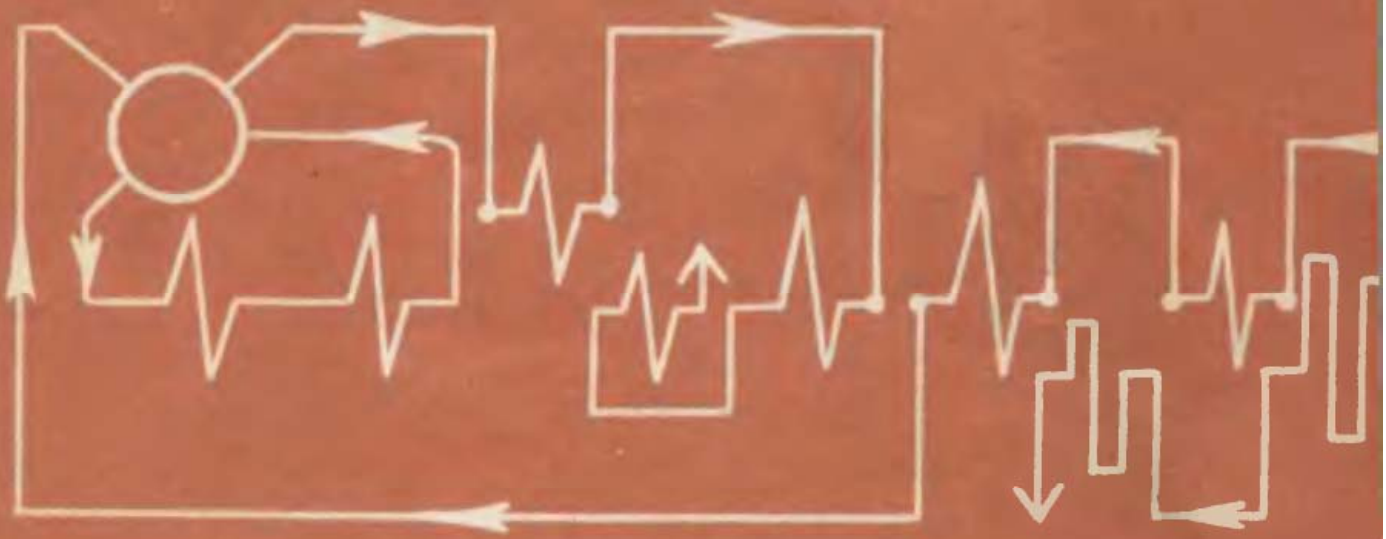
Библиотека СОК

А.Н. Безгрешнов
Ю.М. Липов
Б.М. Шлейфер

РАСЧЕТ ПАРОВЫХ КОТЛОВ в примерах и задачах

Для студентов вузов



А.Н. Безгрешнов
Ю.М.Липов
Б.М.Шлейфер

РАСЧЕТ ПАРОВЫХ КОТЛОВ в примерах и задачах

Под общей редакцией
Ю.М. ЛИПОВА

Допущено Государственным комитетом СССР по народному образованию в качестве учебного пособия для студентов вузов, обучающихся по специальности «Тепловые электрические станции»

МОСКВА
ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ
1991

ББК 31.361
Б39
УДК 621.181.001.24(075.8)

Рецензенты: Киевский политехнический институт
и Б. П. Афанасьев

Безгрешнов А. Н. и др.

Б39 Расчет паровых котлов в примерах и задачах: Учеб. пособие для вузов/А. Н. Безгрешнов, Ю. М. Липов, Б. М. Шлейфер; Под общ. ред. Ю. М. Липова.—М.: Энергоатомиздат, 1991.—240 с.: ил.

ISBN 5-283-00200-4

На основе примеров, взятых из практики проектирования паровых котлов ПО «Красный котельщик», рассмотрено влияние различных факторов на процессы теплообмена в топке и поверхностях нагрева. Приведены алгоритмы расчета характеристик топлива и др.

Для студентов теплотехнических и энергомашиностроительных специальностей вузов.

Б $\frac{2203050000\text{-}007}{051(01)\text{-}91}$ 146-91 **ББК 31.361**

Учебное издание

БЕЗГРЕШНОВ Александр Николаевич,
ЛИПОВ Юрий Михайлович,
ШЛЕЙФЕР Бенчик Майорович

РАСЧЕТ ПАРОВЫХ КОТЛОВ В ПРИМЕРАХ И ЗАДАЧАХ

Заведующая редакцией И. В. Волобуева
Редактор издательства Т. И. Мушинска
Художественные редакторы: В. А. Гозак-Хозак, Г. И. Панфилова
Технический редактор Н. В. Чиранова
Корректор Г. А. Полонская
ИБ № 2729

Сдано в набор 31.01.91. Подписано в печать 29.04.91. Формат 60×88 1/16. Бумага офсетная № 2. Гарнитура Таймс. Печать офсетная. Усл. печ. л. 14,7. Усл. кр.-отт. 15,06. Уч.-изд. л. 15,46. Тираж 10 000 экз. Заказ 2065. Цена 60 к.

Энергоатомиздат. 113114 Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени МПО «Первая Образцовая типография» Государственного комитета СССР по печати. 113054, Москва, М-54, Валовая, 28

ISBN 5-283-00200-4

© Авторы, 1991

ПРЕДИСЛОВИЕ

В соответствии с квалификационными характеристиками выпускники энергетических специальностей должны не только понимать физику процессов, происходящих при работе оборудования ТЭС и АЭС, но и уметь применять теоретические знания для решения практических задач как при конструировании, так и при наладке теплотехнического оборудования.

Существующие в настоящее время учебники и учебные пособия по паровым котлам содержат в основном теоретический и описательный материал и слабо способствуют привитию практических навыков выполнения расчетов. При выполнении курсового проекта тоже, как правило, не ставится задача детально проанализировать влияние различных факторов на результат расчета, проследить степень изменения конструкции в зависимости от особенностей характеристик сжигаемых топлив.

Известно, что наиболее глубокое понимание любого явления достигается изучением влияния на него различных факторов путем разбора конкретных примеров. В предлагаемом учебном пособии использован именно этот метод обучения. Примеры и задачи подобраны таким образом, чтобы на конкретных расчетах проследить влияние различных факторов на рассматриваемый показатель. При этом учтены часто встречающиеся при реальном проектировании ситуации на основе опыта ПО «Красный котельщик».

В учебное пособие включены примеры и задачи по разделам: характеристики топлива и объемы продуктов сгорания, тепловые и конструктивные расчеты топочных камер, полурадиационных и конвективных змеевиковых поверхностей, регенеративных и трубчатых воздухоподогревателей, расчеты возможных размеров выброса вредных газовых компонентов в разных условиях эксплуатации.

В учебном пособии отсутствуют материалы по расчету гидродинамики, тепловых схем котлов, аэродинамики топок и газоходов, прочности металла. Причиной этого является ограниченный объем пособия. Авторы располагают такими

материалами и при положительной оценке данной книги готовы издать в последующем вторую часть пособия в виде примеров и задач по внутрикотловым процессам.

Материал учебного пособия построен таким образом, что в начале каждого раздела в сжатом виде приводится нормативная методика расчета. Далее следует несколько примеров, конкретно раскрывающих влияние различных факторов на результат или содержащих вариантные тепловые и конструктивные расчеты. Кроме усвоения приведенных зависимостей читатель имеет возможность на данных примерах ознакомиться с самой методикой расчета, приобрести навыки самостоятельного расчета. Это особенно важно при расчете сложных в тепловом отношении видов конструкций, например разреженных ширм, находящихся в топочном объеме, или змеевиковых частично оребренных (мембранных) поверхностей.

При решении задач принята следующая точность расчета величин: величины, имеющие большие численные значения (энтальпии, температуры газов и рабочей среды, объемы и поверхность стен топки и др.), ограничиваются одним знаком после запятой, удельные объемы — двумя знаками после запятой, величины, имеющие малые значения,— тремя значащими цифрами.

Издание книги подобного типа с несколько другим построением и содержанием было осуществлено в 1951 г. При составлении пособия авторами использован опыт длительного преподавания в Новочеркасском политехническом и Московском энергетическом институтах, а также опыт проектирования паровых котлов в ПО «Красный котельщик».

Замечания и пожелания просьба направлять по адресу: 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10, Энергоатомиздат.

Авторы

Глава первая

РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ТОПЛИВ

1.1. СОСТАВ ТОПЛИВА

Основные зависимости и расчетные формулы. Пересчет элементного состава одной массы топлива на другую производится при помощи коэффициентов, приведенных в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Заданная масса топлива	Искомая масса топлива		
	рабочая	сухая	горючая
Рабочая	1	$\frac{100}{100-W^{р}}$	$\frac{100}{100-W^{р}-A^{р}}$
Сухая	$\frac{100-W^{р}}{100}$	1	$\frac{100}{100-A^{с}}$
Горючая	$\frac{100-W^{р}-A^{р}}{100}$	$\frac{100-A^{с}}{100}$	1

Если топливо (сланцы) содержит большое количество карбонатов (более 2%), то коэффициент пересчета принимается с учетом разложения карбонатов. В этом случае за горючую массу принимают

$$Г = 100 - W^{р} - A_{испр} - (CO_2)_к, \qquad (1.1)$$

где $(CO_2)_к$ — содержание углекислоты карбонатов, %; $A_{испр}$ — зольность топлива за вычетом сульфатов, образовавшихся при разложении карбонатов с поправкой на сгорание колчеданной серы:

$$A_{испр} = A^{р} - A_с\left(1 - \frac{W^{р}}{100}\right). \qquad (1.2)$$

Поправку $A_с$ принимают равной для эстонских и гдовских сланцев 2,0; кашпирских 4,1.

Пересчет элементного состава рабочей массы топлива с влажностью $W_1^р$ на массу с влажностью $W_2^р$ производится умножением исходных составляющих на множитель $\frac{100-W_2^р}{100-W_1^р}$. То же самое имеет место при изменении зольности топлива A_1 до A_2: $\frac{100-A_2}{100-A_1}$.

ПРИМЕРЫ

Пример 1.1. При лабораторных исследованиях был получен элементный состав кузнецкого угля марки СС на горючую массу: $C^г=84{,}0\%$; $H^г=4{,}5\%$; $N^г=2{,}0\%$; $O^г=9\%$; $S^г=0{,}5\%$. Влажность и зольность на рабочую массу равны $W^р=12{,}0\%$ и $A^р=11{,}4\%$. Определить элементный состав на рабочую массу топлива.

Решение. Для пересчета с горючей массы на рабочую используем коэффициент пересчета

$$K=\frac{100-W^р-A^р}{100}=\frac{100-12{,}0-11{,}4}{100}=0{,}766.$$

Тогда:

$$C^р=C^гK=84{,}0\cdot 0{,}766=64{,}34\%;$$
$$H^р=H^гK=4{,}5\cdot 0{,}766=3{,}45\%;$$
$$N^р=N^гK=2{,}0\cdot 0{,}766=1{,}53\%;$$
$$O^р=O^гK=9{,}0\cdot 0{,}766=6{,}90\%;$$
$$S^р=S^гK=0{,}5\cdot 0{,}766=0{,}38\%.$$

Проверка: Суммарный элементный состав топлива на рабочую массу

$$64{,}34+3{,}45+1{,}53+6{,}90+0{,}38+12{,}0+11{,}40=100\%.$$

Пример 1.2. Задан следующий элементный состав на горючую массу кузнецкого угля марки СС ухудшенного состава: $C^г=80{,}2\%$; $H^г=3{,}3\%$; $N^г=2{,}1\%$; $O^г=14\%$; $S^г=0{,}4\%$. Известно, что зольность сухой массы $A^с=22{,}12\%$. Определить элементный состав топлива на рабочую массу при $W^р=15{,}0\%$.

Решение. В соответствии с табл. 1.1 коэффициент пересчета масс имеет вид $\frac{100-W^р-A^р}{100}$. Для его использования пересчитаем зольность с сухой массы на рабочую:

$$A^р=A^с\frac{100-W^р}{100}=22{,}12\ \frac{100-15{,}0}{100}=18{,}80\%.$$

Тогда

$$K=\frac{100-W^р-A^р}{100}=\frac{100-15{,}0-18{,}8}{100}=0{,}662.$$

Определяем элементный состав на рабочую массу:

$$C^{р} = C^{г}K = 80{,}2 \cdot 0{,}662 = 53{,}09\%;$$
$$O^{р} = O^{г}K = 14{,}0 \cdot 0{,}662 = 9{,}27\%;$$
$$H^{р} = H^{г}K = 3{,}3 \cdot 0{,}662 = 2{,}18\%;$$
$$N^{р} = N^{г}K = 2{,}1 \cdot 0{,}662 = 1{,}39\%;$$
$$S^{р} = S^{г}K = 0{,}4 \cdot 0{,}662 = 0{,}27\%.$$

Проверяем полный элементный состав рабочей массы $C^{р} + H^{р} + O^{р} + N^{р} + S^{р} + A^{р} + W^{р} = 53{,}09 + 2{,}18 + 9{,}27 + 1{,}39 + 0{,}27 + 18{,}8 + 15{,}0 = 100\%$.

ЗАДАЧИ

Задача 1.1. Сушка березовского угля с составом рабочей массы: $W^{р} = 33\%$; $A^{р} = 4{,}7\%$; $S^{р} = 0{,}2\%$; $C^{р} = 44{,}3\%$; $H^{р} = 3{,}0\%$; $N^{р} = 0{,}4\%$; $O^{р} = 14{,}4\%$ производится при разомкнутой схеме. Определить состав рабочей массы подсушенного до $W^{р} = 10{,}0\%$ топлива.

Задача 1.2. Содержание углерода в рабочей массе экибастузского угля составляет $C^{р} = 43{,}4\%$ при $W^{р} = 7\%$ и $A^{р} = 38{,}1\%$. Определить содержание углерода в сухой массе при увеличении рабочей зольности топлива до $A^{р} = 45{,}0\%$.

Задача 1.3. Определить состав горючей массы нерюнгринского угля, если известен состав рабочей массы: $W^{р} = 9{,}5\%$; $A^{р} = 12{,}7\%$; $S^{р} = 0{,}2\%$; $C^{р} = 66{,}1\%$; $H^{р} = 3{,}3\%$; $N^{р} = 0{,}7\%$; $O^{р} = 7{,}5\%$.

Задача 1.4. Определить рабочий состав эстонских сланцев, если известен элементный состав горючей массы: $S^{г} = 5{,}25\%$; $C^{г} = 72{,}13\%$; $H^{г} = 10{,}16\%$; $N^{г} = 0{,}33\%$; $O^{г} = 12{,}13\%$. Рабочая масса имеет: $W^{р} = 13{,}0\%$; $(CO_2)^{р}_{к} = 16{,}5\%$; $A^{р} = 40{,}0\%$.

1.2. ТЕПЛОТА СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

Низшая и высшая теплота сгорания, кДж/кг, связаны зависимостью

$$Q_{н} = Q_{в} - 25{,}1(9H + W). \qquad (1.3)$$

Пересчет теплот сгорания топлива:

$$Q^{р}_{н} = Q^{р}_{в} - 25{,}1(9H^{р} + W^{р}); \qquad (1.4)$$
$$Q^{с}_{н} = Q^{с}_{в} - 226\ H^{с}; \qquad (1.5)$$
$$Q^{г}_{н} = Q^{г}_{в} - 226\ H^{г}; \qquad (1.6)$$
$$Q^{р}_{н} = Q^{с}_{н}\frac{100 - W^{р}}{100} - 25{,}1W^{р}; \qquad (1.7)$$
$$Q^{р}_{н} = Q^{г}_{н}\frac{100 - W^{р} - A^{р}}{100} - 25{,}1W^{р}. \qquad (1.8)$$

Здесь индексы «р», «с», «г» относятся к рабочей, сухой и горючей массам топлива.

При изменении влажности от $W_1^р$ до $W_2^р$ и зольности от $A_1^р$ до $A_2^р$ топлива для определения теплоты сгорания используются зависимости:

$$Q_{н2}^р = (Q_{н1}^р + 25{,}1\,W_1^р)\frac{100 - W_2^р}{100 - W_1^р} - 25{,}1W_2^р; \qquad (1.9)$$

$$Q_{н2}^р = Q_{н1}^р \frac{100 - A_2^р}{100 - A_1^р}. \qquad (1.10)$$

При одновременном изменении влажности и зольности

$$Q_{н2}^р = (Q_{н1}^р + 25{,}1W_1^р)\frac{100 - W_2^р - A_2^р}{100 - W_1^р - A_1^р} - 25{,}1W_2^р. \qquad (1.11)$$

Для приближенных расчетов, а также для проверки элементного состава топлива (если задана $Q_н^р$) низшую теплоту сгорания, кДж/кг, определяют по формуле Менделеева:

$$Q_н^р = 339C^р + 1030H^р - 109(O^р - S^р) - 25{,}1W^р; \qquad (1.12)$$

$$Q_н^г = 339C^г + 1030H^г - 109(O^г - S^г). \qquad (1.13)$$

Расхождение полученной $Q_н^г$ с величиной, полученной в калориметрической бомбе, не должно превышать ± 628 кДж/кг для топлив с зольностью менее 25% и ± 837 кДж/кг — для других топлив.

Теплота сгорания газообразного топлива принимается по данным калориметрического анализа. При отсутствии таких данных теплота сгорания 1 м^3 газа при нормальных условиях подсчитывается по формуле

$$Q_н^с = 0{,}01\left[Q_{H_2S}H_2S + Q_{CO}CO + Q_{H_2}H_2 + \sum(Q_{C_mH_n}C_mH_n)\right], \qquad (1.14)$$

где Q_{H_2S}, Q_{CO} и т. д. — теплота сгорания отдельных составляющих, входящих в состав газообразного топлива, кДж/м^3; последние должны приниматься по [1] либо по теплотехническим справочникам.

При сжигании смеси двух твердых или жидких топлив, заданных массовыми долями (g' — массовая доля одного из топлив в смеси), теплота сгорания 1 кг смеси подсчитывается по формуле

$$Q_н^р = Q_н^{р'}g' + Q_н^{р''}(1 - g'). \qquad (1.15)$$

Если же смесь задана в долях по тепловыделению каждого топлива (q' — доля одного из топлив), то для перехода к массовым долям используется зависимость

$$g' = \frac{q'Q_н^{р''}}{q'Q_н^{р''} + (1 - q')Q_н^{р'}}. \qquad (1.16)$$

При сжигании смеси твердого или жидкого топлива с газообразным расчет ведется на 1 кг твердого или жидкого

топлива с учетом количества газа x м^3, приходящегося на 1 кг твердого или жидкого топлива:

$$Q_н^р = Q_н^{р'} + xQ_н^{р''}. \quad (1.17)$$

Если смесь задана в долях тепловыделения q', то количество газа, м^3, приходящегося на 1 кг твердого или жидкого топлива, может быть найдено по зависимости

$$x = \frac{1-q'}{q'} \frac{Q_н^{р'}}{Q_н^{р''}}. \quad (1.18)$$

На основе (1.17) и (1.18) теплоту сгорания смеси можно получить, зная исходные данные по основному топливу $Q_н^{р'}$ и q':

$$Q_н^р = Q_н^{р'} \frac{1}{q'}. \quad (1.19)$$

ПРИМЕРЫ

Пример 1.3. Для кузнецкого угля (элементный состав — см. пример 1.1) определить $Q_н^с$, $Q_н^г$, $Q_в^р$, если низшая теплота сгорания рабочей массы равна $Q_н^р = 23\,990$ кДж/кг.

Решение.

$$Q_в^р = Q_н^р + 25{,}1(W^р + 9H^р) = 23\,990 + 25{,}1(12{,}0 + 9 \cdot 3{,}45) = 25\,071 \text{ кДж/кг};$$

$$Q_н^с = (Q_н^р + 25{,}1W^р)\frac{100}{100 - W^р} - 226\ H^с = (23\,990 + 25{,}1 \cdot 12{,}0)\frac{100}{100 - 12{,}0} - 226 \cdot 3{,}92 = 27\,604 - 886 = 26\,718 \text{ кДж/кг};$$

$$Q_н^г = (Q_н^р + 25{,}1W^р)\frac{100}{100 - W^р - A^р} - 226\ H^г = (23\,990 + 25{,}1 \cdot 12{,}0)\frac{100}{100 - 12{,}0 - 11{,}4} - 226 \cdot 4{,}5 = 30\,695 \text{ кДж/кг}.$$

Пример 1.4. Насколько увеличивается высшая и низшая теплота сгорания рабочей массы угольной пыли назаровского угля (приложение, табл. П.1, топливо № 15) при переходе от замкнутой схемы сушки к разомкнутой с окончательной влажностью пыли $W^{пл} = 10{,}0\%$. Исходная низшая теплота сгорания рабочей массы топлива равна 13 020 кДж/кг.

