,3
360	0,1899	3169,8	0,1412	3159,9	0,06790	3118,1
370	0,1932	3191,4	0,1437	3182,1	0,06931	3142,5
380	0,1965	3213,1	0,1462	3204,2	0,07070	3166,7
390	0,1998	3234,7	0,1487	3226,2	0,07207	3190,6
400	0,2030	3256,4	0,1512	3248,2	0,07343	3214,4
410	0,2063	3278,0	0,1537	3270,2	0,07478	3237,9
420	0,2095	3299,6	0,1562	3292,2	0,07611	3261,4
430	0,2127	3321,3	0,1586	3314,1	0,07743	3284,7
440	0,2160	3343,0	0,1611	3336,1	0,07874	3307,9
450	0,2192	3364,7	0,1635	3358,1	0,08004	3331,0

Приложение VI

Рекомендуемые температуры уходящих газов ν_{yx} , $^\circ\text{C}$ (табл.1-3, В.И. Частухин, ст. 8)

Виды топлива	Паропроизводительность агрегата D, т/ч		
	< 10	10÷20	>10
Твердое сухое ($W^п < 1,5$)	140 ÷ 160	130 ÷ 150	120 ÷ 140
Твердое влажное ($W^п = 1,5 \div 5$)	150 ÷ 170	140 ÷ 160	130 ÷ 150
Твердое высоко влажное ($W^п > 5$)	160 ÷ 180	150 ÷ 170	140 ÷ 160
Мазут	160 ÷ 180	140 ÷ 150	130 ÷ 150
Природный газ	150 ÷ 170	130 ÷ 150	120 ÷ 140

➤ $W \div <$

Приложение VII

Рекомендуемые температуры воздуха t_b , °С поступающего в топку (табл.1-3, В.И. Частухин, ст. 9)

Тип топки и виды топлива		Паропроизводительность агрегата D,		
		т/ч		
		< 10	10÷20	>20
Слоевые топки				
1	Тощие угли и антрацит	25 ÷30	100 ÷150	150 ÷200
2	Каменные угли и бурые угли марки Б2 и Б3	25 ÷30	150 ÷200	150 ÷200
3	Бурые угли марки Б1	100 ÷150	150 ÷200	150 ÷200
4	Торф и древесные отходы	200 ÷210	200 ÷250	200 ÷250
Камерные топки с твердым шлакоудалением				
5	Антрациты и тощие угли	–	–	350 ÷400
6	Каменные угли маловлажные ($W^п < 1,5$)	–	–	250 ÷300
7	Каменные и бурые угли марки влажные ($W^п = 1,5 ÷ 5$)	–	–	300 ÷350
8	Высоко влажные бурые угли ($W^п > 5$)	–	–	350 ÷400
9	Фрезерный торф	200 ÷210	250 ÷300	380 ÷420
Камерные топки с жидким шлакоудалением независимо от вида сжигаемого топлива		–	–	380 ÷420
Газомазутные топки				
10	Природный газ и мазут	25 ÷30	100 ÷115	200 ÷300
11	Доменный газ	25 ÷30	150 ÷200	250 ÷300

Принятые обозначения

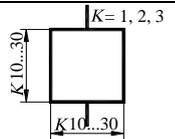
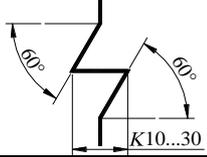
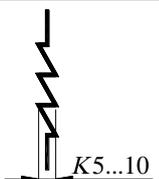
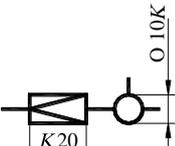
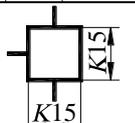
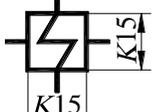
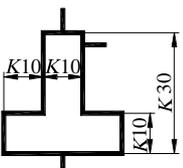
ϑ_a	- теоретическая температура горения топлива, °С
α	- коэффициент избытка воздуха
I_b	- энтальпия теоретического объема воздуха и продуктов сгорания отнесенная к 1 кг, или 1 м ³ сжигаемого топлива при температуре ϑ °С (кДж/кг, кДж/м ³)
V^0	- теоретический необходимый объем воздуха при $\alpha = 1$ (м ³ /кг, м ³ /м ³)
V_{RO_2}	- теоретический объем продуктов сгорания трехатомных газов
$V_{N_2}^0$	- объем двухатомных газов (равен теоретическому объему азота)
$V_{H_2O}^0$	- объем водяных паров
V_{R_2}	- объем двухатомных газов
$(c\vartheta)_B$	Энтальпия 1 м ³ влажного воздуха
$(c\vartheta)_{CO_2}$	Энтальпия 1 м ³ углекислого газа
$(c\vartheta)_{N_2}$	Энтальпия 1 м ³ азота
$(c\vartheta)_{H_2O}$	Энтальпия 1 м ³ водяных паров
$G_{ох}$	массовый расход, охлаждаемого теплоносителя
G_H	массовый расход, нагреваемого теплоносителя
$c_{ох}$	средняя удельная теплоемкость, охлаждаемого теплоносителя, кДж/(кг·°С);
c_H	средняя удельная теплоемкость, нагреваемого теплоносителя кДж/(кг·°С);
$t_{ох}^H, t_{ох}^K$	соответственно, начальная и конечная температуры охлаждаемого теплоносителя
η	КПД теплообменника