Определяем низшую теплоту сгорания пыли:

$$Q_н^{пл} = (Q_н^р + 25{,}1W^р)\frac{100 - W^{пл}}{100 - W^р} - 25{,}1W^{пл} = (13\,020 + 25{,}1 \cdot 39{,}0)\frac{100 - 10{,}0}{100 - 39{,}0} - 25{,}1 \cdot 10{,}0 = 20\,403 \text{ кДж/кг}.$$

Находим высшую теплоту сгорания исходного топлива и пыли:

$$Q_в^р = Q_н^р + 25{,}1\left(9H^р + W^р\right) = 13\,020 + 25{,}1\left(9 \cdot 2{,}6 + 39{,}0\right) = 14\,586 \text{ кДж/кг};$$

$$Q_в^{пл} = Q_в^р \frac{100 - W^{пл}}{100 - W^р} = 14\,586 \frac{100 - 10{,}0}{100 - 39{,}0} = 21\,520 \text{ кДж/кг}.$$

Другой вариант определения высшей теплоты сгорания пыли

$$Q_в^{пл} = Q_н^{пл} + 25{,}1\left(9H^{пл} + W^{пл}\right) = 20\,403 + 25{,}1\left(9 \cdot 3{,}84 + 10{,}0\right) = 21\,520 \text{ кДж/кг},$$

где

$$H^{пл} = H^р \frac{100 - W^{пл}}{100 - W^р} = 2{,}6 \frac{100 - 10{,}0}{100 - 39{,}0} = 3{,}84\%.$$

Пример 1.5. Определить теплоту сгорания газообразного топлива, имеющего следующий состав: $CH_4 = 94{,}0\%$; $C_2H_6 = 2{,}8\%$; $C_3H_8 = 0{,}4\%$; $C_4H_{10} = 0{,}3\%$; $C_5H_{12} = 0{,}1\%$; $N_2 = 2{,}0\%$; $CO_2 = 0{,}4\%$.

Решение. Определим теплоту сгорания газа по (1.14):

$$Q_н^с = 0{,}01\left(0 + 0 + 0 + 35\,818 \cdot 94{,}0 + 63\,248 \cdot 2{,}8 + 91\,251 \cdot 0{,}4 + 118\,646 \cdot 0{,}3 + 146\,077 \cdot 0{,}1\right) = 36\,321 \text{ кДж/м}^3 = 36{,}321 \text{ МДж/м}^3.$$

Низшая теплота сгорания отдельных газовых составляющих принята по табл. 2.5 [1] с соответствующим пересчетом значений в систему единиц (СИ).

Пример 1.6. При работе на сниженных нагрузках в топке котла сжигается 25 т/ч твердого топлива с $Q_н^{р'} = 20\,934$ кДж/кг и $15 \cdot 10^3$ м^3/ч газа с $Q_н^{р''} = 40 \cdot 10^3$ кДж/кг. Определить условную теплоту сгорания смеси топлив.

Решение. При сжигании твердого или жидкого топлива в смеси с газообразным расчет ведется по условной теплоте сгорания, отнесенной к 1 кг твердого или жидкого топлива: $Q_н^р = Q_н^р + x\,Q_н^р$, где x — количество газа, м^3, приходящегося на 1 кг твердого или жидкого топлива,

$$x = \frac{15 \cdot 10^3}{25 \cdot 10^3} = 0{,}6.$$

Тогда $Q_н^р = 20\,934 + 0{,}6 \cdot 40 \cdot 10^3 = 44\,934$ кДж/кг.

ЗАДАЧИ

Задача 1.5. Проверить правильность определения элементного состава топлива, если известны данные лабораторных исследований: $C^с = 62{,}17\%$; $H^с = 4{,}10\%$; $O^с = 5{,}17\%$; $N^с = 1{,}29\%$; $S^с = 3{,}27\%$, а также $A^р = 22{,}10\%$; $W^р = 7{,}90\%$; $Q_н^р = 22\,776$ кДж/кг.

Задача 1.6. При открытом способе добычи экибастузского угля произошло увеличение его зольности с 38,1 до 48,0% в рабочей массе и влажности

с 7,0 до 11,0%. Определить, насколько изменится низшая теплота сгорания угля, если ее исходное значение составляло $Q_н^р = 16747$ кДж/кг.

Задача 1.7. Определить теплоту сгорания смеси твердого топлива с низшей теплотой сгорания $Q_{н1}^р = 13020$ кДж/кг и мазута с $Q_{н2}^р = 38800$ кДж/кг при тепловой доле твердого топлива в смеси $q' = 0{,}30$.

Задача 1.8. На ТЭЦ сжигается доменный газ и мазут. Доля тепловыделения доменного газа $q'' = 0{,}6$. Определить количество газа на 1 кг мазута и теплоту сгорания смеси на 1 кг мазута. Мазут имеет $Q_н^{р'} = 38870$ кДж/кг, а доменный газ $Q_н^{р''} = 3710$ кДж/м^3.

Глава вторая
РАСЧЕТЫ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

2.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАСХОД ВОЗДУХА

Для твердых и жидких топлив:
объемный расход воздуха, м^3/кг,

$$V^0 = 0{,}0889\left(C^р + 0{,}375S^р\right) + 0{,}265H^р - 0{,}0333O^р; \qquad (2.1а)$$

массовый расход воздуха, кг/кг,

$$L^0 = 0{,}115\left(C^р + 0{,}375S^р\right) + 0{,}342H^р - 0{,}0431O^р. \qquad (2.1б)$$

При сжигании природного газа объемный расход, м^3/м^3

$$V^0 = 0{,}0476\left[\sum\left(m + \frac{n}{4}\right)C_mH_n + 0{,}5\left(CO + H_2\right) + 1{,}5H_2S - O_2\right]. \qquad (2.2)$$

Значения объема воздуха, м^3, рассчитываются при нормальных условиях, т. е. при 0° С и 760 мм рт. ст.

Для смеси двух однородных топлив (твердых, жидких или газообразных) объемы воздуха определяются по формуле

$$V^0 = g'V^{0'} + \left(1 - g'\right)V^{0''}, \qquad (2.3а)$$

где g' — массовая доля первого топлива в смеси.

Для смеси твердого или жидкого топлива с газообразным

$$V^0 = V^{0'} + xV^{0''}, \qquad (2.3б)$$

где x — количество газа на 1 кг твердого или жидкого топлива.

ПРИМЕРЫ

Пример 2.1. Определить объемный и массовый расход воздуха для топлива, приведенного в примере 1.1.

Решение. Определяем теоретическое количество сухого воздуха, необходимого для полного сжигания топлива ($\alpha=1{,}0$). По (2.1а) и (2.1б) находим

$$V^0=0{,}0889(64{,}34+0{,}375\cdot 0{,}38)+0{,}265\cdot 3{,}45-0{,}0333\cdot 6{,}9=$$
$$=6{,}42 \text{ м}^3/\text{кг};$$
$$L^0=0{,}115(64{,}34+0{,}375\cdot 0{,}38)+0{,}342\cdot 3{,}45-0{,}0431\cdot 6{,}9=$$
$$=8{,}30 \text{ кг/кг}.$$

Пример 2.2. Определить объемный расход воздуха для сжигания природного газа Бухарского месторождения (приложение, табл. П2, топливо № 7).

Решение. На основании элементного состава топлива (табл. П2) по (2.2)

$$V^0=0{,}0476\left[\left(1+\frac{4}{4}\right)94{,}9+\left(2+\frac{6}{4}\right)3{,}2+\left(3+\frac{8}{4}\right)0{,}4+\left(4+\frac{10}{4}\right)0{,}1+\right.$$
$$\left.+\left(5+\frac{12}{4}\right)0{,}1\right]=9{,}73 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Пример 2.3. Определить теоретически необходимое количество воздуха при сжигании смеси твердого и газообразного топлива (кузнецкого угля марки СС и бухарского природного газа), элементный состав которых приведен в примерах 2.1 и 2.2. Доля природного газа в общем тепловыделении $q''=0{,}4$, их низшие теплоты сгорания соответственно равны $Q_н^{р'}=27\,420$ кДж/кг и $Q_н^{р''}=36\,720$ кДж/м^3.

Решение. Для смеси твердого (или жидкого) и газообразного топлива теоретически необходимое для горения объемное количество воздуха определяется соотношением (2.3*б*), а количество газа, приходящееся на 1 кг твердого топлива, находится по (1.18). Доля твердого топлива в тепловыделении смеси топлив

$$q'=1-q''=1-0{,}4=0{,}6;$$
$$x=\frac{1-0{,}6}{0{,}6}\frac{27\,420}{36\,720}=0{,}498;$$
$$V^0=6{,}417+0{,}498\cdot 9{,}73=11{,}26 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

ЗАДАЧИ

Задача 2.1. Определить, насколько изменится теоретически необходимый объем воздуха при переходе на сжигание сушонки ($W^{пл}=10\%$). Исходное топливо — назаровский бурый уголь (приложение, табл. П1, топливо № 15).

Задача 2.2. Определить, насколько изменится теоретически необходимый объем воздуха, если зольность угля марки АШ (приложение, табл. П1, топливо № 5) увеличится до 35,0%.

Задача 2.3. Определить, как изменится теоретически необходимый объем воздуха, если для условий примера 2.3 доля природного газа в общем тепловыделении увеличится до $q''=0{,}6$.

2.2. СОСТАВ И ОБЪЕМ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

При сжигании твердого и жидкого топлива образуются следующие объемы продуктов сгорания, м^3/кг:

$$V_{RO_2}=0{,}01866\left(C^{р}+0{,}375S^{р}\right); \tag{2.4}$$

$$V^{0}_{N_2}=0{,}79V^{0}+0{,}008N^{р}; \tag{2.5}$$

$$V^{0}_{H_2O}=0{,}111\,H^{р}+0{,}0124W^{р}+0{,}0161V^{0}+1{,}24G_{ф}, \tag{2.6}$$

где $G_{ф}$ — расход пара на распыл 1 кг мазута, кг/кг;

$$V^{0}_{г}=V_{RO_2}+V^{0}_{N_2}+V^{0}_{H_2O}. \tag{2.7}$$

При сжигании сланцев объем трехатомных газов за счет карбонатной углекислоты составит

$$V^{к}_{RO_2}=V_{RO_2}+0{,}509\frac{(CO_2)^{р}_{к}}{100}, \tag{2.8}$$

где V_{RO_2} — расчетный объем трехатомных газов в продуктах сгорания по (2.4).

Тогда *полный* объем газов при $\alpha=1$

$$V^{ок}_{г}=V^{0}_{г}+0{,}509\frac{(CO_2)^{р}_{к}}{100}, \tag{2.9}$$

где $V^{0}_{г}$ определяется по (2.7).

При сжигании природного газа объем продуктов сгорания, м^3/м^3:

$$V^{0}_{N_2}=0{,}79V^{0}+0{,}01N_2; \tag{2.10}$$

$$V_{RO_2}=0{,}01\left(\sum m\,C_mH_n+CO_2+CO+H_2S\right); \tag{2.11}$$

$$V^{0}_{H_2O}=0{,}01\left(\sum\nolimits_{2}^{n}C_mH_n+H_2S+H_2+0{,}124d_{г}+0{,}0161V^{0}\right), \tag{2.12}$$

где $d_{г}$ — влагосодержание газообразного топлива, которое в зависимости от температуры газа принимают:

t, °C	0	10	20
$d_{г}$, г/м^3	5,0	10,1	19,4

Действительные объемы воздуха и продуктов сгорания, м^3/кг, при коэффициенте избытка воздуха α:

$$V_{в}=\alpha V^{0}; \tag{2.13}$$

$$V_{H_2O}=V^{0}_{H_2O}+0{,}0161\left(\alpha-1\right)V^{0}; \tag{2.14}$$

$$V_{г}=V^{0}_{г}+1{,}0161\left(\alpha-1\right)V^{0}. \tag{2.15}$$

Масса продуктов сгорания, кг/кг, при сжигании твердого и жидкого топлива

$$G_г = 1 - \frac{A^р}{100} + 1{,}306\,\alpha V^0. \qquad (2.16)$$

Плотность и масса продуктов сгорания при сжигании газообразного топлива, кг/м^3:

$$\rho^с_{г.тл} = 0{,}01\,[1{,}96\,CO_2 + 1{,}52\,H_2S + 1{,}25\,N_2 + 1{,}43\,O_2 + \\ + 1{,}25\,CO + 0{,}0899\,H_2 + \sum (0{,}536m + 0{,}045n)\,C_m H_n]; \qquad (2.17)$$

$$G_г = \rho^с_{г.тл} + d_г \cdot 10^{-3} + 1{,}306\,\alpha V^0. \qquad (2.18)$$

Объемные доли трехатомных газов и безразмерная концентрация золы в продуктах сгорания:

$$r_{RO_2} = V_{RO_2}/V_г; \qquad (2.19)$$

$$r_{H_2O} = V_{H_2O}/V_г; \qquad (2.20)$$

$$\mu_{зл} = A^р a_{ун}/(G_г \cdot 100), \qquad (2.21)$$

где $a_{ун}$ — доля золы, уносимой продуктами сгорания, определяется по табл. П7.

Объем продуктов сгорания при рециркуляции газов, м^3/кг,

$$V_{г.рц} = V_г + r V_{г.отб}, \qquad (2.22)$$

где $V_{г.отб}$ — объем продуктов сгорания в сечении за местом отбора; r — доля отбираемых газов на рециркуляцию.

Избытки воздуха в газовом тракте при известном значении избытка на выходе из топки $\alpha_т$ составляют: в объеме топки в зоне горелок $\alpha_{гор} = \alpha_т - \Delta\alpha_т$; в газоходе за топкой $\alpha_i = \alpha_т + \sum \Delta\alpha_i$, где $\Delta\alpha_т$, $\Delta\alpha_i$ — присосы воздуха в топке и в поверхностях за топкой.

Относительный избыток горячего воздуха в горелке при сжигании твердого топлива составляет

$$\beta_{гор} = \alpha_{гор} - \Delta\alpha_{пл},$$

где $\Delta\alpha_{пл}$ — присосы воздуха в пылеприготовительной установке.

ПРИМЕРЫ

Пример 2.4. Определить объемы продуктов сгорания для кузнецкого угля марки СС, приведенного в примере 1.1.

Решение. Определяем составляющие продуктов сгорания по (2.4)—(2.6):

$$V_{RO_2} = 0{,}01866\,(64{,}34 + 0{,}375 \cdot 0{,}38) = 1{,}20 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V^0_{H_2O} = 0{,}111 \cdot 3{,}45 + 0{,}0124 \cdot 12{,}0 + 0{,}0161 \cdot 6{,}417 = 0{,}64 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V^0_{N_2} = 0{,}79 \cdot 6{,}417 + 0{,}008 \cdot 1{,}53 = 5{,}08 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Суммарный объем продуктов сгорания по (2.7)

$$V_г^0 = 1{,}20 + 0{,}64 + 5{,}08 = 6{,}92 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Пример 2.5. Как изменится объем и объемные доли трехатомных продуктов сгорания и водяных паров при сжигании подмосковного бурого угля (приложение, табл. П1, топливо № 10) при избытке воздуха $\alpha = 1{,}20$, если его влажность увеличилась до 40,0%?

Решение. Элементный состав подмосковного бурого угля следующий: $W^р = 32{,}0\%$; $A^р = 28{,}6\%$; $S^р = 2{,}7\%$; $C^р = 26{,}0\%$; $H^р = 2{,}1\%$; $N^р = 0{,}4\%$; $O^р = 8{,}2\%$.

Коэффициент пересчета на новую рабочую влажность

$$K = \frac{100 - W_2^р}{100 - W_1^р} = \frac{100 - 40{,}0}{100 - 32{,}0} = 0{,}882.$$

В соответствии с этим $A_2^р = 28{,}6 \cdot 0{,}882 = 25{,}24\%$; $S_2^р = 2{,}7 \cdot 0{,}882 = 2{,}38\%$; $C_2^р = 26{,}0 \cdot 0{,}882 = 22{,}94\%$; $H_2^р = 2{,}1 \cdot 0{,}882 = 1{,}85\%$; $N_2^р = 0{,}4 \cdot 0{,}882 = 0{,}35\%$; $O_2^р = 8{,}2 \cdot 0{,}882 = 7{,}24\%$.

Проверка полученного элементного состава: $25{,}24 + 2{,}38 + 22{,}94 + 1{,}85 + 0{,}35 + 7{,}24 + 40{,}0 = 100{,}0\%$.

Объемы воздуха и продуктов сгорания для исходного топлива:

$$V^0 = 2{,}68 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad V_{RO_2} = 0{,}50 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad V_{N_2}^0 = 2{,}12 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{H_2O}^0 = 0{,}69 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad V_г^0 = 3{,}31 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

При избытке воздуха $\alpha = 1{,}2$ объем газов в соответствии с (2.15)

$$V_г = 3{,}31 + 1{,}0161\,(1{,}20 - 1{,}0)\,2{,}68 = 3{,}85 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объем водяных паров по (2.14)

$$V_{H_2O} = 0{,}69 + 0{,}0161\,(1{,}20 - 1{,}0)\,2{,}68 = 0{,}70 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Доли трехатомных газов в соответствии с (2.19) и (2.20):

$$r_{RO_2} = 0{,}50/3{,}85 = 0{,}130; \quad r_{H_2O} = 0{,}70/3{,}85 = 0{,}182.$$

Определяем объемы воздуха и продуктов сгорания для угля с влажностью $W_2^р = 40{,}0\%$.

Теоретическое количество сухого воздуха находим по (2.1):

$$V_в^0 = 0{,}0889\,(22{,}94 + 0{,}375 \cdot 2{,}38) + 0{,}265 \cdot 1{,}85 - 0{,}0333 \cdot 7{,}24 = 2{,}37 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретические объемы продуктов сгорания для нового состава топлива по (2.4)—(2.7):

$$V_{RO_2} = 0{,}01866\,(22{,}94 + 0{,}375 \cdot 2{,}38) = 0{,}44 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{H_2O}^0 = 0{,}111 \cdot 1{,}85 + 0{,}0124 \cdot 40{,}0 + 0{,}0161 \cdot 2{,}37 = 0{,}74 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{N_2}^0 = 0{,}79 \cdot 2{,}37 + 0{,}008 \cdot 0{,}35 = 1{,}88 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_г^0 = 0{,}44 + 0{,}74 + 1{,}88 = 3{,}06 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

При избытке воздуха $\alpha = 1{,}2$ находим объемы газов по (2.15):

$$V_г = 3{,}06 + 1{,}0161\,(1{,}2 - 1{,}0)\,2{,}37 = 3{,}54 \text{ м}^3/\text{кг}$$

и водяных паров по (2.14):

$$V_{H_2O} = 0{,}74 + 0{,}0161\,(1{,}2 - 1{,}0)\,2{,}37 = 0{,}75 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Определяем доли трехатомных газов и водяных паров:

$$r_{RO_2} = 0{,}44/3{,}54 = 0{,}124; \quad r_{H_2O} = 0{,}75/3{,}54 = 0{,}212.$$

Таким образом, за счет снижения теплоты сгорания полный объем газов при возрастании влажности топлива несколько снизился, объем и доля трехатомных газов сократились, а водяных паров увеличились.

Пример 2.6. Определить коэффициент избытка воздуха в продуктах сгорания при сжигании экибастузского угля (приложение, табл. П1, топливо № 9), если известно, что содержание кислорода в газоходе равно 3,5%; содержание трехатомных газов 14,17%.

Решение. Избыток воздуха в газоходе при известной концентрации кислорода определяется по формуле

$$\alpha = 21/(21 - O_2),$$

где O_2 — содержание кислорода в продуктах сгорания, %.

При известном содержании RO_2 в газовом потоке значение α находят по формуле

$$\alpha \approx RO_2^{макс}/RO_2,$$

где $RO_2^{макс}$ — максимальное содержание трехатомных газов в продуктах сгорания топлива при $\alpha = 1{,}0$.

1. Определяем избыток воздуха по кислороду:

$$\alpha = 21/(21 - 3{,}5) = 1.20.$$

2. Определяем избыток воздуха по RO_2. В соответствии с табл. П3 приложения для экибастузского угля (№ 9) максимальное содержание $V_{RO_2} = 0{,}84$ м^3/кг, теоретический объем газов $V_г^0 = 4{,}94$ м^3/кг. В процентном отношении $RO_2^{макс} = \left(V_{RO_2}/V_г^0\right) \times 100 = (0{,}84/4{,}94) \cdot 100 = 17{,}00\%$, тогда $\alpha = 17{,}0/14{,}17 = 1{,}20$.

Пример 2.7. Для кузнецкого угля марки СС (пример 2.4) определить плотность продуктов сгорания при температуре $\vartheta_г = 850°$ С и избытке воздуха $\alpha = 1{,}2$, а также концентрацию золовых частиц $\mu_{зл}$ при доле уноса $a_{ун} = 0{,}95$.

Решение. Суммарный объем продуктов сгорания при нормальных условиях $V_г^0 = 6{,}92$ м^3/кг.

Для избытка воздуха $\alpha = 1{,}2$

$$V_г = 6{,}92 + 1{,}0161\,(1{,}2 - 1{,}0) \cdot 6{,}42 = 8{,}2 \text{ м}^3/\text{кг},$$

где $V^0 = 6{,}42$ м^3/кг (см. пример 2.1).

Масса продуктов сгорания на 1 кг топлива по (2.16)

$$G_г = 1 - \frac{11,4}{100} + 1,306 \cdot 1,2 \cdot 6,42 = 10,94 \text{ кг/кг}.$$

Плотность газов при нормальных условиях (0° С и 760 мм рт. ст.) составляет

$$\rho_г^0 = G_г / V_г = 10,94/8,2 = 1,33 \text{ кг/м}^3.$$

Плотность газов в реальных условиях

$$\rho_т = \rho_г^0 \frac{273}{\vartheta_г + 273} = 1,33 \frac{273}{850 + 273} = 0,324 \text{ кг/м}^3.$$

Расчетная концентрация золовых частиц в потоке газов составляет по (2.21)

$$\mu_{зл} = \frac{11,4 \cdot 0,95}{100 \cdot 10,94} = 9,89 \cdot 10^{-3} \text{ кг/кг}.$$

Пример 2.8. Определить размеры коробов уходящих газов после парового котла, сжигающего сернистый мазут (приложение, табл. П1, топливо № 19). Расход мазута $B_м = 8,3$ кг/с; температура уходящих газов $\vartheta_{ух} = 150°$ С при избытке воздуха $\alpha_{ух} = 1,18$. Принять скорость уходящих газов $w_г = 10$ м/с, соотношение сторон газохода 1:4, количество коробов 2.

Решение. 1. Определяем в соответствии с (2.15) объем продуктов сгорания на 1 кг топлива:

$$V_г = 11,27 + 1,0161\,(1,18 - 1)\,10,45 = 13,18 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

2. Секундный расход уходящих газов:

$$V_с = V_г B_м \frac{\vartheta_{ух} + 273}{273} = 13,18 \cdot 8,3 \frac{150 + 273}{273} = 169,5 \text{ м}^3/\text{с}.$$

3. Необходимое сечение одного газохода

$$F_г = \frac{V_с'}{2 w_г} = \frac{169,5}{2 \cdot 10} = 8,475 \text{ м}^2.$$

4. Линейные размеры газохода в соответствии с соотношением сторон 1:4. Принимаем ширину газохода $b = 4h$. Тогда сечение газохода $F_г = hb = 4h^2$. При этом $h = \sqrt{F_г/4} = \sqrt{8.475/4} = 1,45$ м; $b = 4 \cdot 1,45 = 5,80$ м.

ЗАДАЧИ

Задача 2.4. Определить, насколько объем газов за пароперегревателем превосходит объем воздуха, поступающего через горелки в паровом котле с избытком воздуха за топочной камерой 1.20, присосами воздуха в ней 0,05, в пылесистеме 0,04 и присосами воздуха в пароперегревателе 0,03. Топливо — промпродукт каменных углей марки Г (приложение, табл. П1, топливо № 7).

Задача 2.5. Определить состав продуктов сгорания в уходящих газах (V_{RO_2}, $V^0_{N_2}$, $V^0_{H_2O}$, $V^0_г$, $V_г$) при сжигании донецкого угля марки Д (приложение, табл. П1, топливо № 1) при $\alpha = 1$ и избытке воздуха в уходящих газах $\alpha_{ух} = 1{,}35$.

Задача 2.6. Как изменится состав продуктов сгорания в уходящих газах (данные — см. задачу 2.5) при изменении $W^р$ с 13 до 18 и 23%?

Задача 2.7. Как изменится соотношение объемов воздуха через горелку и продуктов сгорания за пароперегревателем для условий задачи 2.4 при работе котла под наддувом?

Задача 2.8. Определить теоретические объемы воздуха и продуктов сгорания при разомкнутой схеме сушки назаровского бурого угля (приложение, табл. П1, топливо № 15). Принять влажность пыли 15,0%.

Задача 2.9. Определить необходимое сечение канала горячего воздуха при температуре 300° С, избыточном давлении в газоходе 3000 Па для котла, сжигающего нерюнгринский уголь (приложение, табл. П1, топливо № 16) в количестве 23,8 кг/с. При решении задачи принять скорость воздуха 15 м/с, количество газоходов 2, форма — круглая (1-й вариант) и прямоугольная с соотношением сторон 2 1 (2-й вариант); принять отношение объема воздуха к теоретически необходимому $\beta = 1{,}16$ и барометрическое давление 750 мм рт. ст. (99 990 Па).

Задача 2.10. Определить объем воздуха для горения и объем продуктов сгорания в топке при сжигании эстонских сланцев (приложение, табл. П1, топливо № 17). Избыток воздуха в топке принять $\alpha = 1{,}3$; сжигание — камерное.

Задача 2.11. Как изменится объем и объемные доли трехатомных газов и водяных паров, если при сжигании челябинского бурого угля (приложение, табл. П1, топливо № 12) избыток воздуха увеличить с 1,2 до 1,3?

2.3. ЭНТАЛЬПИИ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Энтальпия теоретически необходимых объемов воздуха и продуктов сгорания, кДж/кг, при расчетной температуре ϑ:

$$H^0_в = V^0 (c\vartheta)_в; \qquad (2.23)$$

$$H^0_г = V_{RO_2} (c\vartheta)_{CO_2} + V^0_{N_2} (c\vartheta)_{N_2} + V^0_{H_2O} (c\vartheta)_{H_2O}, \qquad (2.24)$$

где $(c\vartheta)_в$, $(c\vartheta)_{CO_2}$, $(c\vartheta)_{N_2}$, $(c\vartheta)_{H_2O}$ — энтальпия 1 м^3 влажного воздуха, диоксида углерода, азота, водяных паров при температуре ϑ, °С, кДж/м^3; определяется по табл. П5 приложения.

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

$$H_г = H^0_г + (\alpha - 1) H^0_в + H_{зл}. \qquad (2.25)$$

Здесь $H_{зл}$ — энтальпия золы, кДж/кг:

$$H_{зл} = (c\vartheta)_{зя} \frac{A^р}{100} a_{ун},$$

где $a_{ун}$ — доля золы топлива, уносимая продуктами сгорания;

$(c\vartheta)_{зл}$ — энтальпия 1 кг золы при температуре ϑ, кДж/кг, определяется по табл. П5 приложения.

При приведенном значении уноса золы из топки $a_{ун}A^{п} < 1{,}4$ значением $H_{зл}$ можно пренебречь.

Энтальпия газов при наличии рециркуляции

$$H_{г.рц} = H_{г} + rH_{г.отб}, \qquad (2.26)$$

где $H_{г}$ и $H_{г.отб}$ — энтальпии газов основного потока и рециркулируемых газов, определенные при температурах в рассчитываемом сечении газохода.

ПРИМЕРЫ

Пример 2.9. Определить энтальпии продуктов сгорания в точках смешения: в топке (при $\vartheta = 1700°$ С, $\alpha = 1{,}1$) и перед промежуточным перегревателем ($\vartheta'_{пп} = 850°$ С, $\alpha = 1{,}16$) при рециркуляции газов. Принять температуру в месте отбора газов на рециркуляцию $\vartheta_{отб} = 390°$ С; $\alpha_{отб} = 1{,}2$; $r_{рц} = 0{,}15$; топливо — мазут (приложение, табл. П1, топливо № 19).

Решение. По табл. П3 приложения находим теоретические энтальпии газов и воздуха для данного топлива при температурах газов 1700, 850 и 390° С.

По формуле (2.25) энтальпия газов при избытке воздуха $\alpha > 1$ составит:

при $\alpha = 1{,}1$ и $\vartheta = 1700°$ С

$$H_{г} = 31\,522{,}5 + (1{,}1 - 1)\,26\,814 = 34\,204 \text{ кДж/кг};$$

при $\alpha = 1{,}16$ и $\vartheta = 850°$ С

$$H_{г} = 14\,595 + (1{,}16 - 1)\,12\,609{,}5 = 16\,613 \text{ кДж/кг};$$

при $\alpha = 1{,}20$ и $\vartheta = 390°$ С

$$H_{г} = 6303 + (1{,}20 - 1)\,5512{,}2 = 7405 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпии газов в точках смешения находим по формуле (2.26):

в топке

$$H_{г.рц} = 34\,204 + 0{,}15 \cdot 7405 = 35\,315 \text{ кДж/кг};$$

в газоходе перед промежуточным нагревателем

$$H_{г.рц} = 16\,613 + 0{,}15 \cdot 7405 = 17\,724 \text{ кДж/кг}.$$

Пример 2.10. Насколько изменится энтальпия продуктов сгорания экибастузского угля (приложение, табл. П1, топливо № 9) на 1 кг топлива и в единицу времени при температуре 1250° С, $\alpha = 1{,}20$, если влажность его увеличится с 6,5 до 14,0%, а зольность с 36,9 до 45,0%?

При решении принять $a_{ун}$ по табл. П7, исходный расход топлива 25 кг/с, КПД котла снизится при увеличении влажности

и зольности на 0,5% (с 92 до 91,5%), расход топлива обратно пропорционален изменению низшей теплоты сгорания.

Решение. Элементный состав экибастузского угля (приложение, табл. П1, топливо № 9) следующий: $W^р=6{,}5\%$, $A^р=36{,}9\%$, $S^р=0{,}7\%$, $C^р=44{,}8\%$, $H^р=3{,}0\%$, $N^р=0{,}8\%$, $O^р=7{,}3\%$. Низшая теплота сгорания 17 380 кДж/кг.

Пересчет элементного состава на новую рабочую влажность $W_2^р=14{,}0\%$ и новую рабочую зольность $A_2^р=45{,}0\%$ производится с помощью множителя

$$K_2=\frac{100-14{,}0-45{,}0}{100-6{,}5-36{,}9}=0{,}724.$$

Новый элементный состав следующий: $S_2^р=0{,}50\%$, $C_2^р=32{,}45\%$, $H_2^р=2{,}15\%$, $N_2^р=0{,}60\%$, $O^р=5{,}3\%$, $A_2^р=45{,}0\%$, $W_2^р=14{,}0\%$.

Новая низшая теплота сгорания

$$Q_н^р=(17\,380+25{,}1\cdot 6{,}5)\,0{,}724-25{,}1\cdot 14{,}0=12\,350 \text{ кДж/кг}.$$

1. Определяем энтальпию для исходного топлива. По табл. П3 и П5 приложения находим для исходного топлива теоретическую энтальпию газов и воздуха при $\vartheta=1250°$ С и энтальпию золы. Они равны: $H_г^0=9888$ кДж/кг; $H_в^0=8360$ кДж/кг; $H_{зл}=1283$ кДж/кг.

При избытке воздуха $\alpha=1{,}20$ по (2.25)

$$H_г=9888+(1{,}20-1)\,8360+1283\,\frac{36{,}9}{100}\,0{,}95=12\,010 \text{ кДж/кг}.$$

2. Определяем энтальпию продуктов сгорания для экибастузского угля с $W_2^р=14{,}0\%$ и $A_2^р=45{,}0\%$. В соответствии с новым элементным составом определяем теоретические объемы воздуха и газов (см. § 2.1): $V^0=3{,}32$ м^3/кг; $V_{RO_2}=0{,}61$ м^3/кг; $V_{H_2O}^0=0{,}47$ м^3/кг; $V_{N_2}^0=2{,}63$ м^3/кг.

Теоретические энтальпии газов и воздуха по (2.23) и (2.24) при $\vartheta=1250°$ С:

$$H_в^0=1833{,}8\cdot 3{,}32=6088{,}0 \text{ кДж/кг};$$

$$H_г^0=2846{,}7\cdot 0{,}61+1774{,}95\cdot 2{,}63+2238{,}0\cdot 0{,}47=7456 \text{ кДж/кг}.$$

Значения $(c\vartheta)_в$, $(c\vartheta)_{CO_2}$, $(c\vartheta)_{N_2}$, $(c\vartheta)_{H_2O}$ приняты по табл. П5 приложения.

При избытке воздуха $\alpha=1{,}20$ энтальпия газов по (2.25)

$$H_г=7456+(1{,}20-1)\,6088{,}0+1283\,\frac{45{,}0}{100}\cdot 0{,}95=9222 \text{ кДж/кг}.$$

3. Определяем новый расход топлива при сохранении тепловой мощности котла:

$$B_2=B_1\,\frac{Q_{н1}^р\,\eta_{к1}}{Q_{н2}^р\,\eta_{к2}}=25\,\frac{17\,380\cdot 0{,}92}{12\,350\cdot 0{,}915}=35{,}37 \text{ кг/с}.$$

Изменение энтальпии газов на 1 кг сожженного топлива

$$H_{г1}/H_{г2}=12\,010/9222=1{,}30.$$

Изменение энтальпии потока газов в единицу времени

$$\frac{B_1 H_{г1}}{B_2 H_{г2}}=\frac{25{,}0\cdot 12\,010}{35{,}37\cdot 9222}=0{,}92.$$

Пример 2.11. Назаровский бурый уголь (приложение, табл. П1, топливо № 15) сжигается с твердым шлакоудалением при $\alpha_т=1{,}2$, $\vartheta''_т=1200°$ С. Как изменится температура продуктов сгорания на выходе из топки, если в верхнюю часть топки введены газы рециркуляции? Коэффициент рециркуляции $r=0{,}15$, температура газов рециркуляции $\vartheta_{г.рц}=390°$ С; $\alpha_{отб}=1{,}25$.

Решение. 1. Определяем по табл. П3 приложения энтальпии газов и воздуха при температурах 1200 и 390° С:

при $\vartheta_г=1200°$ С

$$H^0_г=8546 \text{ кДж/кг};\quad H^0_в=6351 \text{ кДж/кг};$$

при $\vartheta_г=390°$ С

$$H^0_г=2506 \text{ кДж/кг};\quad H^0_в=1910 \text{ кДж/кг}.$$

2. Определяем энтальпию газов при $\vartheta=1200°$ С и 390° С по (2.25):

при $\vartheta=1200°$ С и $\alpha=1{,}2$

$$H_г=9816 \text{ кДж/кг};$$

при $\vartheta=390°$ С и $\alpha=1{,}25$

$$H_г=2983 \text{ кДж/кг}.$$

3. Определяем энтальпию газов в точке смешения по (2.26):

$$H_{г.рц}=9816+0{,}15\cdot 2983=10\,263 \text{ кДж/кг}.$$

Избыток воздуха в газовом потоке после смешения

$$\alpha_{см}=\alpha_т+(\alpha_{рц}-\alpha_т)r=1{,}2+(1{,}25-1{,}2)\,0{,}15=1{,}207.$$

4. Определяем температуру газов после ввода рециркуляции газов. Для этого находим энтальпию смеси при $\alpha_{см}=1{,}207$ в интервале температур 1200 – 1000° С по формуле

$$H_{г.см}=\left[H^0_г+(\alpha_{см}-1)H^0_в\right](1+r).$$

При 1200° С

$$H_{г.см}=[8546+(1{,}207-1)\,6351\,](1+0{,}15)=11\,343 \text{ кДж/кг};$$

при 1000° С

$$H_{г.см}=[6970+(1{,}207-1)\,5206\,](1+0{,}15)=9258 \text{ кДж/кг}.$$

Интерполируя, получаем температуру газов на выходе из топки после рециркуляции газов

$$\vartheta''_т = 1200 - \frac{1200-1000}{11343-9258}(11\,343 - 10\,263) = 1096{,}4^\circ\ \text{С}.$$

Таким образом, температура газов за топкой снизилась на

$$\Delta\vartheta''_т = 1200 - 1096{,}4 = 103{,}6^\circ\ \text{С}.$$

Пример 2.12. Насколько изменится энтальпия уходящих газов при сжигании природного газа (приложение, табл. П2, топливо № 5), если избыток воздуха за топочной камерой снизить с 1,10 до 1,05? Принять присосы воздуха в газовом тракте (от выхода из топки до выхода из воздухоподогревателя) $\Delta\alpha_{прс} = 0{,}15$, температуру уходящих газов 120° С.

Решение. В соответствии с заданием, избыток воздуха в уходящих газах снизится с $\alpha'_{ух} = \alpha_т + \Delta\alpha_{прс} = 1{,}10 + 0{,}15 = 1{,}25$ до $\alpha_{ух} = 1{,}20$.

По табл. П4 при $\vartheta = 200^\circ$ С энтальпия теоретического расхода воздуха и продуктов сгорания равна для данного топлива $H^0_{в\,200} = 2566$ кДж/м^3, $H^0_{г\,200} = 3010$ кДж/м^3.

1. Определим энтальпию газов при $\alpha_{ух} = 1{,}25$ и температуре 200° С:

$$H_{г\,200} = H^0_{г\,200} + (\alpha - 1)\,H^0_{в\,200} = 3010 + (1{,}25 - 1)\,2566 = 3651{,}5\ \text{кДж/м}^3.$$

При температуре уходящих газов 120° С

$$H_{г\,120} = H_{г\,200}\frac{120}{200} = 3651{,}5\frac{120}{200} = 2190{,}9\ \text{кДж/м}^3.$$

2. Энтальпия газов при $\alpha_{ух} = 1{,}20$ и температуре 200° С

$$H_{г\,200} = 3010 + (1{,}20 - 1)\,2566 = 3523{,}2\ \text{кДж/м}^3.$$

При температуре уходящих газов 120° С

$$H_{г\,120} = 3523{,}2\frac{120}{200} = 2113{,}9\ \text{кДж/м}^3.$$

Таким образом, понижение избытка воздуха за топкой на $\Delta\alpha = 0{,}05$ уменьшает энтальпию уходящих газов на 77 кДж/м^3 (примерно на 3,5%).

ЗАДАЧИ

Задача 2.12. Определить энтальпию теоретически необходимого объема воздуха при сжигании 1 кг АШ (приложение, табл. П1, топливо № 5) и 1 кг назаровского бурого угля (приложение, табл. П1, топливо № 15) при температуре 350° С и сопоставить их одновременно с соотношением теплот сгорания этих топлив.

Задача 2.13. Как изменится энтальпия продуктов сгорания уходящих газов при сжигании ангренского угля (приложение, табл. П1, топливо № 13), если его влажность увеличить с 34,5 до 45%? Температуру уходящих газов принять 160° С, $\alpha_{ух}=1{,}4$.

Задача 2.14. Как изменится энтальпия продуктов сгорания на выходе из топки при сжигании назаровского бурого угля (приложение, табл. П1, топливо № 15), если замкнутую схему сушки заменить на разомкнутую с влажностью $W^{пл}=13\%$? Принять $\vartheta''_т=1100°$ С, $\alpha_т=1{,}20$.

Задача 2.15. Насколько изменит удельную энтальпию и температуру газов в поворотной камере котла присос холодного воздуха в количестве $\Delta\alpha_{прс}=0{,}1$ при $t_{х.в}=20°$ С? Принять избыток воздуха в газовом потоке до поворотной камеры $\alpha'_{п.к}=1{,}13$, температуру газов 850° С, топливо — экибастузский уголь (приложение, табл. П1, топливо № 9).

Глава третья
ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС И КПД ПАРОВОГО КОТЛА

3.1. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ПАРОВОГО КОТЛА

Тепловой баланс парового котла, определяется равенством

$$Q^р_н+Q_{в.внш}+Q_{тл}+Q_ф-Q_к+Q_{х.в}=$$
$$=Q_{пол}+Q_3+Q_4+Q_5+Q_6+H_{ух}, \qquad (3.1)$$

где $Q^р_н$ — низшая теплота сгорания рабочей массы, кДж/кг; $Q_{в.внш}$ — теплота воздуха, подогретого вне котла, кДж/кг, равная $Q_{в.внш}=\beta'(H^{\alpha}_в-H^0_{х.в})$; β' — отношение количества воздуха на входе в котел к теоретически необходимому; $H^{0\prime}_в$, $H^0_{х.в}$ — энтальпии теоретически необходимого объема воздуха при температурах воздуха на входе в котел и холодного воздуха, кДж/кг; $Q_т$ — физическая теплота топлива, кДж/кг, равная произведению его теплоемкости $c_{тл}$ на температуру топлива $t_{тл}$ ($c_{тл}$ принимается по табл. П6 приложения); $Q_ф$ — теплота, вносимая в котел при сжигании мазута с паровым дутьем, кДж/кг, $Q_ф=G_ф(h_ф-2512)$; $G_ф$ и $h_ф$ — расход и энтальпия пара, идущего на распыл мазута в форсунках, кг/кг и кДж/кг; Q_1 — теплота, затраченная на разложение карбонатов сланцев, кДж/кг, $Q_к=40{,}6(CO_2)^р_к$; $Q_{х.в}$ — теплота холодного воздуха, соответствующая объему уходящих газов, кДж/кг, $Q_{х.в}=\alpha_{ух}H^0_{хв}$; $\alpha_{ух}$ — избыток воздуха в уходящих газах; $Q_{пол}$ — удельная теплота, полезно воспринятая рабочей средой в котле, кДж/кг; Q_3-Q_6 — потери теплоты соответственно с химическим и механическим недожогом, на

наружное охлаждение и с теплотой шлака (золы), кДж/кг; $H_{ух}$ — энтальпия уходящих газов, кДж/кг.

В тепловом балансе парового котла выделяют располагаемую теплоту поступающего в топку топлива, включая теплоту его сгорания со всеми сопутствующими дополнительными источниками теплоты:

$$Q_р^р = Q_н^р + Q_{в.внш} + Q_{тл} + Q_ф - Q_к. \qquad (3.2)$$

При сжигании газа составляющие теплового баланса относятся к 1 м^3 газового топлива.

Удельное полезное тепловосприятие котла, кДж/кг,

$$Q_{пол} = Q_{п.к}/B, \qquad (3.3)$$

где B — расход топлива, кг/с; $Q_{п.к}$ — теплота, воспринятая рабочей средой в паровом котле, кДж/с,

$$Q_{п.к} = D_{пе}(h_{пе} - h_{п.в}) + D_{пр}(h' - h_{п.в}) + \\ + D_{п.пе}(h''_{п.пе} - h'_{п.пе}) + D_{н.п}(h'' - h_{п.в}); \qquad (3.3а)$$

$D_{пе}$ — паропроизводительность котла, кг/с; $h_{пе}$, $h_{п.в}$, h', h'' — энтальпии соответственно перегретого пара, питательной и продувочной (кипящей) воды и насыщенного пара, кДж/кг; $D_{п.пе}$ — расход пара через промежуточный перегреватель, кг/с; $h'_{п.пе}$, $h''_{п.пе}$ — энтальпия пара до и после промперегревателя, кДж/кг; $D_{пр}$ — расход воды на продувку, кг/с; $D_{н.п}$ — расход насыщенного пара, кг/с.