ϑ_a

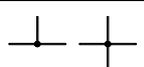
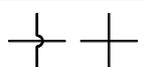
**Теплофизические свойства газов, входящих в состав
газообразного топлива**

Наименование газа	Обозначение	Плотность ρ , кг/м ³	Теплота сгорания низшая Q_H^p , МДж/м ³
Метан	CH ₄	0,717	35,88
Этан	C ₂ H ₆	1,355	64,36
Пропан	C ₃ H ₈	2,009	93,18
Бутан	C ₄ H ₁₀	2,697	123,15
Пентан	C ₅ H ₁₂	3,454	156,63
Гексан	C ₆ H ₁₄	3,848	173,17
Гептан	C ₇ H ₁₆	4,474	200,55
Этилен	C ₂ H ₄	1,251	59,06
Пропилен	C ₃ H ₆	1,877	86,00
Бутилен	C ₄ H ₈	2,503	113,51
Бензол	C ₆ H ₆	3,485	140,38
Азот	N ₂	1,250	–
Водород	H ₂	0,090	10,79
Диоксид углерода	CO ₂	1,977	–
Оксид углерода	CO	1,250	12,64
Кислород	O ₂	1,428	–
Сероводород	H ₂ S	1,536	23,37

**Условные обозначения теплоэнергетического оборудования,
гидравлических и пневматических машин и аппаратов**

Наименование	Буквенное обозначение	Графическое обозначение
Котел паровой (водогрейный)	КП (КВ)	
Пароперегреватель	ПП	
Экономайзер	Э	
Редукционно-охлаждающая установка	РОУ	
Теплообменник смешивающий	ТО	
Подогреватель поверхностный	П	
Деаэратор (рабочее давление деаэратора проставляется в контурах бака)	ДЭ	
Потребитель тепловой энергии	ПТ	
Насос	Н	
Компрессор	К	
Термометр	Т	
Манометр	МН	

Условные графические обозначения элементов трубопроводов

Наименование	Условное графическое изображение
Трубопровод: линия всасывания, напора, слива линия управления, дренажа, отвода конденсата	
Соединение трубопроводов, линий связи	
Пересечение трубопроводов без соединения	
Сифон (гидрозатвор)	
Компенсатор (общее обозначение)	

Условные графические обозначения арматуры трубопроводной

Наименование	Буквенное обозначение	Графическое обозначение
Клапан запорный: проходной угловой трехходовой	КЗ КУ КТ	
Клапан регулирующий	КР	
Клапан обратный (движение рабочей среды от белого треугольника к черному)	КО	
Клапан предохранительный	КН	
Клапан дроссельный	КД	
Клапан редукционный (вершина треугольника)	КЦ	