При наличии впрыска воды в промежуточный перегреватель для регулирования перегрева пара формула (3.3а) принимает вид

$$Q_{п.к} = (D_{п.пе} - D_{впр})(h''_{п.пе} - h'_{п.пе}) + \\ + D_{впр}(h''_{п.пе} - h_{впр}) + D_{пе}(h_{пе} - h_{п.в}) + D_{пр}(h' - h_{п.в}), \qquad (3.3б)$$

где $D_{впр}$ и $h_{впр}$ — расход воды на впрыск в промежуточный перегреватель, кг/с, и ее энтальпия, кДж/кг.

ПРИМЕРЫ

Пример 3.1. Составить тепловой баланс барабанного парового котла производительностью 186,11 кг/с, имеющего следующие параметры пара:

Температура перегретого пара	545/545° С
Температура питательной воды	250° С
Давление свежего пара на выходе	13,7 МПа
Давление питательной воды	16,2 МПа
Расход пара через промежуточный перегреватель	163,89 кг/с
Температура пара на входе в промежуточный перегреватель	333° С
Давление пара после промежуточного перегревателя	2,44 МПа
Давление пара на входе в промежуточный перегреватель	2,66 МПа

Топливо — сушонка березовского угля: $Q_н^{сущ} = 21\,298$ кДж/кг и влажность $W^{сущ} = 13{,}0\%$.

При проведении расчетов принять: температуры воздуха перед котлом и после калориферов $t_{х.в}=30°$ С ($H^0_{х.в}=223{,}6$ кДж/кг) и $t''_{кф}=55°$ С ($H^{0''}_{кф}=409{,}9$ кДж/кг); избыток воздуха на входе в калориферы $\beta'=1{,}198$; температуру топлива после сушки 85° С; температуру уходящих газов 120° С ($H_{ух}=1256{,}0$ кДж/кг); температуру газов при отборе на сушку 386° С ($H_{отб}=4001{,}3$ кДж/кг); долю отбора газов на сушку 0,34; долю уноса золы $a_{ун}=0{,}5$ при зольности $A^р=4{,}8\%$; температуру шлаков $t_{шл}=1430°$ С $(c9)_{шл}=1637{,}0$ кДж/кг); избыток воздуха в уходящих газах 1,231; впрыск в промежуточный перегреватель отсутствует.

Решение. 1. Определяем удельное количество теплоты, воспринятой рабочей средой в котле. Энтальпия перегретого пара и питательной воды при заданных температурах и давлениях принимается по термодинамическим таблицам воды и водяного пара: $h_{пе}=3449{,}1$ кДж/кг; $h_{п.в}=1086{,}5$ кДж/кг.

Энтальпия пара до и после промежуточного перегревателя: $h'_{п.пе}=3083{,}6$ кДж/кг; $h''_{п.пе}=3563{,}0$ кДж/кг. Тогда $Q_{п.к}=$ $=186{,}11\,(3449{,}1-1086{,}5)+163{,}89\,(3563{,}0-3083{,}6)=518\,270$ кДж/с.

Продувка воды из барабана незначительна (менее 0,5%), и ее теплотой можно пренебречь.

2. Определяем располагаемую теплоту топлива по (3.2). Дополнительные источники теплоты

$$Q_{в.внш}=1{,}198\,(409{,}9-223{,}6)=223{,}2\text{ кДж/кг}.$$

Теплоемкость топлива находится по зависимости

$$c_{тл}=4{,}1868\frac{W^р}{100}+c^с_{тл}\frac{100-W^р}{100},$$

где $c^с_{тл}$ — теплоемкость сухого топлива, определяемая по табл. П6 приложения,

$$c_{тл}=4{,}1868\frac{13}{100}+1{,}2309\frac{100-13}{100}=1{,}615\text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}.$$

В итоге

$$Q^р_р=21298+223{,}2+1{,}615\cdot 85=21\,658\text{ кДж/кг}.$$

3. В соответствии с табл. П7 и опытом сжигания углей определяем тепловые потери Q_3-Q_5: $q_3=0{,}0$; $q_4=0{,}3\%$; $q_5=0{,}3\%$. Тогда: $Q_3=0$; $Q_4=Q^р_р q_4/100=21\,658\cdot 0{,}3/100=$ $=65{,}0$ кДж/кг; $Q_5=Q^р_р q_5/100=21\,658\cdot 0{,}3/100=65{,}0$ кДж/кг.

4. Определяем потери теплоты с уходящими газами. Так как применяется разомкнутая схема сушки топлива, то эти потери складываются из теплоты газов, покидающих котел, и теплоты доли газов в месте отбора на сушку:

$$Q_2=H_{ух}(1-r_{отб})+H_{отб}r_{отб};$$

$$Q_2 = 1256{,}0\,(1-0{,}34)+4001{,}3\cdot 0{,}34 = 2189{,}4 \text{ кДж/кг}.$$

5. Потери теплоты с физической теплотой шлаков (см. § 3.2)

$$Q_{6\,\text{шл}} = \frac{0{,}5\cdot 1637{,}0\cdot 4{,}8}{100} = 78{,}6 \text{ кДж/кг}.$$

6. Теплота холодного воздуха

$$Q_{\text{х.в}} = 1{,}231\cdot 223{,}6 = 275{,}0 \text{ кДж/кг}.$$

Таким образом, в соответствии с равенством (3.1) тепловой баланс имеет вид

$$21\,658+275{,}0 = \frac{518\,270}{B}+0+65{,}0+65{,}0+78{,}6+2189{,}4.$$

7. Расход топлива $B = 518\,270/(21\,933-2398) = 26{,}5$ кг/с.

Пример 3.2. Определить, насколько изменится располагаемая теплота жидкого топлива при увеличении предварительного подогрева воздуха в калорифере с 40 до 100° С. Отношение количества воздуха на входе в котел к теоретическому $\beta' = 1{,}18$; энтальпия теоретически необходимого объема воздуха при 100° С $H^{0\prime}_{\text{х.в}} = 1390$ кДж/кг.

Решение. Из (3.2) следует, что

$$Q^{\text{р}}_{\text{р}\,2} - Q^{\text{р}}_{\text{р}\,1} = Q_{\text{в. внш}\,2} - Q_{\text{в. внш}\,1} = \Delta Q_{\text{в. внш}}.$$

В то же время

$$\Delta Q_{\text{в. внш}} = \beta'\left(H^{0\prime}_{\text{в}\,2} - H^{0}_{\text{х.в}}\right) - \beta'\left(H^{0\prime}_{\text{в}\,1} - H^{0}_{\text{х.в}}\right) = \beta'\left(H^{0\prime}_{\text{в}\,2} - H^{0\prime}_{\text{в}\,1}\right).$$

Энтальпия теоретически необходимого воздуха при 40° С равна

$$H^{0\prime}_{\text{в}\,1} = 1390\cdot 0{,}4 = 556 \text{ кДж/кг}.$$

В соответствии с этим изменение располагаемой теплоты топлива составит

$$Q^{\text{р}}_{\text{р}\,2} - Q^{\text{р}}_{\text{р}\,1} = 1{,}18\,(1390-556) = 984 \text{ кДж/кг}.$$

Пример 3.3. Определить, насколько изменится располагаемая теплота мазута при увеличении его подогрева с $t_{\text{тл}\,1} = 80°$ С до $t_{\text{тл}\,2} = 150°$ С.

Решение. Аналогично примеру 3.2 $\Delta Q^{\text{р}}_{\text{р}} = Q_{\text{тл}\,2} - Q_{\text{тл}\,1}$. Теплота поступающего в горелку мазута

$$Q_{\text{тл}} = c_{\text{тл}}\, t_{\text{тл}},$$

где теплоемкость мазута по табл. П6 определяется по формуле

$$c_{\text{тл}} = 1{,}737 + 0{,}00251\, t_{\text{тл}}.$$

Тогда $\Delta Q^{\text{р}}_{\text{р}} = 1.737\,(150-80)+0{,}00251\,(150^2-80^2) = 162{,}1$ кДж/кг. При значении $Q^{\text{р}}_{\text{н}} = 39\cdot 10^3$ кДж/кг доля $\Delta Q^{\text{р}}_{\text{р}}$ составит 0,00415, или 0,415%.

Пример 3.4. Определить, насколько изменится располагаемая теплота мазута при использовании для распыла мазута пара в количестве 0,15 кг пара на 1 кг мазута. Принять давление пара 1,6 МПа, температуру пара 300° С.

Решение. Изменение располагаемой теплоты мазута

$$\Delta Q_{\text{р}}^{\text{р}} = Q_{\text{ф}} = G_{\text{ф}} (h_{\text{ф}} - 2512).$$

При $p = 1{,}6$ МПа и $t = 300°$ С $h_{\text{ф}} = 3036$ кДж/кг. При этом $\Delta Q_{\text{р}}^{\text{р}} = 0{,}15\,(3036 - 2512) = 78{,}6$ кДж/кг.

Пример 3.5. Определить, насколько изменится расход топлива на барабанном котле при включении продувки воды из барабана в количестве 2,5% и сохранении полезной теплопроизводительности котла. Параметры пара и воды и их расходы принять по примеру 3.1.

Решение. При отсутствии продувки $Q_{\text{пол}} = Q_{\text{п.к1}}/B_1 = 518\,270/26{,}5 = 19\,557$ кДж/кг при расходе топлива $B_1 = 26{,}5$ кг/с.

При наличии продувки потери теплоты с продуваемой водой равны $Q_{\text{пр}} = D_{\text{пр}} (h' - h_{\text{п.в}})$. При давлении в барабане 15,4 МПа $h' = 1627{,}6$ кДж/кг.

В соответствии с формулой (3.3а) при продувке 2,5%

$$Q_{\text{п.к2}} = 186{,}11\,(3449{,}1 - 1086{,}5) + 163{,}89\,(3563{,}0 - 3086{,}6) +$$

$$+ 186{,}11 \frac{2{,}5}{100} (1627{,}6 - 1086{,}5) = 520\,790 \text{ кДж/с}.$$

Расход топлива $B_2 = 520\,790/19557{,}4 = 26{,}63$ кг/с.

Увеличение расхода топлива $\Delta B/B_1 = (26{,}63 - 26{,}5)/26{,}5 = 0{,}00486$, или 0,486%.

Пример 3.6. Определить располагаемую теплоту эстонских сланцев (приложение, табл. П1, топливо № 17) при температуре топлива 20° С, холодного воздуха 30° С, температуре предварительного подогрева воздуха $t'_{\text{в}} = 50°$ С, отношении количества воздуха на входе в воздухоподогреватель к теоретически необходимому $\beta' = 1{,}35$ и замкнутой сушке топлива.

Решение. В соответствии с табл. П1 приложения низшая теплота сгорания эстонских сланцев 9000 кДж/кг. По табл. П3 приложения

$$H^0_{\text{х.в}} = 96{,}15 \text{ кДж/кг}, \quad H^{0\prime}_{\text{в}} = 160.25 \text{ кДж/кг}.$$

1. Определяем теплоту подогрева воздуха

$$Q_{\text{в. внш}} = 1{,}35\,(160{,}25 - 96{,}15) = 86{,}5 \text{ кДж/кг}.$$

2. Определяем физическую теплоту топлива. По табл. П6 приложения:

$$c^{\text{с}}_{\text{тл}} = 1{,}0636 \text{ кДж/(кг} \cdot °\text{С)};$$

$$c_{тл}=\frac{12,0}{100}4,1868+1,0636\frac{100-12,0}{100}=1,438\ \text{кДж/(кг}\cdot{}^{\circ}\text{C)};$$

$$Q_{тл}=1,438\cdot 20=28,8\ \text{кДж/кг}.$$

3. Определяем потери теплоты от разложения карбонатов:

$$Q_к=40,6\,(CO_2)^р_к.$$

По табл. П1 приложения для эстонских сланцев $(CO_2)^р_к=16,7\%$. Тогда

$$Q_к=40,6\cdot 16,7=678\ \text{кДж/кг}.$$

4. Определяем $Q^р_р$ по (3.2):

$$Q^р_р=9000+86,5+28,8-678=8437\ \text{кДж/кг}.$$

ЗАДАЧИ

Задача 3.1. Определить располагаемую теплоту донецкого угля марки Г (отсевы) (приложение, табл. П1, топливо № 2) при температуре холодного воздуха 30° С, температуре предварительного подогрева воздуха 50° С. Отношение количества воздуха на входе в котел к теоретически необходимому $\beta'=1,35$, сушка топлива — замкнутая, физической теплотой топлива пренебречь.

Задача 3.2. Насколько меняется $Q^р_р$ бурого угля Челябинского месторождения (приложение, табл. П1, топливо № 12) при изменении температуры предварительного подогрева воздуха с 40 до 80° С? При решении задачи принять $\beta'=1,22$.

Задача 3.3. Определить тепловосприятие котла $Q_{пол}$ при наличии отбора пара на собственные нужды. Расход пара на собственные нужды принять из промежуточного пароперегревателя в количестве 40 кг/с с параметрами $t_{пе}=450^{\circ}$ С, $p=2,55$ МПа. Принять параметры и расходы свежего пара по примеру 3.1, при этом расход пара на входе в промежуточный перегреватель увеличить с 163,9 до 203,9 кг/с.

Задача 3.4. Определить располагаемую теплоту фрезерного торфа (приложение, табл. П1, топливо № 18), а также энтальпию уходящих газов при изменении влажности $W^р$ с 50 до 40%. Принять: температуру холодного воздуха 30° С, предварительного подогрева воздуха на входе в воздухоподогреватель 50° С; отношение расхода воздуха на входе в воздухоподогреватель к теоретически необходимому $\beta'=1,25$; избыток воздуха за котлом $\alpha_{ух}=1,40$; температуру уходящих газов $\vartheta_{ух}=150^{\circ}$ С; температуру топлива принять 20° С.

3.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ПАРОВОГО КОТЛА

Коэффициент полезного действия парового котла определяется по формуле

$$\eta_к=100-q_2-q_3-q_4-q_5-q_6, \qquad (3.4)$$

где q_2 — потеря теплоты с уходящими газами, %,

$$q_2=\frac{(H_{ух}-\alpha_{ух}H^0_{х.в})(100-q_4)}{Q^р_р}. \qquad (3.5а)$$

При разомкнутой схеме сушки (3.5а) принимает вид

$$q_2 = \frac{[(1-r)H_{ух} + r H_{отб} - \alpha_{ух} H^0_{х.в}](100-q_4)}{Q^р_р}, \qquad (3.5б)$$

где r и $H_{отб}$ — доля отбора газов на сушку топлива и их энтальпия в месте отбора, кДж/кг.

При разомкнутой схеме сушки все данные о топливе относят к подсушенному топливу (сушонке), в том числе $Q^р_н$ и $Q^р_р$. Потери теплоты с химическим q_3, механическим q_4 недожогом и на наружное охлаждение q_5, %, принимаются по табл. П7 приложения.

Потеря теплоты со шлаком, %, определяется по формуле

$$q_{6\,шл} = \frac{a_{шл}(c\vartheta)_{шл} A^р}{Q^р_р}, \qquad (3.6)$$

где $a_{шл} = 1 - a_{ун}$, $a_{ун}$ — доля уноса золы с продуктами сгорания, определяемая по табл. П8; $(c\vartheta)_{шл}$ — энтальпия шлака, кДж/кг, принимаемая по табл. П5 приложения.

Температура шлака $\vartheta_{шл}$ при твердом шлакоудалении принимается равной 600° С; при жидком шлакоудалении — $t_{н.ж}$ либо при отсутствии данных — $t_з + 100°$ С, последние принимаются по [1].

Полный расход топлива определяется зависимостью

$$B = \frac{Q_{п.к} \cdot 100}{Q^р_р \eta_к}. \qquad (3.7)$$

Расчетный расход топлива определяется с учетом механической неполноты горения

$$B_р = B(1 - 0{,}01\, q_4). \qquad (3.8)$$

При разомкнутой схеме сушки расход топлива определяется по подсушенному топливу $B_{сущ}$. Для определения расхода сырого топлива производится пересчет по формуле

$$B = B_{сущ} \frac{100 - W^{сущ}}{100 - W^р}, \qquad (3.9)$$

где $W^{сущ}$ — влажность подсушенного топлива на рабочую массу, %.

Коэффициент полезного действия $\eta^{сущ}_к$ находится по (3.4) с увеличением значения q_4 на потерю теплоты с уносом пыли после золоуловителей.

ПРИМЕРЫ

Пример 3.7. Для условий примера 3.1 определить КПД котла и расход топлива.

Решение. 1. Определяем КПД котла. Потери $q_3 = 0$; $q_4 = 0{,}3\%$; $q_5 = 0{,}3\%$ принимаем из примера 3.1.

По формуле (3.5б) потеря теплоты с уходящими газами составит

$$q_2 = \frac{[(1-0{,}34)\,1256{,}0 + 0{,}34 \cdot 4001{,}3 - 1{,}2306 \cdot 223{,}6]\,(100-0{,}3)}{21\,658} = 8{,}81\%.$$

По формуле (3.6) потери теплоты со шлаками составят

$$q_{6\,\text{шл}} = \frac{0{,}5 \cdot 1637{,}0 \cdot 4{,}8}{21\,658} = 0{,}18\%.$$

Коэффициент полезного действия парового котла

$$\eta_к = 100 - (8{,}81 + 0{,}0 + 0{,}3 + 0{,}3 + 0{,}18) = 90{,}41\%.$$

2. Определяем расход подсушенного топлива (по примеру 3.1 $Q_{\text{п.к}} = 518\,270$ кДж/с):

$$B_{\text{сущ}} = \frac{518\,270 \cdot 100}{21\,658 \cdot 90{,}41} = 26{,}5 \text{ кг/с}.$$

3. Расход сырого топлива на котел (при $W^{\text{р}} = 33{,}0\%$)

$$B = 26{,}5\,\frac{100-13{,}0}{100-33{,}0} = 34{,}41 \text{ кг/с}.$$

Пример 3.8. Сопоставить расходы топлива при сжигании его в котле с разомкнутой схемой сушки и без нее. Расход топлива при разомкнутой схеме сушки топлива принять по примеру 3.7. Исходные данные рабочей массы влажного топлива и условия его сжигания принять следующими: влажность топлива $W^{\text{р}} = 33{,}0\%$; избыток воздуха и его температуру на входе в калорифер $\beta' = 1{,}22$ и $t_{\text{х.в}} = 30°$ С; $t'_{\text{в}} = 55°$ С; избыток воздуха в уходящих газах $\alpha_{\text{ух}} = 1{,}26$; температуру уходящих газов $\vartheta_{\text{ух}} = 150°$ С; теплоту сгорания $Q^{\text{р}}_{\text{н}} = 15\,825$ кДж/кг; $V_{RO_2} = 0{,}84$ м^3/кг; $V^0 = 4{,}34$ м^3/кг; $V^0_{N_2} = 3{,}43$ м^3/кг; $V^0_{H_2O} = 0{,}82$ м^3/кг.

Решение. Ниже приводится определение расхода топлива при замкнутой схеме сушки.

1. Определяем энтальпию газов при температурах 100 и 200° С. В соответствии с (2.23) и (2.24) находим теоретические энтальпии газов и воздуха при $\vartheta = 100$ и 200° С и по (2.25) определяем энтальпии газов для этих температур при $\alpha_{\text{ух}} = 1{,}26$ (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Температура, °С	$V_{RO_2}(c\vartheta)_{RO_2}$, кДж/кг	$V_{N_2}(c\vartheta)_{N_2}$, кДж/кг	$V_{H_2O}(c\vartheta)_{H_2O}$, кДж/кг	$H^0_{\text{г}}$, кДж/кг	$H^0_{\text{в}}$, кДж/кг	$H_{\text{г}}$ при $\alpha = 1{,}26$ кДж/кг
100	142,8	445,2	124,0	712,0	573,8	861,2
200	300,3	851,8	250,5	1442,6	1154,9	1742,9

При температуре $\vartheta_{ух}=150°$ С $H_{ух}=0{,}5(H_г^{100}+H_г^{200})=$ $=1302{,}1$ кДж/кг.

2. Определяем располагаемую теплоту топлива. Теплота подогрева воздуха вне котла (по § 3.1)

$$Q_{в.внш}=1{,}22(315{,}6-172{,}1)=175{,}1 \text{ кДж/кг}.$$

Принимаем расчетную температуру сырого топлива $t_{тл}=0°$ С, поэтому $Q_{тл}=0$. Тогда $Q_р^р=15\,825+0+175{,}1=16\,000$ кДж/кг.

3. Определяем потери теплоты и КПД котла. Находим потери с уходящими газами по (3.5а):

$$q_2=\frac{(1302{,}1-1{,}26\cdot 172{,}1)(100-0{,}5)}{16\,000}=6{,}75\%.$$

Другие потери находим с использованием табл. П7 приложения: $q_3=0$; $q_4=0{,}5\%$; $q_5=0{,}26\%$. При $a_{ун}=0{,}95$

$$a_{шл}=0{,}05 \text{ и } q_6=0{,}05\cdot 560\cdot 4{,}8/16000{,}1=8\cdot 10^{-3}\%.$$

$$\eta_к=100-(6{,}75+0{,}0+0{,}5+0{,}26+0{,}008)=92{,}48\%.$$

4. Полный расход топлива на котле при замкнутой схеме сушки по (3.7)

$$B=\frac{518\,272\cdot 100}{16\,000\cdot 92{,}48}=35{,}03 \text{ кг/с}.$$

При разомкнутой схеме сушки топлива (пример 3.7) расход топлива $B=34{,}41$ кг/с.

Пример 3.9. Определить, как будут различаться КПД (приложение, табл. П1, топливо № 4) и расходы топлива при сжигании тощего угля в паровых котлах при газоплотном исполнении и с обычными экранами топки и газоходов при уравновешенной тяге. Принять для обоих вариантов одинаковыми: $\vartheta_{ух}=130°$ С; $t_{х.в}=30°$ С; $t'_в=40°$ С; присосы в пылесистеме $\Delta\alpha_{пл}=0{,}1$, то же в воздухоподогревателе $\Delta\alpha_{вп}=0{,}06$; шлакоудаление — жидкое; параметры и расход пара — из примера 3.1. Избытки воздуха в уходящих газах: $\alpha_{ух}=1{,}26$ — при газоплотном исполнении; $\alpha_{ух}=1{,}34$ — при уравновешенной тяге.

Решение. Котел в газоплотном исполнении. 1. Определяем располагаемую теплоту топлива. Принимаем расчетную температуру сырого топлива $t_{тл}=0°$ С, поэтому $Q_{тл}=0$. Отношение количества воздуха на входе в котел к теоретическому определяется зависимостью $\beta'=1{,}20-0{,}0-0{,}1+0{,}06=1{,}16$. Энтальпии воздуха принимаем по табл. П3 приложения при температурах 30 и 40° С. Они равны $H^0_{х.в}=249{,}3$ и $H^0_в=$ $=332{,}4$ кДж/кг. При этом $Q_{в.внш}=1{,}16(332{,}4-249{,}3)=$ $=96{,}4$ кДж/кг. Тогда $Q_р^р=23\,400+0+96{,}4=23\,496$ кДж/кг.

2. Определяем потери теплоты в котле. В соответствии с приложением (табл. П8) потери теплоты $q_3=0$, $q_4=1{,}5\%$, $q_5=0{,}26\%$, $a_{шл}=0{,}2$. Доля уноса золы $a_{ун}=0{,}8$. Температура

шлаков по [1] $t_{шл}=1400°$ С, тогда их энтальпия $(c\vartheta)_{шл}=$ $=1583$ кДж/кг (см. табл. П5 приложения)

$$q_{6\,шл}=\frac{0{,}2\cdot 1583\cdot 25{,}4}{23\,496}=0{,}34\%.$$

В соответствии с табл. П3 приложения для данного топлива при $\vartheta_{ух}=130°$ С $H^0_г=1201$ кДж/кг; $H^0_в=1080$ кДж/кг.

При избытке воздуха $\alpha_{ух}=1{,}26$ по (2.25)

$$H_{ух}=1201+(1{,}26-1)\,1080=1482\text{ кДж/кг}.$$

По (3.5а)

$$q_2=\frac{(1482-1{,}26\cdot 249{,}3)(100-1{,}5)}{23\,496}=4{,}90\%.$$

4. Коэффициент полезного действия по (3.3)

$$\eta'_к=100-(4{,}90+0+1{,}5+0{,}26+0{,}34)=93{,}0\%.$$

Полный расход топлива по (3.7)

$$B'=\frac{518\,270\cdot 100}{23\,496\cdot 93{,}0}=23{,}72\text{ кг/с}.$$

Значение $Q_{п.к}$ принято по примеру 3.1.

Котел с уравновешенной тягой. 1. Потери теплоты: $q_3=0{,}0\%$;

$$q_4=1{,}5\%;\ q_5=0{,}26\%;\ q_{6\,шл}=0{,}34\%.$$

2. Энтальпия $H_{ух}=1201+(1{,}34-1{,}0)\,1080=1568$ кДж/кг.

3. Потеря с уходящими газами

$$q_2=\frac{(1568-1{,}34\cdot 249{,}3)(100-1{,}5)}{23\,496}=5{,}17\%.$$

4. $\eta''_к=100-(5{,}17+0{,}0+1{,}5+0{,}26+0{,}34)=92{,}73\%.$

5. $B''=\dfrac{518\,270\cdot 100}{23\,496\cdot 92{,}73}=23{,}8$ кг/с.

При выполнении расчета следует иметь в виду, что в газоплотных котлах, в том числе при работе под наддувом, присосы в воздухоподогревателях остаются такими же, как и в котлах с уравновешенной тягой.

Таким образом, в газоплотном котле КПД выше на 0.27% и соответственно меньше расход топлива.

Пример 3.10. Насколько уменьшится расход условного топлива при сжигании в газоплотном котле по примеру 3.9 газообразного топлива (приложение, табл. П2 топливо № 8)? Принять избыток воздуха за топкой $\alpha_т=1{,}05$, присос воздуха в воздухоподогреватель 0,06, температуру холодного воздуха и на входе в котел $t_{х.в}=t'_в=30°$ С, температуру уходящих газов 120° С.

Решение. В соответствии с табл. П7 для газообразного топлива $q_3=0{,}5\%$; $q_4=0$; $q_5=0{,}26\%$. Топливо беззольное, потери с физическим теплом шлаков отсутствуют.

1. Определяем располагаемую теплоту топлива. Принимаем расчетную температуру топлива $t_{тл}=0$. В связи с отсутствием предварительного подогрева воздуха $Q_{в.внш}=0$. По табл. П2 приложения $Q^{р}_{н}=37\ 560$ кДж/м^3.

Располагаемая теплота топлива (см. 3.2):

$$Q^{р}_{р}=37\ 560+0+0=37\ 560 \text{ кДж/м}^3.$$

2. Определяем потерю теплоты с уходящими газами. По табл. П4 приложения для данного природного газа при $\vartheta_{ух}=120^{\circ}$ С теоретические энтальпии воздуха и продуктов сгорания равны $H^{0}_{в}=1583$ кДж/м^3 и $H^{0}_{г}=1854$ кДж/м^3, теоретическая энтальпия воздуха при температуре 30° С $H^{0}_{х.в}=395{,}7$ кДж/м^3.

Избыток воздуха в уходящих газах $\alpha_{ух}=\alpha_{т}+\Delta\alpha_{вп}=1{,}05+0{,}06=1{,}11$.

При избытке воздуха $\alpha_{ух}=1{,}11$

$$H_{ух}=1854+(1{,}11-1{,}0)\,1583=2028 \text{ кДж/м}^3.$$

По (3.5а)

$$q_2=\frac{(2028-1{,}11\cdot 395{,}7)(100-0)}{37\ 560}=4{,}23\%.$$

3. Определяем коэффициент полезного действия

$$\eta_{к}=100-(4{,}23+0{,}5+0{,}0+0{,}26+0{,}0)=95{,}0\%.$$

4. Определяем по (3.7) полный расход топлива

$$B=\frac{518\ 270\cdot 100}{37\ 560\cdot 95{,}0}=14{,}52 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Значение $Q_{п.к}$ принято по примеру 3.1.

5. Определяем условный расход топлива. Условным называется топливо с низшей теплотворной способностью $Q_{у.т}=29\ 308$ кДж/кг:

$$B_{у.т}=B\,\frac{Q^{р}_{н}}{Q_{у.т}}=14{,}52\,\frac{37\ 560}{29\ 308}=18{,}62 \text{ кг/с условного топлива.}$$

Для сравнения: при сжигании в таком же котле тощего угля по примеру 3.9:

$B_{у.т}=23{,}8\,\frac{23\ 400}{29\ 308}=19{,}0$ кг/с условного топлива, т. е. на 5,48% больше.

ЗАДАЧИ

Задача 3.5. Насколько изменятся потери с уходящими газами для бурого угля Назаровского месторождения (приложение, табл. П1, топливо № 15) при изменении $\vartheta_{ух}$ со 160 до 140° С (за счет очистки поверхностей газового тракта)? Принять избыток воздуха в уходящих газах 1,26, температуру холодного воздуха 30° С, температуру воздуха на входе в паровой котел 50 С, относительный избыток воздуха на входе в паровой котел $\beta' = 1{,}22$. потери теплоты с механическим недожогом $q_4 = 0{,}5\%$.

Задача 3.6. Определить расход топлива для газоплотного котла производительностью 736,11 кг/с на следующие параметры пара:

Температура перегретого пара	545/545° С
Температура питательной воды	270° С
Давление свежего пара на выходе	25,02 МПа
Давление питательной воды	30,41 МПа
Расход пара через промежуточный перегреватель	605,56 кг/с
Температура пара на входе в промежуточный перегреватель	295° С
Давление пара после промежуточного перегревателя	3,92 МПа
Давление пара на входе в промежуточный перегреватель	4,17 МПа
Топливо — природный газ (приложение, табл. П2, топливо № 7)	

При проведении расчетов:

Температура воздуха перед паровым котлом	30° С
Предварительный подогрев воздуха	Отсутствует
Избыток воздуха на выходе из парового котла	1,30
Температура уходящих газов	120 С
Впрыск в промежуточный пароперегреватель	Отсутствует

Задача 3.7. Определить потери q_2 для топлив с различной влажностью при одинаковой температуре уходящих газов $\vartheta_{ух} = 140°$ С и $\alpha_{ух} = 1{,}45$; $t_{х.в} = 30°$ С; $t'_в = 30°$ С; $t_{тл} = 0°$ С. Принять следующие топлива по табл. П1: АШ (№ 3). кузнецкий СС (№ 6), назаровский уголь (№ 15) и соответственно q_4, равное 4; 1; 0,5%, $a_{ун} = 0{,}95$.

Задача 3.8. Определить потери q_2 при сжигании в паровом котле экибастузского угля (приложение, табл. П1, № 9) при $\vartheta_{ух} = 140°$ С и избытке воздуха на выходе из парового котла соответственно 1.20; 1.30; 1,40; 1,50. Принять $t_{х.в} = 30$ С, $t'_в = 30°$ С, $q_4 = 2\%$, $t_{тл} = 0$. Сопоставить изменение объемов газов (см. гл. 2) и потерь q_2.

Глава четвертая

РАСЧЕТЫ ТОПОЧНОЙ КАМЕРЫ И РАДИАЦИОННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

4.1. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И ОПТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПОЧНОЙ КАМЕРЫ

4.1.1. За границы объема топки принимаются: за нижнюю границу — ее под в газомазутных топках и топках с жидким шлакоудалением или условную плоскость, проходящую через середину высоты холодной воронки для топок с твердым шлакоудалением. Границами верхней части топки являются плоскости, проходящие по осям потолочного экрана и по осям первого ряда труб ширм или фестона, находящихся на выходе из топки. Вертикальными границами объема топки являются плоскости, проходящие по осям экранных труб либо по внутренней поверхности обмуровки (при отсутствии экранов) или слоя натрубной футеровки. Примеры определения объема топки приведены на рис. 6.1 [1] и рис. 4.1 [2].

Объем призматической топки находится по формуле

$$V_т = F^б_{ст} a_т, \tag{4.1}$$

где $F^б_{ст}$ — поверхность боковой стены топки, м^2: $a_т$ — ширина топки, м.

4.1.2. Поверхность стен открытой призматической топки $F_{ст}$ представляет собой сумму плоскостей $\sum F_{пл}$, ограничивающих объем топки. Если топка имеет разреженные ширмы (с шагом более 700 мм) и двусветные экраны, то поверхность стен топки определяется как

$$F_{ст} = F_{св} + \sum F_{дв.э} + \sum F_{ш.т} Z_{ш.т} + F_{пр} Z_{пр}, \tag{4.2}$$

где $\sum F_{дв.э}$ — поверхность двусветных экранов, определяемая по зависимости

$$\sum F_{дв.э} = 2 a_{дв.э} l_{дв.э} n_{дв.э}, \tag{4.3}$$

$a_{дв.э}$, $l_{дв.э}$, $n_{дв.э}$ — глубина, высота и количество двусветных экранов в топке; $\sum F_{ш.т}$ поверхность ширм, установленных в топке (кроме ширм в выходном окне),

$$\sum F_{ш.т} = 2 a_{ш.т} l_{ш.т} n_{ш.т}, \tag{4.4}$$

$a_{ш.т}$, $l_{ш.т}$, $n_{ш.т}$ — глубина, высота и количество ширм; $F_{св}$ — поверхность стен части топки, свободной от ширм; $F_{пр}$ — поверхность стен топки в зоне ширм (прилегающих к ширмам); $Z_{ш.т}$, $Z_{пр}$ — коэффициенты, характеризующие неравномерность освещенности ширм и прилегающих к ним стен.

4.1.3. Расчетная лучевоспринимающая поверхность настенных и двусветных экранов топки в соответствии с ее определением по [1]

$$F_{л.т}=\sum F^{э}_{пл}\,x_{н.э}+\sum F_{дв.э}\,x_{дв.э}, \qquad (4.5а)$$

где $F^{э}_{пл}$ — поверхность стен, занятая экраном, м^2; $x_{н.э}$, $x_{дв.э}$ — угловые коэффициенты настенных и двусветных экранов (рис. П1 приложения).

Для газоплотных и ошипованных частей экранов, а также выходного окна и условной горизонтальной плоскости холодной воронки угловой коэффициент x принимается равным единице. Тогда

$$F^{э}_{пл}=F_{ст}-\Delta F,$$

где ΔF — площадь горелок, лазов и других не занятых экранными трубами участков.

При наличии ширм, включаемых в объем топки, ее лучевоспринимающая поверхность рассчитывается по формуле

$$F_{л.т}=F^{э}_{св}\,x_{н.э}+F_{ш.т}\,Z_{ш.т}\,x_{ш.т}+F_{пр}\,Z_{пр}\,x_{н.э}. \qquad (4.5б)$$

4.1.4. Поперечное сечение топки

$$f_{т}=a_{т}\,b_{т}. \qquad (4.6)$$

Здесь $a_{т}$, $b_{т}$ — ширина и глубина топки, м.

4.1.5. Высота топки при определении геометрических размеров и проведении позонных тепловых расчетов принимается от середины холодной воронки или пода до потолка топочной камеры. При определении относительной высоты положения максимума температуры в топке ее высота принимается до середины выходного газового окна.

4.1.6. Относительный уровень положения горелок $X_{г}$

$$X_{г}=H_{г}/H_{т}, \qquad (4.7)$$

где $H_{г}$ — расстояние (высота) от середины холодной воронки (или уровня пода) до оси яруса горелок. При расположении горелок в несколько ярусов $H_{г}$ определяется как средневзвешенная величина:

$$H_{г}=\frac{H_{г1}\,B_1+H_{г2}\,B_2+\ldots+H_{гn}\,B_n}{B_1+B_2+\ldots+B_n}, \qquad (4.8)$$

где B_1, B_2, B_n — расход топлива через каждый ярус горелок, соответственно первый, второй и n-й ярусы, кг/с; $H_{г1}$, $H_{г2}$, $H_{гn}$ — высоты каждого яруса, м.

4.1.7. Эффективная толщина излучающего слоя, м,

$$s=3{,}6V_{т}/F_{ст}. \qquad (4.9а)$$

При наличии ширм, включаемых в объем топки,

$$s=\frac{3{,}6V_т}{F_{св}+F_{ш.т}+F_{пр}}\left(1+\frac{F_{ш.т}}{F_{св}+F_{пр}}\frac{V_{св}}{V_т}\right), \qquad (4.9б)$$

где $V_{св}$ — часть объема топки, свободная от ширм.

4.1.8. Коэффициент излучения топочной камеры для камерных топок

$$\varepsilon_т=\frac{\varepsilon_ф}{\varepsilon_ф+(1-\varepsilon_ф)\psi_{ср}}, \qquad (4.10)$$

где $\varepsilon_ф$ — коэффициент излучения факела,

$$\varepsilon_ф=1-e^{-kps}, \qquad (4.11)$$

где e — основание натурального логарифма; k — коэффициент ослабления лучей топочной средой; s — эффективная толщина излучающего слоя для топки, м (см. п. 4.1.7); p — давление газовой среды в топке.

При сжигании газообразного и жидкого топлива коэффициент излучения факела определяется по формуле

$$\varepsilon_ф=m\varepsilon_{св}+(1-m)\varepsilon_г. \qquad (4.12)$$

Здесь $\varepsilon_{св}$ и $\varepsilon_г$ — соответствующие коэффициенты излучения, которые имел бы объем топки при заполнении ее светящимся или несветящимся факелом; m — коэффициент усреднения, определяемый долей топочного объема, занятого светящимся факелом.

Для открытых и полуоткрытых топок при $q_V=\frac{BQ^р_н}{V_т}\leqslant$ $\leqslant 407$ кВт/м^3 независимо от нагрузки для природного газа $m=0{,}1$, а для жидкого топлива $m=0{,}55$. При $q_V\geqslant 1160$ кВт/м^3 для газа $m=0{,}6$, для мазута $m=1{,}0$. При значениях q_V в интервале между этими значениями m определяется линейной интерполяцией.

Значения $\varepsilon_{св}$ и $\varepsilon_г$ определяются по формулам

$$\varepsilon_{св}=1-e^{-(k_г r_п+k_с)ps};\quad \varepsilon_г=1-e^{-k_г r_п ps}. \qquad (4.13)$$

Коэффициент $k_г$ определяется по состоянию газов на выходе из топки и рассчитывается по формуле

$$k_г=\left(\frac{0{,}78+1{,}6r_{H_2O}}{0{,}316\sqrt{p_п s}}-1\right)\left(1-0{,}37\frac{T''_т}{10^3}\right), \qquad (4.14)$$

где $p_п$ — суммарное парциальное давление газов, МПа,

$$p_п=pr_п=p(r_{RO_2}+r_{H_2O}); \qquad (4.15)$$

r_{RO_2} и r_{H_2O} — объемные доли трехатомных газов и водяных паров.

Коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами

$$k_c = 0{,}3(2-\alpha_т)\left(1{,}6\frac{T''_т}{10^3}-0{,}5\right)\frac{C^р}{H^р}, \qquad (4.16)$$

где $C^р$, $H^р$ — соответственно содержание углерода и водорода в рабочей массе топлива; при сжигании природного газа $C^р/H^р = 0{,}12\Sigma\frac{m}{n}C_mH_n$. При $\alpha_т \geqslant 2$ k_c принимается равным 0.

При сжигании твердых топлив коэффициент ослабления лучей топочной средой определяется по формуле

$$k = k_г r_п + k_{зл}\mu_{зл} + k_{кокс}\varkappa_1\varkappa_2. \qquad (4.17)$$

Величина $k_г r_п$ определяется так же, как и при сжигании газа и мазута.

Безразмерная концентрация золы в продуктах сгорания определяется по (2.21):

$$\mu_{зл} = \frac{A^р a_{ун}}{100G_г}.$$

Коэффициент $k_{зл}$ определяется по формуле

$$k_{зл} = \frac{43\,000\rho_г}{\sqrt[3]{(T''_т)^2 d^2_{зл}}}, \qquad (4.17а)$$

где $\rho_г$ — плотность дымовых газов, принимаемая равной 1,3 кг/м^3; $d_{зл}$ — средний по удельной поверхности диаметр золовых частиц, мкм, принимается по табл. 4.1; $k_{кокс}$ — коэффициент, принимаемый равным 10,0, 1/(м·МПа); $\varkappa_1$, $\varkappa_2$ — безразмерные коэффициенты, учитывающие влияние концентрации коксовых частиц в факеле, для низкореакционных топлив (АШ, Т) $\varkappa_1 = 1$, для высокореакционных (каменные и бурые угли, торф, сланцы, древесина) $\varkappa_1 = 0{,}5$, при камерном сжигании $\varkappa_2 = 0{,}1$, при слоевом $\varkappa_2 = 0{,}03$.

Таблица 4.1

Топочное устройство, углеразмольные мельницы	Топливо или его состояние	Эффективный диаметр частиц золы $d_{зл}$, мкм
Камерные топки, шаровые барабанные мельницы	Все топлива	13
Камерные топки, среднеходные и молотковые мельницы	Все топлива, кроме торфа	16
Камерные топки, молотковые мельницы	Торф	24
Циклоные топки	Пыль	10
	Дробленка	20
Слоевые топки	Все топлива	20

4.1.9. Средний коэффициент тепловой эффективности топки

$$\psi_{ср}=\Sigma F_{пл\,i}\psi_i/\Sigma F_{пл\,i}, \qquad (4.18)$$

где $F_{пл\,i}$ — поверхность i-го участка топки; ψ_i — коэффициент тепловой эффективности i-го участка топки,

$$\psi_i=x_i\xi_i; \qquad (4.19)$$

x_i — угловой коэффициент участка; ξ_i — коэффициент загрязнения i-го участка, определяется по табл. 4.2.

Таблица 4.2

Тип экрана	Род топлива	Коэффициент ξ
Открытые гладкотрубные и плавниковые (мембранные) настенные экраны	Газообразное топливо	0,65
	Мазут	0,55
	АШ и ПА при $Г_{ун}\geqslant 12\%$, тощий уголь при $Г_{ун}\geqslant 8\%$, каменные и бурые угли, фрезторф	0,45
	Экибастузский уголь при $R_{90}\leqslant 15\%$	0,35—0,40*
	Бурые угли с $W^п>3{,}3\%$ при газовой сушке и прямом вдувании	0,55
	Сланцы северо-западных месторождений без применения водяной обмывки	0,25
	То же с учетом водяной обмывки	0,30
Ошипованные экраны, покрытые хромитовой массой, в топках с твердым шлакоудалением*	Все топлива	0,20
Экраны, покрытые шамотным кирпичом	Все топлива	0,10

Примечания: 1. Меньшие значения при тепловом напряжении сечения топки $q_f=\dfrac{BQ^р_н}{f_т}\leqslant 3{,}49$ МВт/м², бо́льшие при $q_f\geqslant 5{,}815$ МВт/м².