направлена в сторону повышенного давления)		
Задвижка	ЗД	⌘

Приложение XIII

Индексы инженерных сетей

Наименование	Условное обозначение
Паропровод при давлении свыше 1,3 МПа	Т 99
Паропровод при давлении до 1,3 МПа	Т 97
Паропровод при давлении до 0,05 МПа	Т 98
Паропровод при давлении до 0,1 МПа	Т 97
Паропровод при давлении до 0,2 МПа	Т 96
Паропровод при давлении до 0,3 МПа	Т 95
Паропровод при давлении до 0,4 МПа	Т 94
Паропровод при давлении до 0,5 МПа	Т 93
Паропровод при давлении до 0,6 МПа	Т 92
Паропровод при давлении до 0,7 МПа	Т 91
Конденсатопровод общего назначения	Т 8
Конденсатопровод напорный	Т 8Н
Водопровод производственный	В 3
Водопровод умягченной воды	В 6
Трубопровод питательной воды на всас насосов	В 29
Трубопровод питательной воды напорной	В 29Н
Трубопровод подпиточной воды	В 30
Трубопровод периодической продувки котлов	В 31
Трубопровод непрерывной продувки котлов	В 32
Трубопровод сливов и дренажей	К 13
Трубопровод выпара деаэратора и подогревателей	Е 0
Трубопровод горячей воды для отопления и вентиляции подающий	Т 1
Трубопровод горячей воды для отопления и вентиляции обратный	Т 2
Трубопровод горячей воды для горячего водоснабжения подающий	Т 3
Трубопровод горячей воды для горячего водоснабжения циркуляционный	Т 4
Трубопровод горячей воды для технологических процессов подающий	Т 5
Трубопровод горячей воды для технологических процессов обратный	Т 6

Трубопровод горячей воды для кондиционирования воздуха подающий	T 15
Трубопровод горячей воды для кондиционирования воздуха обратный	T 25

Литература

1. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод); под ред. С.И. Мочана. – 3-е изд. – Л.: Энергия, 1977. – 256 с.
2. Брюханов, О.Н. Газифицированные котельные агрегаты: учебник / О.Н. Брюханов, В.А. Кузнецов. – М.: ИНФРА-М, 2007. – 392 с. – (Среднее профессиональное образование).
3. Бузников, Е.Ф. Производственные и отопительные котельные / Е.Ф. Бузников, К.Ф. Роддатис, Э.Я. Берзиньш. – М.: Энергия, 1974.
4. Быстрицкий, Г.Ф. Основы энергетики: учебник / Г.Ф. Быстрицкий. – М.: ИНФРА-М, 2006. – 278 с. – (Высшее образование).
5. Жихар, Г.И. Тепловые электрические станции: укрупненный расчет котла, выбор тягодутьевых машин, охрана окружающей среды: учеб. пособие / Г.И. Жихар, Н.Б. Карницкий, И.И. Стриха; под ред. Н.Б. Карницкого. – Мн.: УП «Технопринт», 2004. – 380 с.
6. Ионин А.А. Газоснабжение: учебник для вузов / А.А. Ионин. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1981. – 415 с.
7. Кострикин, Ю.М. Водоподготовка и водный режим энергообъектов низкого и среднего давления: Справочник / Ю.М. Кострикин, Н.А. Мещерский, О.В. Коровина. – М.: Энергоатомиздат, 1990.-254 с.
8. Котлы малой и средней мощности и топочные устройства: отраслевой каталог. – М.: НИИ Эинформэнергомаш, 1983. – 227 с.
9. Кущев, Л.А. Комплексное проектирование теплогенерирующей установки: учеб. пособие / Л.А. Кущев. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2005 – 140 с.
10. Кязимов, К.Г. Справочник работника газового хозяйства: справ. пособие / К.Г. Кязимов. – М.: Высш. шк., 2006. – 278 с.
11. Лебедев, В.И. Расчет и проектирование теплогенерирующих установок систем теплоснабжения: учеб. пособие для вузов / В.И. Лебедев, Б.А. Пермяков, П.А. Хаванов. – М.: Стройиздат, 1992. – 360 с.

12. Либерман, Н.Б. Справочник по проектированию котельных установок систем централизованного теплоснабжения: (Общие вопросы проектирования и основное оборудование) / Н.Б. Либерман, М.Т. Нянковская. – М.: Энергия, 1979. – 224 с.
13. Липов, Ю.М. Компоновка и тепловой расчет парогенератора: учеб. пособие для вузов / Ю.М. Липов, Ю.Ф. Самойлов, З.Г. Модель. – М.: Энергия, 1975. – 176 с.
14. Павлов, И.И. Котельные установки и тепловые сети: учеб. для техникумов / И.И. Павлов, М.Н. Федоров. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1986. – 232 с.
15. Паровые и водогрейные котлы. – СПб.: Изд-во «Деан», 2000. – 192 с.
16. Паровые и водогрейные котлы для промышленной и коммунальной энергетики: отраслевой каталог. – М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1996. – 44 с.
17. Повышение экологической безопасности тепловых электростанций: учеб. пособие / А.И. Абрамов, Д.П. Елизаров, А.Н. Ремезов и др.; под ред. А.С. Седлова. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 378 с.
18. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник / Под общ. ред. чл.-корр. РАН А.В. Клименко и проф. В.М. Зорина. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2004. – 632 с. (Теплоэнергетика и теплотехника; Кн. 4.)
19. Резников, М.И. Паровые котлы тепловых электростанций: учебник для вузов / М.И. Резников, Ю.М. Липов. – М.: Энергоиздат, 1981. – 240 с.
20. Родионов, А.И. Защита биосферы от промышленных выбросов. Основы проектирования технологических процессов / А.И. Родионов, Ю.П. Кузнецов, Г.С. Соловьев. – М.: Химия, КолосС, 2005. – 392 с. – (Учебники и учеб. пособия для студентов высш. учеб. заведений).