2. При жидком шлакоудалении $\xi=\left(0{,}53-0{,}25\dfrac{t^{шл}_3}{10^3}\right)b$, где $b=1{,}0$ для однокамерных и двукамерных топок, $b=1{,}2$ для полуоткрытых топок с пережимом; $t^{шл}_3=t_3-50^\circ$ С.

Для гладкотрубных двусветных экранов и топочных ширм коэффициент загрязнения уменьшается по сравнению с настенными гладкотрубными экранами на 0,1, для цельносварных двусветных экранов и ширм на 0,05.

При расположении в выходном газовом окне топочных ширм для плоскости, отделяющей топку от ширм,

$$\psi_{окн}=\psi_{отк}\beta, \qquad (4.20)$$

где β — коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между топкой и ширмами, определяется по рис. П2 приложения в зависимости от температуры газов на выходе из топки; $\psi_{отк}$ — коэффициент тепловой эффективности открытых экранов.

При сжигании газа после угольной пыли без очистки экранов коэффициенты загрязнения принимаются, как для твердого топлива.

ПРИМЕРЫ

Пример 4.1. Определить геометрические характеристики топочной камеры котла Е-670-13,8 ГМ, $t_{пе} = 545/545°$ С в соответствии с рис. 4.1. Котел имеет газоплотные экраны, сжигается мазут через 12 горелок с диаметром амбразуры 1,0 м, имеется шесть лазов диаметром 0,5 м. Ширмы на выходе из топки имеют шаг 720 мм.

Решение. 1. Определяем поверхность стен топки (см. п. 4.1.2):

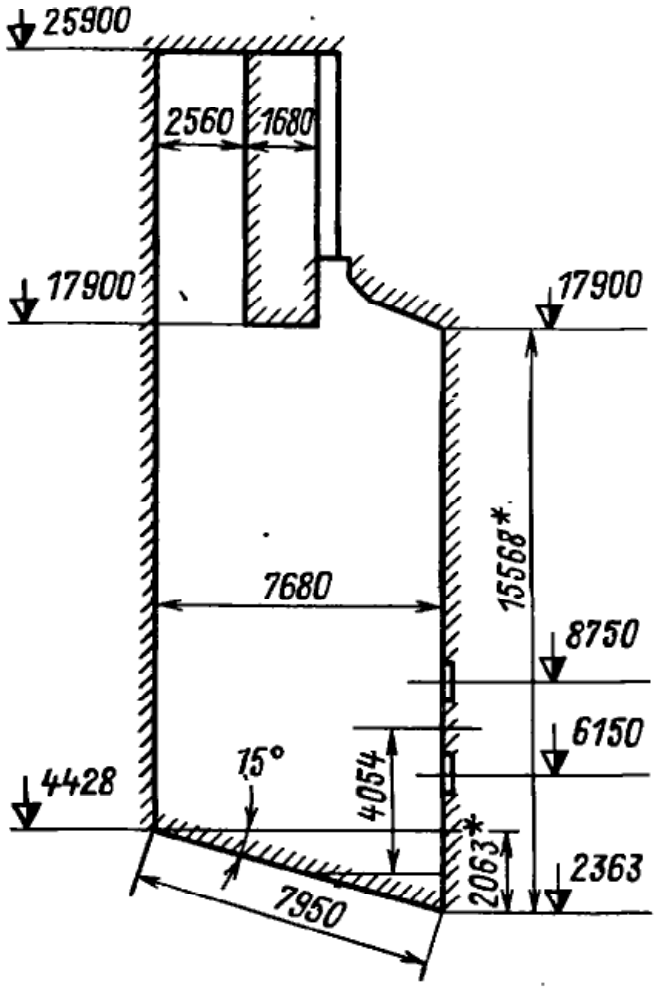
фронтовой стены $F_ф = 21{,}472 \cdot 18{,}0 = 386{,}5$ м^2;

задней стены $F_з = (15{,}57 + 2{,}19 + 0{,}61 + 0{,}37) \cdot 18{,}0 = 337{,}3$ м^2;

боковой стены $F_б = 2{,}49 \cdot 8{,}0 + 0{,}37 \cdot 0{,}87 + (0{,}87 + 1{,}30) \cdot 0{,}5 \times$
$\times 0{,}43 + (1{,}30 + 5{,}37) \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}764 + 13{,}472 \cdot 7{,}68 + 2{,}06 \cdot 0{,}5 \cdot 7{,}68 =$
$= 133{,}9$ м^2;

пода $F_{под} = 7{,}95 \cdot 18{,}0 = 143{,}1$ м^2;

потолка $F_{пот} = 2{,}49 \cdot 18{,}0 = 44{,}8$ м^2;



газового окна $F_{окн} = (8{,}0 + 1{,}82 + 1{,}5 + 0{,}87) \cdot 18{,}0 = 219{,}4$ м^2;

ограждающих стен топки

$$F_{ст} = F_ф + F_з + 2F_б + F_{под} + F_{пот} + F_{окн} = 1398{,}9 \text{ м}^2.$$

2. Определяем объем топки. Объем топки без зоны ширм для определения эффективной толщины излучающего слоя

$$V_т = F_б a_т = 133{,}9 \cdot 18{,}0 = 2410 \text{ м}^3.$$

Объем топки с учетом зоны ширм для определения теплового напряжения q_V. Так как шаг ширм превышает 700 мм, то в объем топки включается также объем газохода ширм до входа в последующую по-

Рис. 4.1. Топочная камера газомазутного котла Е-670-13,8 ГМ

верхность $V_т^ш = F_б a_т + b_ш h_ш a_т + b_0 l_0 h_0 = 133{,}9 \cdot 18{,}0 + 1{,}82 \cdot 8{,}0 \times$ $\times 18{,}0 + 0{,}7 \cdot 6{,}446 \cdot 18{,}0 = 2753$ м^3.

3. Определяем лучевоспринимающую поверхность $F_{лт}$ по (4.5а):

$$F_{гор} = n_{гор} \cdot 0{,}785 d_{гор}^2 + n_л \cdot 0{,}785 d_л^2 = 10{,}6 \text{ м}^2;$$

$$F_{лт} = (F_{ст} - F_{гор}) x_{н.э} = (1398{,}9 - 10{,}6) \cdot 1{,}0 = 1388{,}3 \text{ м}^2.$$

В отличие от обычных гладкотрубных экранов угловой коэффициент $x_{н.э}$ для газоплотных экранов, а также пода и газового окна равен единице.

4. Определяем относительный уровень расположения горелок по (4.7). Расстояние от пода до оси горелок в соответствии с рис. 4.1 $H_г = 4{,}05$ м, тогда

$$X_г = 4{,}05/(14{,}5 + 4{,}05) = 0{,}219.$$

5. Определяем эффективную толщину излучающего слоя (по 4.9а)

$$s = 3{,}6 \frac{2410}{1398{,}9} = 6{,}2 \text{ м}.$$

Пример 4.2. Как изменится коэффициент тепловой эффективности ψ фронтовой стены топки, если:

а) негазоплотный экран из гладких труб наружным диаметром 60 мм с шагом 64 мм заменить на цельносварной;

б) ввести зажигательный пояс по всей ширине фронтовой стены высотой 2,0 м?

Условия: топливо — бурый уголь, ширина фронтовой стены 18,0 м, высота 25 м, горелки на стене отсутствуют, имеется 2 лаза $\varnothing$ 0,5 м, расстояние от оси экранных труб до обмуровки 30 мм.

Решение. 1. Определяем коэффициент тепловой эффективности экрана из гладких труб. Угловой коэффициент $x_{н.э} = 0{,}98$. В соответствии с табл. 4.2 коэффициент $\xi = 0{,}45$. Коэффициент тепловой эффективности $\psi = 0{,}45 \cdot 0{,}98 = 0{,}441$. Поверхность фронтовой стены топки $F_{ст} = 25{,}0 \cdot 18{,}0 = 450$ м^2.

Поверхность фронтовой стены топки, занятая экраном, $F_{пл}^э = bh_{ст} - nd_л^2 \pi/4 = 25{,}0 \cdot 18{,}0 - 2 \cdot 0{,}5^2 \cdot 0{,}785 = 449{,}6$ м^2.

Средний коэффициент тепловой эффективности экрана по (4.18)

$$\psi_{ср} = \frac{0{,}441 \cdot 449{,}6}{450{,}0} = 0{,}4406.$$

2. Определяем коэффициент тепловой эффективности цельносварного экрана. Угловой коэффициент $x_{н.э} = 1{,}0$. Величины $F_{ст}$, $F_{пл}^э$ сохраняют прежние значения. Коэффициент $\xi = 0{,}45$, при этом $\psi_э = 1{,}0 \cdot 0{,}45 = 0{,}45$ и $\psi_{ср} = 0{,}45 \cdot 449{,}6/450{,}0 = 0{,}4496$.

3. Определяем коэффициент тепловой эффективности цельносварного экрана с зажигательным поясом высотой 2,0 м. Угловой коэффициент $x_{з.п}=1{,}0$. Величины $F_{ст}$ и ξ экранных труб сохраняют прежние значения. Поверхность фронтовой стены делится на две части:

открытая часть экранных труб

$$F^{э}_{пл\ 1}=18{,}0(25{,}0-2{,}0)-2\cdot 0{,}5^2\cdot 0{,}785=413{,}6\ \text{м}^2;$$

зажигательный пояс

$$F_{пл\ 2}=18{,}0\cdot 2{,}0=36\ \text{м}^2.$$

Коэффициент тепловой эффективности:
открытой части

$$\psi_э=0{,}98\cdot 0{,}45=0{,}441;$$

зажигательного пояса $\psi_{з.п}=1{,}0\cdot 0{,}2=0{,}2$,
где $\xi=0{,}2$, по табл. 4.2.
Средний коэффициент эффективного экрана

$$\psi_{ср}=\frac{(0{,}441\cdot 413{,}6+0{,}2\cdot 36{,}0)}{450{,}0}=0{,}421.$$

Пример 4.3. Определить лучевоспринимающую поверхность камеры охлаждения топки с ширмами, включёнными в объем топки. Геометрические размеры камеры охлаждения приведены на рис. 4.2. Коэффициенты неравномерности освещенности ширм $Z_{ш.т}$ и прилегающих к ним стен экранов топки $Z_{пр}$ принять соответственно 0,702 и 0,700. Топка имеет три двусветных экрана и 24 ширмы. Экраны и ширмы в топке выполнены цельносварными.

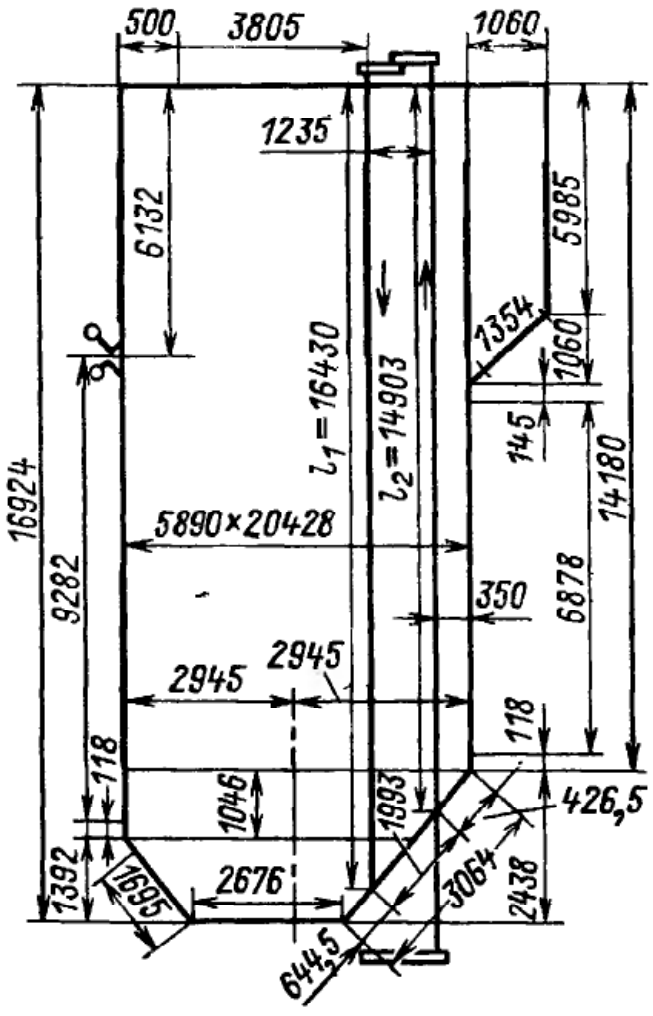


Рис. 4.2. Топочная камера с ширмами в объеме топки

Решение. 1. В соответствии с п. 4.1.2 и рис. 4.2 определяем геометрические характеристики камеры охлаждения (решения аналогично примеру 4.1). Поверхность стен камеры охлаждения: фронтовой стены $F_ф=356{,}6$ м^2; задней стены $F_з=241{,}5$ м^2; боковой стены $F_б=96{,}8$ м^2; двусветного экрана $F_{дв}=2F_б=2\cdot 96{,}8=193{,}6$ м^2; выходного окна камеры охлаждения $F_{окн}=5{,}985\cdot 20{,}428=122{,}3$ м^2; боковой стены переходного газохода $F_{б.п}=$

$=6{,}9$ м^2; потолка $F_{пот}=142{,}0$ м^2; топочных ширм $\Sigma F_{ш.т}=0{,}5(16{,}43+14{,}903)\times$ $\times(1{,}235+0{,}032)\cdot 2\cdot 24=952{,}8$ м^2. В итоге полная поверхность стен и ширм $F_{ст}=356{,}6+241{,}5+96{,}8\cdot 2+193{,}6\cdot 3+122{,}3+6{,}9\cdot 2+142{,}0+952{,}8=2610{,}3$ м^2.

2. Находим лучевоспринимающую поверхность камеры охлаждения.

Так как в рассматриваемом примере в камере охлаждения отсутствуют разводки под горелки, лазы, а другие участки, не закрытые экранными трубами, например отверстия гляделок, пренебрежимо малы, то принимаем

$$F^{э}_{пл}=F_{ст}.$$

В соответствии с рис. 4.2 прилегающая к ширмам поверхность экранов состоит из поверхности задней стены, части поверхности боковых стен, потолка и двусветного экрана:

$$F_{пр.з}=(1{,}993+0{,}4265+0{,}118+6{,}878+0{,}145+1{,}354)\times$$
$$\times 20{,}428=228{,}9 \text{ м}^2;$$
$$F_{пр.б}=(16{,}43+14{,}186)\ 0{,}5\ (1{,}235+0{,}35)=24{,}3 \text{ м}^2;$$
$$F_{пр.дв}=24{,}3\cdot 2=48{,}6 \text{ м}^2;$$
$$F_{пр.пот}=(1{,}585+1{,}060)\cdot 20.428=54{,}0 \text{ м}^2;$$
$$F_{пр.окн}=F_{окн}=122{,}3 \text{ м}^2;$$
$$F_{пр.пер}=F_{б.п}=6{,}9 \text{ м}^2.$$

В соответствии с этим

$$\Sigma F_{пр}=228{,}9+24{,}32+48{,}6+54{,}0+122{,}3+6{,}92=613{,}4 \text{ м}^2.$$

Угловые коэффициенты настенных и двусветных экранов и топочных ширм $x_э=1{,}0$ ввиду их выполнения цельносварными.

Тогда в соответствии с п. 4.1.3

$$F_{л.т}=(F_{ст}-\Sigma F_{ш.т}-\Sigma F_{пр})x+\Sigma F_{ш.т}Z_{ш.т}x+\Sigma F_{пр}Z_{пр}x=(2610{,}3-952{,}8-$$
$$-613{,}4)1{,}0+952{,}8\cdot 0{,}702\cdot 1{,}0+613{,}4\cdot 0{,}700\cdot 1{,}0=2142{,}3 \text{ м}^2.$$

В результате отношение $F_{л.т}/F_{ст}=0{,}82$, что меньше углового коэффициента экрана $(x_э=1{,}0)$ за счет снижения интенсивности излучения в зоне ширм и прилегающих стен $(Z_{ш.т}=0{,}702$ и $Z_{пр}=0{,}700)$. Вместе с тем за счет ширм поверхность топки увеличилась в $2610{,}3/(2610{,}3-952{,}8)=$ $=1{,}575$ раза.

Пример 4.4. Для одинаковых конструкций топок сопоставить оптические свойства факела $\varepsilon_ф$ при сжигании экибастузского, кузнецкого марки СС и назаровского углей (приложение, табл. П1, соответственно топлива № 9, 6 и 15). Типы мельниц принять: для экибастузского угля — молотковые мельницы (ММ) и шаровые барабанные мельницы (ШБМ); для кузнецкого угля — ШБМ; для назаровского угля — ММ. Эффективная толщина излучающего слоя топки $s=6{,}0$ м, температура газов за ней 1100° С, $a_{ун}=0{,}95$. Как изменится $\varepsilon_ф$ при сжигании природного газа (приложение, табл. П2, топливо № 8) в газоплотном котле при избыточном давлении в топке $p_т=0{,}103$ МПа?

Определяемая величина	Расчетная формула
Теоретический объем дымовых газов (по 2.7), м³/кг (м³)	$V_г^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0$
Объем газов и водяных паров при $\alpha = 1{,}2$, м³/кг (м³)	$V_г = V_г^0 + 1{,}0161(\alpha - 1) V_в^0$ $V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0{,}0161(\alpha - 1) V_в^0$
Объемные доли трехатомных газов и водяных паров	$r_{RO_2} = V_{RO_2}/V_г$; $r_{H_2O} = V_{H_2O}/V_г$
Суммарная объемная доля	$r_п = r_{RO_2} + r_{H_2O}$
Масса дымовых газов, кг/кг	$G_г = 1 - \frac{A^р}{100} + 1{,}306\alpha V_в^0$
Безразмерная концентрация золы в потоке газов	$\mu_{зл} = \frac{A^р a_{ун}}{100 G_г}$
Произведение $p_п s$, МПа·м	$p_п s = 0{,}1 r_п s$
Коэффициенты ослабления лучей, 1/(МПа·м):	
газовой средой в топке	$k_г = \left(\frac{0{,}78 + 1{,}6 r_{H_2O}}{0{,}316 (p_п s)^{0{,}5}} - 1\right)\left(1 - 0{,}37 \frac{T_т''}{1000}\right)$
золовыми частицами	$k_{зл} = \frac{43\,000 \rho_г}{\sqrt[3]{(T_т'' d_{зл})^2}}$
сажистыми частицами	$k_с = 0{,}3(2 - \alpha)\left(1{,}6 \frac{T}{1000} - 0{,}5\right)$
топочной средой	$k = k_г r_п + k_{зл} \mu_{зл} + k_к \varkappa_1 \varkappa_2$
то же для природного газа	$k_{св} = k_г r_п + k_с$; $k_{газ} = k_г r_п$
Коэффициент излучения факела	$\varepsilon_ф = 1 - e^{-kps}$
То же для природного газа	$\varepsilon_ф = m\varepsilon_ф + (1 - m)\varepsilon_г$

Таблица 4.3

Топливо и способ размола			
Экибастузский СС (размол в ММ)	Кузнецкий СС (размол в ШБМ)	Назаровский Б (размол в ММ)	Природный газ
$V_г^0 = 0{,}84 + 3{,}61 + 0{,}49 = 4{,}94$	7,72	4,39	11,12
$V_г = 4{,}94 + 1{,}0161 \cdot (1{,}2 - 1) \times \times 4{,}56 = 5{,}867$	9,206	5,13	13,13
$V_{H_2O} = 0{,}49 + 0{,}0161 \cdot (1{,}2 - 1) \times \times 4{,}56 = 0{,}505$	0,594	0,84	2,24
$r_{RO_2} = \frac{0{,}84}{5{,}867} = 0{,}143;$ $r_{H_2O} = \frac{0{,}505}{5{,}867} = 0{,}086$	0,148; 0,065	0,136; 0,164	0,081; 0,171
$r_п = 0{,}143 + 0{,}086 = 0{,}229$	0,213	0,30	0,252
$G_г = 1 - \frac{36{,}9}{100} + 1{,}306 \cdot 1{,}2 \times \times 4{,}56 = 7{,}777$	12,315	6,60	—
$\mu_{зл} = \frac{36{,}9 \cdot 0{,}95}{100 \cdot 7{,}777} = 0{,}0451$	0,0109	0,0105	—
$p_п s = 0{,}1 \cdot 0{,}229 \cdot 6{,}0 = 0{,}1374$	0,1278	0,18	0,1557
$k_г = \left(\frac{0{,}78 + 1{,}6 \cdot 0{,}086}{0{,}316 \cdot (0{,}1374)^{0.5}} - 1\right) \times \times \left(1 - 0{,}37 \frac{1100 + 273}{1000}\right) = 3{,}362$	3,358	3,333	3,665
$k_{зл} = \frac{43\,000 \cdot 1{,}3}{\sqrt{(1373 \cdot 16)^2}} = 71{,}3$	81,8	71,3	—
—	—	—	1,229
$k = 3{,}362 \cdot 0{,}229 + 71{,}3 \cdot 0{,}0451 + + 10 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}1 = 4{,}486$	2,107	2,249	—
—	—	—	2,1526; 0,9236
$\varepsilon_ф = 1 - e^{-4{,}486 \cdot 0{,}1 \cdot 6{,}0} = 0{,}932$	0,7175	0,741	0,7356; 0,4349
—	—	—	0,465

Решение. 1. Для указанных топлив необходимые теоретические объемы трехатомных газов, водяных паров, азота и воздуха для горения имеют следующие значения:

Объем газов, м³/кг (м³)	Экибастузский СС	Кузнецкий СС	Назаровский Б	Природный газ
V_{RO_2}	0,84	1,36	0,70	1,07
$V^0_{H_2O}$	0,49	0,57	0,83	2,21
$V^0_{N_2}$	3,61	5,79	2,86	7,84
$V^0_в$	4,56	7,31	3,62	9,91

2. Расчет оптических свойств факела при сжигании твердых топлив и природного газа сведены в табл. 4.3.

3. Определяем коэффициент излучения факела при размоле угля экибастузского СС в ШБМ:

коэффициент ослабления лучей

$$k_{зл} = \frac{43\,000 \cdot 1{,}3}{(1100+273)^{0{,}67} \cdot 13^{0{,}67}} = 81{,}8 \text{ 1/(МПа} \cdot \text{м)};$$

коэффициент ослабления лучей топочной средой

$$k_{тв} = 3{,}362 \cdot 0{,}229 + 81{,}8 \cdot 0{;}0451 + 10 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}1 = 4{,}959 \text{ 1/(МПа} \cdot \text{м)};$$

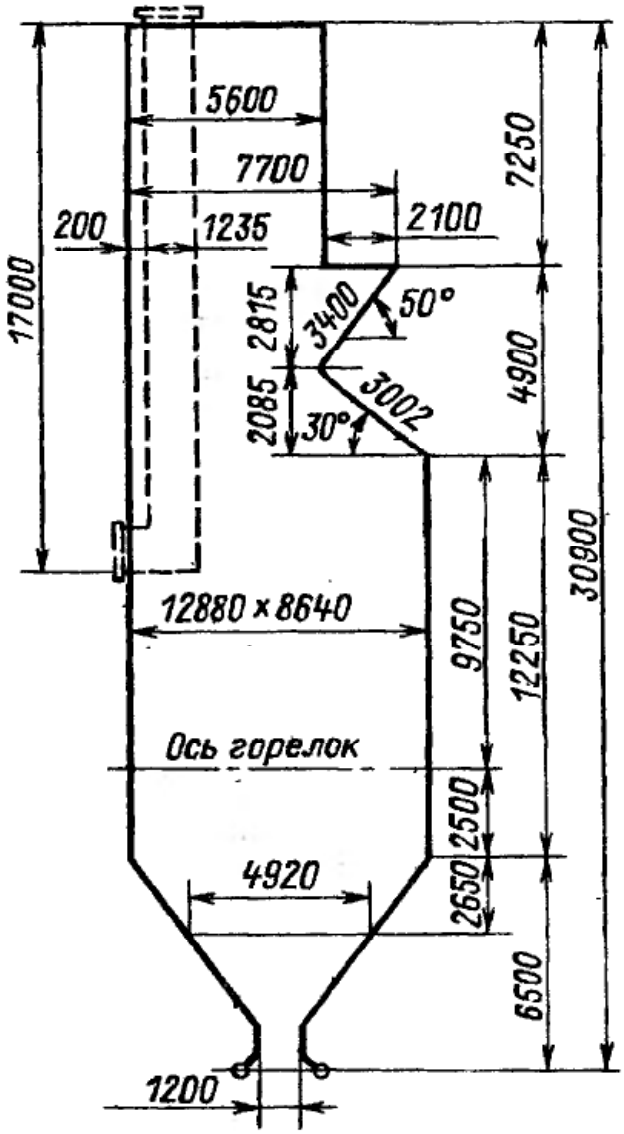


Рис. 4.3. Топочная камера котла Е-670-13,8 К с твердым шлакоудалением и установкой ширм в верхней части топки

коэффициент излучения факела

$$\varepsilon_ф = 1 - e^{-4{,}959 \cdot 0{,}1 \cdot 6{,}0} = 0{,}949.$$

4. Основные выводы из проведенных расчетов: более тонкий размол экибастузского СС в ШБМ вместо ММ повышает интенсивность излучения топочной среды; заметное увеличение массы газов на 1 кг топлива при сжигании кузнецкого СС связано с существенным уменьшением зольности топлива и увеличением горючей массы; высокая зольность топлива экибастузского СС обеспечивает повышенный коэффициент излучения факела по сравнению с другими видами топлива; при сжигании природного газа в связи с отсутствием золы коэффициент излучения факела значительно меньше, чем для твердого топлива.

Пример 4.5. Как изменится коэффициент излучения приз-

матической топки (рис. 4.3) при введении в объем топки одного двусветного экрана, если: а) сжигается твердое топливо — кузнецкий уголь марки СС (данные по примеру 4.4), $\alpha = 1{,}20$, мельницы — ШБМ, $\vartheta''_т = 1100°$ С, $a_{ун} = 0{,}95$; б) сжигается природный газ (данные по примеру 4.4), $\alpha_т = 1{,}20$, наддув $p_т = 0{,}103$ МПа.

Решение. Исходный вариант. 1. В соответствии с п. 4.1.2 определяем геометрические характеристики топочной камеры. Поверхность стен заднего экрана $F_з = 293{,}9$ м^2; фронтового экрана $F_{фр} = 355{,}9$ м^2; бокового экрана $F_б = 198{,}0$ м^2; потолка $F_{пот} = 72{,}0$ м^2; выходного окна $F_{окн} = 120{,}4$ м^2; пода $F_{под} = 63{,}4$ м^2; поверхность стен топки $F_{ст} = 293{,}9 + 355{,}0 + 198{,}02 + 72{,}0 + 120{,}4 + 63{,}4 = 1301{,}6$ м^2.

Объем топки $V_т = 198{,}0 \cdot 12{,}88 = 2550$ м^3.

Эффективная толщина излучающего слоя

$$s = 3{,}6 \frac{2550}{1301{,}6} = 7{,}05 \text{ м}.$$

2. Оптические свойства факела при сжигании твердого топлива в соответствии с примером 4.4:

объемная доля водяных паров $r_{H_2O} = 0{,}065$, суммарная объемная доля трехатомных газов и водяных паров $r_п = 0{,}213$, безразмерная концентрация золы $\mu_{зл} = 0{,}0109$;

произведение $p_п s = 0{,}1 \cdot 0{,}213 \cdot 7{,}05 = 0{,}1502$ МПа · м;

коэффициент [формула (4.14)]

$$k_г = \left(\frac{0{,}78 + 1{,}6 \cdot 0{,}065}{0{,}316 \cdot 0{,}1502^{0.5}} - 1\right)\left(1 - 0{,}37 \frac{1100 + 273}{1000}\right) =$$

$$= 3{,}059 \text{ 1/(МПа} \cdot \text{м)};$$

коэффициент $k_{зл} = \dfrac{43\,000 \cdot 1{,}3}{\sqrt[3]{(1100 + 273)^2 \cdot 13^2}} = 81{,}8$ 1/(МПа · м);

коэффициент ослабления лучей топочной средой

$$k = 3{,}059 \cdot 0{,}213 + 81{,}8 \cdot 0{,}0109 + 10{,}0 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}1 = 2{,}043 \text{ 1/(МПа} \cdot \text{м)};$$

коэффициент излучения факела [формула (4.11)]

$$\varepsilon_ф = 1 - e^{-2{,}043 \cdot 0{,}1 \cdot 7{,}05} = 0{,}763.$$

3. Оптические свойства факела при сжигании природного газа по данным примера 4.4: $r_{H_2O} = 0{,}171$; $r_п = 0{,}252$; отношение $C^р/H^р = 3{,}019$; $m = 0{,}1$.

В соответствии с приведенными в примере 4.4 формулами

$$k_г = \left(\frac{0{,}78 + 1{,}6 \cdot 0{,}171}{0{,}316\sqrt{0{,}1830}} - 1\right)\left(1 - 0{,}37 \frac{1100 + 273}{1000}\right) =$$

$$= 3{,}343 \text{ 1/(МПа} \cdot \text{м)};$$

$$k_c = 0{,}3(2-1{,}2)\left(1{,}6\,\frac{1100+273}{1000}-0{,}5\right)3{,}019 = 1{,}229\ 1/(\text{МПа}\cdot\text{м});$$

$$\varepsilon_{св} = 1 - e^{-(3{,}343\cdot 0{,}252+1{,}229)\,7{,}05\cdot 0{,}103} = 0{,}778;$$

$$\varepsilon_г = 1 - e^{-3{,}343\cdot 0{,}252\cdot 7{,}05\cdot 0{,}103} = 0{,}458;$$

$$\varepsilon_ф = 0{,}1\cdot 0{,}778 + (1-0{,}1)\,0{,}458 = 0{,}490.$$

Вариант с двусветным экраном. 4. Геометрические характеристики топки:

в соответствии с (4.2) поверхность стен топки равна сумме ограждающих поверхностей стен и поверхности двусветного экрана. Так как $F_{дв.э} = F_б \cdot 2 = 198{,}0 \cdot 2 = 396{,}0$ м^2, то $F_{ст} = 1301{,}6 + 396{,}0 = 1697{,}6$ м^2;

объем топки остается без изменений: $V_т = 2550$ м^3, при этом $s = 3{,}6(2550/1697{,}6) = 5{,}41$ м.

5. Оптические свойства факела при сжигании твердого топлива:

$$p_п s = p r_п s = 0{,}1\cdot 0{,}213\cdot 5{,}41 = 0{,}115\ \text{МПа}\cdot\text{м};$$

коэффициент [по формуле (4.14)]

$$k_г = \left(\frac{0{,}78+1{,}6\cdot 0{,}065}{0{,}316\sqrt{0{,}115}}-1\right)\left(1-0{,}37\,\frac{1100+273}{1000}\right) = 3{,}563\ 1/(\text{МПа}\cdot\text{м});$$

значения $k_{зл}$, $k_{кокс}$, $\varkappa_1$ и $\varkappa_2$ сохраняются такими же, как и в исходном расчете топки;

коэффициент ослабления лучей топочной средой

$$k = 3{,}563\cdot 0{,}213 + 81{,}8\cdot 0{,}019 + 10{,}0\cdot 0{,}5\cdot 0{,}1 = 2{,}150\ 1/(\text{МПа}\cdot\text{м});$$

коэффициент излучения факела

$$\varepsilon_ф = 1 - e^{-2{,}150\cdot 0{,}1\cdot 5{,}41} = 0{,}688.$$

Таким образом, введение двусветного экрана в топку уменьшает среднюю эффективную толщину излучающего слоя с 7,05 до 5,41 м и коэффициента излучения факела на экраны с 0,763 до 0,688 (в данном случае на 9,8%), при этом размер тепловоспринимающих экранов топки увеличивается в $1697{,}6/1301{,}6 = 1{,}304$ раза.

6. Оптические свойства факела при сжигании природного газа:

произведение $p_п s = 0{,}103\cdot 0{,}252\cdot 5{,}41 = 0{,}1404$ МПа·м;

коэффициент [по формуле (4.14)]

$$k_г = \left(\frac{0{,}78+1{,}6\cdot 0{,}171}{0{,}316\sqrt{0{,}1404}}-1\right)\left(1-0{,}37\,\frac{1100+273}{1000}\right) = 3{,}886\ 1/(\text{МПа}\cdot\text{м});$$

коэффициент k_c сохраняет свое значение 1,229 1/(МПа·м).

В соответствии с полученными величинами определяем по (4.13):

$$\varepsilon_{св} = 1 - e^{-(3{,}886 \cdot 0{,}252 + 1{,}229)\, 5{,}41 \cdot 0{,}103} = 0{,}708;$$

$$\varepsilon_{г} = 1 - e^{-3{,}886 \cdot 0{,}252 \cdot 5{,}41 \cdot 0{,}103} = 0{,}4206;$$

коэффициент излучения факела в топке

$$\varepsilon_{ф} = 0{,}1 \cdot 0{,}708 + (1 - 0{,}1) \cdot 0{,}4206 = 0{,}449.$$

Таким образом, при введении двусветного экрана коэффициент излучения уменьшился с 0,490 до 0,449. Это на 8,4% меньше исходного, т. е. имеет место примерно такое же уменьшение излучения, как при сжигании твердого топлива.

Пример 4.6. Определить коэффициент излучения газовой среды в свободном объеме топки и в объеме, заключенном между ширмами при сжигании воркутинского угля марки ЖР, отсев (приложение, табл. П1, топливо № 11). Геометрические размеры топки соответствуют примеру 4.5 и приведены на рис. 4.3; $\vartheta_{т}'' = 1100$ °С, $\alpha_{т} = 1{,}20$, $a_{ун} = 0{,}95$, количество топочных ширм 12 шт., котел работает с уравновешенной тягой, тип мельниц – ШБМ.

Решение. 1. Определяем геометрические характеристики топочной камеры, необходимые для расчета коэффициентов излучения свободного газового объема и объема газов, заключенного между ширмами (на рис. 4.3 показаны штриховой линией). Они находятся по п. 4.1.8 соответственно для каждого из этих объемов. Причем в поверхность ограждающих стен объема включаются также площади разделяющих их сечений.

Поверхность стен примыкающего объема зоны ширм:

фронтового экрана $F_{фр.пр} = 17{,}0 \cdot 12{,}88 = 219$ м^2;

бокового экрана $F_{б.пр} = 1{,}435 \cdot 17{,}0 = 24{,}4$ м^2;

потолка $F_{пот.пр} = 1{,}435 \cdot 12{,}88 = 18{,}5$ м^2;

топочные ширмы $F_{ш.т} = (1{,}235 \cdot 17{,}0 + 0.2 \cdot 1{,}235)\, 12 \cdot 2 = 509{,}8$ м^2;

суммарная поверхность примыкающего объема $F_{пр} = 219.0 + 24{,}4 \cdot 2 + 18{,}5 + 509{,}8 = 796{,}1$ м^2.

Площадь разделительной поверхности ширм и свободного объема

$$F_{р} = (1{,}435 + 17{,}0)\, 12{,}88 = 237{,}4 \text{ м}^2.$$

Суммарная ограничивающая поверхность зоны ширм

$$F_{огр} = F_{пр} + F_{р} = 796{,}1 + 237{,}4 = 1033{,}5 \text{ м}^2.$$

Примыкающий объем

$$V_{пр} = F_{б} b = 24{,}4 \cdot 12{,}88 = 314{,}3 \text{ м}^2.$$

Эффективная толщина излучающего слоя примыкающего объема

$$s_{пр} = 3{,}6 (314{,}3 / 1033{,}5) = 1{,}095 \text{ м}.$$

Определяем поверхность стен свободного объема топки:
заднего экрана $F_{з.св} = F_з = 293{,}9$ м^2;
фронтового экрана $F_{фр.св} = F_{фр} - F_{фр.пр} = 355{,}9 - 219{,}0 = 136{,}9$ м^2;
бокового экрана $F_{б.св} = F_б - F_{б.пр} = 198{,}0 - 24{,}4 = 173{,}6$ м^2;
потолка $F_{пот.св} = F_{пот} - F_{пот.пр} = 72{,}0 - 18{,}5 = 53{,}5$ м^2;
выходного окна $F_{окн.св} = F_{окн} = 120{,}4$ м^2;
пода $F_{под.св} = F_{под} = 63{,}4$ м^2;
суммарная поверхность свободного объема $F_{св} = 293{,}9 + 136{,}9 + 173{,}6 \cdot 2 + 53{,}5 + 120{,}4 + 63{,}4 = 1015{,}3$ м^2.

Суммарная ограничивающая поверхность

$$F_{огр} = 1015{,}3 + 237{,}4 = 1252{,}7 \text{ м}^2.$$

Свободный объем

$$V_{св} = 173{,}6 \cdot 12{,}88 = 2236{,}0 \text{ м}^3.$$

Эффективная толщина излучающего слоя свободного объема

$$s_{св} = 3{,}6(2236{,}0/1252{,}7) = 6{,}43 \text{ м}.$$

2. Определяем состав продуктов сгорания. В соответствии с табл. П3 приложения, топливо № 11:

$$V_{RO_2} = 1{,}04 \text{ м}^3/\text{кг}, \quad V^0_{N_2} = 4{,}57 \text{ м}^3/\text{кг}, \quad V^0_{H_2O} = 0{,}56 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V^0 = 5{,}77 \text{ м}^3/\text{кг}, \quad V^0_г = 6{,}17 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

При избытке воздуха $\alpha_т = 1{,}20$ объем продуктов сгорания и водяных паров соответственно по (2.15) и (2.14) равны:

$$V_г = 6{,}17 + 1{,}0161(1{,}2 - 1)5{,}77 = 7{,}34 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{H_2O} = 0{,}56 + 0{,}0161(1{,}2 - 1)5{,}77 = 0{,}58 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объемные доли трехатомных газов и водяных паров соответственно равны: $r_{RO_2} = 1{,}04/7{,}34 = 0{,}142$; $r_{H_2O} = 0{,}58/7{,}34 = 0{,}079$.

Суммарная объемная доля трехатомных газов и водяных паров

$$r_п = 0{,}142 + 0{,}079 = 0{,}221.$$

Масса дымовых газов [по (2.16)] при $A^р = 28{,}4\%$ (по табл. П1)

$$G_г = 1 - (28{,}4/100) + 1{,}306 \cdot 1{,}2 \cdot 5{,}77 = 9{,}76 \text{ кг/кг}.$$

Безразмерная концентрация золы [по (2.21)]

$$\mu_{зл} = \frac{28{,}4 \cdot 0{,}95}{100 \cdot 9{,}76} = 0{,}0276.$$

3. Оптические свойства факела для свободного объема:
произведение $p_п s = p r_п s_{св} = 0{,}1 \cdot 0{,}221 \cdot 6{,}43 = 0{,}142$ МПа · м;
коэффициент [по (4.14)]

$$k_г = \left(\frac{0{,}78 + 1{,}6 \cdot 0{,}079}{0{,}316\sqrt{0{,}1421}} - 1\right)\left(1 - 0{,}37\,\frac{1100 + 273}{1000}\right) =$$

$$= 3{,}252\ 1/(\text{МПа} \cdot \text{м});$$

коэффициент $k_{зл} = \dfrac{43\,000 \cdot 1{,}3}{\sqrt[3]{(1100 + 273)^2 \cdot 13^2}} = 81{,}8\ 1/(\text{МПа} \cdot \text{м})$;

коэффициент ослабления лучей топочной средой [по (4.17)]

$$k = 3{,}252 \cdot 0{,}221 + 81{,}8 \cdot 0{,}0276 + 10{,}0 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}1 = 3{,}476\ 1/(\text{МПа} \cdot \text{м});$$

коэффициент излучения факела [по (4.11)]

$$\varepsilon_{ф.св} = 1 - e^{-3{,}476 \cdot 0{,}1 \cdot 6{,}43} = 0{,}893.$$

4. Определяем оптические свойства факела для примыкающего объема:

произведение $p_п s = 0{,}1 \cdot 0{,}221 \cdot 1{,}095 = 0{,}0242$ МПа · м;

коэффициент $k_г = \left(\dfrac{0{,}78 + 1{,}6 \cdot 0{,}079}{0{,}316\sqrt{0{,}0242}} - 1\right)\left(1 - 0{,}37\,\dfrac{1100 + 273}{1000}\right) =$

$= 8{,}58\ 1/(\text{МПа} \cdot \text{м})$;

коэффициент ослабления лучей топочной средой

$$k = 8{,}58 \cdot 0{,}221 + 81{,}8 \cdot 0{,}0276 + 10{,}0 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}1 = 4{,}654\ 1/(\text{МПа} \cdot \text{м});$$

коэффициент излучения факела [по (4.11)]

$$\varepsilon_{ф.пр} = 1 - e^{-4{,}654 \cdot 0{,}1 \cdot 1{,}095} = 0{,}399.$$

В межширмовом объеме интенсивность излучения газовой среды в данном примере в 2,24 раза слабее, чем в свободном объеме топки.

Пример 4.7. Сопоставить, насколько изменится коэффициент излучения факела $\varepsilon_ф$ при сжигании природного газа (приложение, табл. П2, *топливо № 8*) в топке обычного ($p = 0{,}1$ МПа) и высоконапорного парового котла при $p = 1$ МПа, имеющего одинаковую эффективную толщину излучающего слоя в топке $s = 2{,}1$ м. Принять температуру продуктов сгорания за топкой 1350° С, избыток воздуха 1,03.

Решение. 1. Определяем доли трехатомных газов и водяных паров. Состав топлива и теоретические объемы соответствуют примеру 4.5.