21. Сидельковский, Л.Н. Парогенераторы промышленных предприятий: учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Промышленная теплоэнергетика» / Л.Н. Сидельковский, В.Н. Юренев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1978. – 336 с.
22. СНИП II-35-76 Котельные установки. – М.: Стройиздат, 1977. – 49 с.
23. Соколов, Б.А. Котельные установки и их эксплуатация: учебник для нач. проф. образования / Б.А. Соколов. – М.: Издательский центр «Академия», 2005. – 432 с.
24. Стерман, Л.С. Тепловые и атомные электрические станции: учебник для вузов / Л.С. Стерман, В.М. Лавыгин, С.Г. Тишин. – 3-е изд., перераб. – М.: Издательство МЭИ, 2004. – 424 с.
25. Столпнер, Е.Б. Справочное пособие для персонала газифицированных котельных / Е.Б. Столпнер, З.Ф. Панюшева. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Недра, 1990. – 397 с.
26. Тарасюк, В.М. Эксплуатация котлов: практ. пособие для оператора котельной / В.М. Тарасюк; под ред. Б.А. Соколова. – М.: Изд-во НЦ ЭНАС, 2003. – 272 с. – (Книжная полка специалиста).
27. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: справочник / Под общ. ред. чл.-корр. РАН А.В. Клименко и проф. В.М. Зорина. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 564 с. (Теплоэнергетика и теплотехника; Кн. 2).
28. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). – 2-е изд. – СПб.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1998. – 257 с.
29. Тепловые и атомные электростанции: справочник / Под общ. ред. чл.-корр. РАН А.В. Клименко и проф. В.М. Зорина. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2003. – 648 с. – (Теплоэнергетика и теплотехника; Кн. 3).

30. Теплотехника: учебник для вузов / А.М. Архаров, И.А. Архаров, В.Н. Афанасьев и др.; Под общ. ред. А.М. Архарова, В.Н. Афанасьева. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 712 с.
31. Теплоэнергетика и теплотехника: Общие вопросы: справочник / Под общ. ред. чл.-корр. РАН А.В. Клименко и проф. В.М. Зорина. – 3-е изд., перераб. – М.: Изд-во МЭИ, 1999. – 528 с. – (Теплоэнергетика и теплотехника; Кн. 1).
32. Теплоэнергетические установки: сборник нормативных документов. – М.: Изд-во НЦ ЭНАС, 2006. – 384 с. – (Нормативная база).
33. Чепель, В.М. Сжигание газов в топках котлов и печей и обслуживание газового хозяйства предприятий / В.М. Чепель, И.А. Шур. – 6-е изд., испр. и доп. – Л.: Недра, 1969. – 480 с.
34. Эстеркин, Р.И. Котельные установки. Курсовое и дипломное проектирование: учебное пособие для техникумов / Р.И. Эстеркин. – Л.: Энергоатомиздат, 1989. – 280 с.
35. Эстеркин, Р.И. Промышленные котельные установки: учебник для техникумов / Р.И. Эстеркин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Энергоатомиздат, Ленингр. отд-ние, 1985. – 400 с.
36. Эстеркин, Р.И. Эксплуатация, наладка и испытание теплотехнического оборудования промышленных предприятий: учебник для техникумов / Р.И. Эстеркин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Энергоатомиздат, 1984. – 288 с.
37. **Г93** Теплогенерирующие установки. Часть 1: учебное пособие / А.В. Губарев, Ю.В. Васильченко; Под общ. ред. Ю.В. Васильченко. – Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2008. – 162 с.