При избытке воздуха $\alpha_т = 1{,}03$:

$$V_г = 11{,}12 + 1{,}0161\,(1{,}03 - 1)9{,}91 = 11{,}42\ \text{м}^3/\text{м}^3;$$

$$V_{H_2O} = 2{,}21 + 0{,}0161\,(1{,}03 - 1)9{,}91 = 2{,}215\ \text{м}^3/\text{м}^3.$$

Объемные доли трехатомных газов:

$$r_{RO_2} = 1{,}07/11{,}42 = 0{,}094;$$

$$r_{H_2O} = 2{,}215/11{,}42 = 0{,}194.$$

Суммарная объемная доля трехатомных газов и водяных паров

$$r_{\text{п}} = 0{,}094 + 0{,}194 = 0{,}288.$$

2. Определяем оптические свойства факела топки обычного парового котла:

произведение $p_{\text{п}} s = 0{,}06048$ МПа · м;

коэффициент $k_{\text{г}} = 5{,}206$ 1/МПа · м;

коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами при значении $C^{\text{р}}/H^{\text{р}} = 3{,}019$ (по примеру 4.4) $k_{\text{с}} = 1{,}842$ 1/(МПа · м);

коэффициенты излучения светящегося и несветящегося факела:

$$\varepsilon_{\text{св}} = 0{,}504;$$
$$\varepsilon_{\text{г}} = 0{,}270.$$

Коэффициент излучения факела в топке обычного котла

$$\varepsilon_{\text{ф}} = 0{,}1 \cdot 0{,}504 + (1 - 0{,}1)\,0{,}270 = 0{,}293.$$

3. Определяем оптические свойства факела в топке высоконапорного котла:

произведение $p_{\text{п}} s = p r_{\text{п}} s = 1{,}0 \cdot 0{,}288 \cdot 2{,}1 = 0{,}6048$ МПа · м;

коэффициент $$k_{\text{г}} = \left(\frac{0{,}78 + 1{,}6 \cdot 0{,}194}{0{,}316\sqrt{0{,}6048}} - 1\right)\left(1 - 0{,}37\,\frac{1350 + 273}{273}\right) =$$

$= 1{,}373$ МПа · м;

коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами принимаем таким же: $k_{\text{с}} = 1{,}842$ 1/(МПа · м);

коэффициенты излучения светящегося и несветящегося факела:

$$\varepsilon_{\text{св}} = 1 - e^{-(1{,}373 \cdot 0{,}288 + 1{,}842)\,1{,}0 \cdot 2{,}1} = 0{,}991;$$
$$\varepsilon_{\text{г}} = 1 - e^{-1{,}373 \cdot 0{,}288 \cdot 1{,}0 \cdot 2{,}1} = 0{,}564;$$

коэффициент излучений факела в топке высоконапорного котла

$$\varepsilon_{\text{ф}} = 0{,}1 \cdot 0{,}991 + (1 - 0{,}1)\,0{,}564 = 0{,}607.$$

Интенсивность газового излучения в топке высоконапорного котла в данном примере в 2,054 раза выше, чем в обычной топке.

ЗАДАЧИ

Задача 4.1. Определить геометрические характеристики топочной камеры котла Е-500-13,8 ГМ с $t_{\text{пе}} = 545°$ С, имеющего такой же профиль топочной камеры, как в примере 4.1, и отличающийся только шириной топки, составляющей по осям труб 13 520 мм. Количество горелок 8, лазов 4.

Задача 4.2. Определить лучевоспринимающую поверхность экрана стены топки, имеющей ширину 13 и высоту 21 м. Экран выполнен из гладких

труб наружным диаметром 42 мм с шагом 46 мм; в нижней части экрана имеется четыре амбразуры горелок диаметром устья 1,2 м и два лаза диаметром 0,45 м, в верхней части экрана — восемь сопл для рециркуляции газов размером каждое $0{,}2 \times 0{,}45$ м. В нижней части экран ошипован на высоту 2 м по всей ширине.

Задача 4.3. Определить коэффициент излучения факела $\varepsilon_ф$ при сжигании березовского бурого угля (приложение, табл. П1, топливо № 14). Избыток воздуха за топкой принять $\alpha_т = 1{,}2$, температуру продуктов сгорания за ней 1050° С, эффективную толщину излучающего слоя топки 5 м, мельницы — молотковые, $a_{ун} = 0{,}75$.

Задача 4.4. Определить коэффициент излучения топочной камеры $\varepsilon_т$ при сжигании нерюнгринского угля (приложение, табл. П1, топливо № 16). Принять избыток воздуха за топкой $\alpha_т = 1{,}2$, температуру газов за топкой $\vartheta''_т = 1200°$ С, эффективную толщину излучающего слоя топки $s = 7{,}0$ м, мельницы — среднеходные, средний коэффициент эффективности экранов $\psi_{ср} = 0{,}41$, $a_{ун} = 0{,}95$, топка — с уравновешенной тягой, т. е. $p_т = 0{,}1$ МПа.

4.2. ТЕПЛООБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ В ТОПОЧНОЙ КАМЕРЕ

Адиабатная температура горения определяется при избытке воздуха за топкой $\alpha_т$ и энтальпии, равной полезному тепловыделению в топке. Полезное тепловыделение находится по зависимости

$$Q_т = Q_р^р (100 - q_3 - q_4 - q_6)/(100 - q_4) + Q_в - Q_{в.внш} + H_{г.отб} r, \qquad (4.21)$$

где $Q_в$ — теплота, вносимая воздухом в топку,

$$Q_в = (\alpha_т - \Delta\alpha_т - \Delta\alpha_{пл}) H^0_{г.в} + (\Delta\alpha_т + \Delta\alpha_{пл}) H^0_{х.в}; \qquad (4.22)$$

$\Delta\alpha_т$ и $\Delta\alpha_{пл}$ — присосы воздуха в топке и в пылесистеме (см. гл. 3); $H^0_{г.в}$, $H^0_{х.в}$ — энтальпия теоретически необходимого объема воздуха при температурах горячего и присосанного холодного воздуха, кДж/кг (см. гл. 2 и приложение); $Q_{в.внш}$ — теплота воздуха, подогретого вне парового котла, кДж/кг (см. гл. 3); $H_{г.отб}$, r — энтальпия и доля газов, отбираемых на рециркуляцию (см. гл. 3).

Параметр распределения температур по высоте топки

$$M = A - BX_т, \qquad (4.23)$$

где $X_т$ — относительное положение максимума температур газов в топке. Для однокамерных топок с горизонтальным расположением осей вихревых горелок и верхним выводом из топки продуктов сгорания $X_т$, как правило, совпадает с относительным уровнем расположения горелок $X_г$.

Значение коэффициентов A и B в уравнении (4.23) определяется по табл. 4.4.

Таблица 4.4

Сжигаемое топливо, топочное устройство	Коэффициент	
	A	*B*
Газ и мазут	0,54	0,20
Высокореакционное твердое в камерной топке и все твердые топлива в слоевой топке	0,59	0,50
Малореакционные твердые топлива, каменные угли с повышенной зольностью в камерной топке	0,56	0,50

При отклонении положения максимальной температуры от среднего уровня горелок

$$X_т = \bar{X}_т + \Delta X, \qquad (4.24)$$

где ΔX — относительное превышение максимума температур над уровнем горелок, определяется по табл. 4.5.

Таблица 4.5

Условия сжигания топлива	Поправка ΔX
Сжигание угольной пыли в прямоточных горелках (кроме горелок с плоскими струями) и в вихревых горелках (при двух и более ярусах, с фронтовым или встречным расположением) в котлах производительностью $D \geqslant 116{,}67$ кг/с (420 т/ч)	0,05
То же при производительности котла $D \leqslant 116{,}67$ кг/с (420 т/ч)	0,10
При сжигании мазута и газа в топках с $D \leqslant 9{,}72$ кг/с (35 т/ч)	0,15
При сжигании мазута и газа с избытками воздуха в горелках $\alpha_т < 1$	$2(1-\alpha_т)$
Поворотные горелки с поворотом вниз	$-0{,}1$ на поворот 20°
То же вверх	$+0{,}1$ на поворот 20°

В остальных случаях, не оговоренных в табл. 4.5, $X_т = \bar{X}_т$. В инвертных топках при размещении пылеугольных горелок на потолке топки и нижнем отводе газов принимают $X_т = 0{,}25 \div 0{,}30$.

Независимо от полученного значения M по формуле (4.23) параметр M в призматических топках, кроме инвертных, не должен для твердых топлив превышать 0,5. Для полуоткрытых топок параметр M принимают равным 0,48 при сжигании газа, мазута и высокореакционных топлив и 0,46 при сжигании антрацита, полуантрацита и тощего угля. В топках с подовым расположением горелок рекомендуется принимать $M = 0{,}39 \div 0{,}40$.

Число Больцмана

$$\text{Bo} = \varphi B_{\text{р}} V c_{\text{ср}} \cdot 10^{11} / (5{,}67\, \psi_{\text{ср}} F_{\text{ст}} T_{\text{а}}^3). \qquad (4.25)$$

Средняя теплоемкость продуктов сгорания $Vc_{\text{ср}}$ 1 кг топлива, кДж/(кг·К), при избытке воздуха за топкой и в интервале температур газов $\vartheta_{\text{а}} - \vartheta''_{\text{т}}$ определяется по формуле

$$Vc_{\text{ср}} = (Q_{\text{т}} - H''_{\text{т}}) / (\vartheta_{\text{а}} - \vartheta''_{\text{т}}). \qquad (4.26)$$

При сжигании смеси твердого и жидкого топлива при определении числа Больцмана Bo объем продуктов сгорания принимается на 1 кг смеси, а расход топлива равным суммарному расходу составляющих смеси топлив.

При сжигании природного газа в смеси с твердым или жидким топливом, как отмечалось ранее в гл. 2, расчет ведется по расходу твердого (или жидкого) топлива и поэтому при определении числа Больцмана объем продуктов сгорания принимается по объему смеси, приходящемуся на 1 кг твердого или жидкого топлива ($V_{\text{см}} = V_{\text{т.т}} + xV_{\text{г.т}}$), в $B_{\text{р}}$ — по расходу твердого (или жидкого) топлива. Здесь индексы «т. т» — твердое топливо, «г. т» — газообразное топливо; x — количество кубических метров горючего газа, приходящегося на 1 кг твердого (или жидкого) топлива.

Относительная температура продуктов сгорания за топкой

$$\theta''_{\text{т}} = T''_{\text{т}} / T_{\text{а}}; \quad \theta''_{\text{т}} = \text{Bo}^{0,6} / (\text{Bo}^{0,6} + M\varepsilon_{\text{т}}^{0,6}). \qquad (4.27)$$

Абсолютная температура продуктов сгорания за топкой

$$T''_{\text{т}} = T_{\text{а}} / [1 + M(\varepsilon_{\text{т}} / \text{Bo})^{0,6}]. \qquad (4.28)$$

Поверхность стен топки, необходимая для охлаждения продуктов сгорания до заданной температуры на выходе из топки,

$$F_{\text{ст}} = B_{\text{р}} Q_{\text{л}} [(T_{\text{а}} / T''_{\text{т}} - 1)^2 / M^2]^{0,33} / (5{,}67 \cdot 10^{-11} \varepsilon_{\text{т}} \psi_{\text{т}} M T''_{\text{т}} T_{\text{а}}^3), \qquad (4.29)$$

где $Q_{\text{л}}$ — удельное тепловосприятие экранов топки по балансу, кДж/кг,

$$Q_{\text{л}} = (Q_{\text{т}} - H''_{\text{т}})\varphi; \qquad (4.30)$$

φ — коэффициент сохранения теплоты, учитывающий долю теплоты газов, воспринятой поверхностью нагрева, $\varphi = 1 - q_5/(\eta_{\text{к}} + q_5)$.

ПРИМЕРЫ

Пример 4.8. Определить адиабатную температуру горения кузнецкого угля марки СС (приложение, табл. П1, топливо № 6). Условия сжигания топлива: топка с жидким шлакоудалением, температура горячего воздуха $t_{\text{г.в}} = 370°$ С, $\Delta\alpha_{\text{т}} = 0$,

$\Delta\alpha_{пл}=0$; котел работает под наддувом, рециркуляция газов отсутствует, избыток воздуха за топкой $\alpha_т=1{,}15$, $a_{ун}=0{,}5$.

Решение. 1. Определяем энтальпию газов для ожидаемого диапазона адиабатной температуры продуктов сгорания (2200—2000° С). Для этого используем теоретические энтальпии $H_в^0$ и $H_г^0$ для данного топлива (приложение, табл. П3). Они равны соответственно: при $\vartheta=2200°$ С $H_в^0=24\,865$ кДж/кг, $H_г^0=28\,855$ кДж/кг; при $\vartheta=2000°$ С $H_в^0=22\,408$ кДж/кг, $H_г^0=25\,971$ кДж/кг.

При избытке $\alpha_т=1{,}15$ энтальпия газов равна: при $\vartheta=2200°$ С $H_г=28\,855+(1{,}15-1)\ 24\,865=32\,585$ кДж/кг; при $\vartheta=2000°$ С $H_г=25\,971+(1{,}15-1)\ 22\,408=29\,332$ кДж/кг.

Так как отсутствует предварительный подогрев воздуха $Q_{в.вн}=0$, физической теплотой топлива пренебрегаем; тогда $Q_р^р=Q_н^р=27\,420$ кДж/кг.

2. Определяем потери теплоты q_3 и q_4 по табл. П7: с химическим недожогом $q_3=0$; с механическим недожогом $q_4=1{,}0\%$.

3. Потери с физической теплотой шлаков [по (3.6)]

$$q_6=\frac{0{,}5\cdot 2064{,}1\cdot 14{,}1}{27\,420}=0{,}531\%.$$

Температура шлаков принята $t_{н.ж}=1700°$ С, при этом $(c\vartheta)_{зл}^{*}=2064$ кДж/кг.

4. Определяем полезное тепловыделение в топке [по (4.21)]. Теоретическая энтальпия горячего воздуха определяется по табл. П3 приложения для данного топлива: при $t_{г.в}=400°$ С $H_в^0=3960$ кДж/кг, при $t_{г.в}=200°$ С $H_в^0=1947$ кДж/кг. Для температуры $t_{г.в}=370°$ С: $H_в^0=3960-(3960-1947)\frac{30}{400-200}=3658$ кДж/кг. Теплота, вносимая воздухом [по (4.22)],

$$Q_в=(1{,}15-0-0)\,3658{,}0+0=4207\ \text{кДж/кг}.$$

Полезное тепловыделение в топке

$$Q_т=27\,420\,\frac{100-1{,}0-0{,}0-0{,}531}{100-1{,}0}+4207-0+0=31\,480\ \text{кДж/кг}.$$

Для $Q_т=31\,480$ кДж/кг адиабатная температура

$$\vartheta_а=2000+(2200-2000)\,\frac{31\,480-29\,332}{32\,585-29\,332}=2132°\ \text{С}.$$

Пример 4.9. В соответствии с данными решения примера 4.8 найти изменение адиабатной температуры горения при повышении температуры горячего воздуха на 50° С.

Решение. 1. Определяем теоретическую энтальпию горячего воздуха при температуре 420° С. По табл. П3 приложения

для данного топлива при $t_в = 400°$ С $H^0_в = 3960$ кДж/кг; при $t_в = 600°$ С $H^0_в = 6065$ кДж/кг. При температуре 420° С

$$H^0_в = 3960 + \frac{6065 - 3960}{600 - 400}(420 - 400) = 4170{,}5 \text{ кДж/кг}.$$

2. Полезное тепловыделение в топке при температуре горячего воздуха 420° С:

$$Q_в = 4170{,}5(1{,}15 - 0 - 0) + 0 = 4796 \text{ кДж/кг};$$

$$Q_т = 27420\frac{100 - 1{,}0 - 0{,}0 - 0{,}531}{100 - 1{,}0} + 4796 = 32\,069 \text{ кДж/кг}.$$

3. Определяем адиабатную температуру горения:

$$\vartheta_а = 2000 + (2200 - 2000)\frac{32\,069 - 29\,332}{32\,595 - 29\,332} = 2168° \text{ С}.$$

Таким образом, увеличение температуры горячего воздуха на 50° С повысило адиабатную температуру на $2168 - 2132 = 36°$ С.

Существует приближенный способ определения разницы адиабатных температур:

определяем изменение энтальпии продуктов сгорания в интервале температур 200° С при ее изменении от 2000 до 2200° С. В соответствии с примером 4.9

$$\Delta H_г = 32\,585 - 29\,332 = 3253 \text{ кДж/кг};$$

изменение энтальпии горячего воздуха тоже в интервале температур 200° С при ее изменении от 400 до 600° С

$$\Delta H_{г.в} = (6065 - 3960)(1{,}15 - 0) = 2420 \text{ кДж/кг};$$

изменение адиабатной температуры продуктов сгорания

$$\Delta\vartheta_а = \Delta t_{г.в}\frac{\Delta H_{г.в}}{\Delta H_г} = 50\frac{2420}{3253} = 37° \text{ С}.$$

По этому способу можно определять изменения адиабатной температуры без повторного расчета $Q_т$.

Пример 4.10. Определить, насколько повысится адиабатная температура горения при переходе от замкнутой схемы сушки при сжигании кузнецкого угля марки СС (см. пример 4.8) к разомкнутой схеме сушки дымовыми газами. Принять влажность пыли $W^{пл} = 2\%$, при разомкнутой схеме — подачу пыли в горелки воздухом от компрессора, долю транспортирующего воздуха $\Delta\alpha_{т.в} = 0{,}012$, температуру транспортирующего воздуха 60° С, температуру пыли после пылевого бункера 85° С, рециркуляция газов отсутствует, шлакоудаление — жидкое, доля уноса золы 0,5.

Решение. В соответствии с табл. П1 приложения элементный состав сырого топлива $W^р = 6{,}0\%$; $A^р = 14{,}1\%$; $S^р = 0{,}6\%$; $C^р = 72{,}5\%$; $H^р = 3{,}4\%$; $N^р = 1{,}7\%$; $O^р = 1{,}7\%$, низшая теплота

сгорания 27 420 кДж/кг. Элементный состав пыли при $W^{а}=2\%$ в соответствии с формулами пересчета (гл. 1, табл. 1.1): $W^{пл}=2{,}0\%$; $A^{пл}=14{,}7\%$; $S^{пл}=0{,}63\%$; $C^{пл}=75{,}59\%$; $H^{пл}=3{,}54\%$; $N^{пл}=1{,}77\%$; $O^{пл}=1{,}77\%$; $Q^{р}_{н.пл}=28\,694$ кДж/кг. В соответствии с (2.1), (2.4) – (2.7) теоретические объемы воздуха и составляющих продуктов сгорания будут равны:

$$V^{0}=7{,}58\ м^3/кг; \qquad V_{RO_2}=1{,}41\ м^3/кг; \qquad V^{0}_{N_2}=6{,}00\ м^3/кг;$$

$$V^{0}_{H_2O}=0{,}57\ м^3/кг.$$

1. Определяем по (2.23) – (2.25) энтальпии газов при избытках $\alpha=1$ и $\alpha=1{,}15$ и ожидаемой температуре $\vartheta_т$, равной 2100 – 2200° С. В результате получаем следующие значения:

Энтальпия, кДж/кг	Температура, °С 2100	2200
$H^{0}_{в}$	24 512	25 784
$H^{0}_{г}$	28 350	29 839
$H_{г}$ при $\alpha=1{,}15$	32 027	33 707

2. Определяем теоретические энтальпии воздуха при температурах 60 и 370° С по (2.23): при $t=60$° С $H^{0}_{в}=602{,}2$ кДж/кг; при $t=370$° С $H^{0}_{в}=3791$ кДж/кг.

3. Определяем располагаемую теплоту топлива. В связи с отсутствием подогрева воздуха в калориферах $Q_{в.вош}=0$.

В соответствии с табл. П6 приложения теплоемкость сухой массы кузнецкого угля марки СС при 85° С составляет 1,070 кДж/(кг · °С), а теплоемкость пыли

$$c_{пл}=4{,}1868\frac{2{,}0}{100}+1{,}07\frac{100-2}{100}=1{,}132\ кДж/(кг\cdot{}^{\circ}C).$$

При этом по (3.2)

$$Q^{р}_{р}=28\,694+0+1{,}132\cdot 85=28\,790\ кДж/кг.$$

4. Определяем потери теплоты. Топочные потери, как при замкнутой схеме сушки в примере 4.8:

$$q_3=0; \quad q_4=1{,}0\%.$$

Потери с физической теплотой шлаков (по 3.6)

$$q_6=\frac{0{,}5\cdot 2064{,}1\cdot 14{,}7}{28790}=0{,}53\%.$$

5. Определяем теплоту воздуха (по 4.22):

$$Q_{в}=(1{,}15-0{,}012)\,3791+(0{,}012+0)\,602{,}2=4321\ кДж/кг.$$

Полезное тепловыделение в топке (по 4.21)

$$Q_{т}=28\,790\frac{100-1{,}0-0-0{,}53}{100-1{,}0}+4321-0+0=32\,958\ кДж/кг.$$

Этому значению по табл. $H-\vartheta$ соответствует температура

$$\vartheta''_{а}=2100+\frac{32\,958-32\,027}{33\,707-32\,027}(2200-2100)=2155^{\circ}\text{ С}.$$

Для замкнутой схемы сушки в соответствии с примером 4.9 $\vartheta_{а}=2132^{\circ}$ С.

Таким образом, переход на разомкнутую схему сушки топлива для кузнецкого угля марки СС с $W^{р}=6\%$ повысил адиабатную температуру горения на 23° С. Для более влажных топлив это значение намного больше: например, для влажных бурых углей 150—200° С.

Пример 4.11. Определить изменение адиабатной температуры при введении рециркуляции газов в ядро горения в количестве 5—20% с интервалом 5%. Топливо — березовский бурый уголь (приложение, табл. П1, топливо № 14), размол топлива — в индивидуальной замкнутой схеме пылеприготовления с мелющими вентиляторами, забор газов на рециркуляцию за воздухоподогревателем при $\vartheta_{ух}=130^{\circ}$ С и избытке воздуха $\alpha_{ух}=1{,}26$.

При этом следует принять: температуру горячего воздуха 250° С; отбор газов на сушку $r_{отб}=0{,}20$; температуру газов в отборе на сушку 400° С при $\alpha_{сущ}=\alpha_{т}$; избыток воздуха в топке $\alpha_{т}=1{,}20$; присос в топке $\Delta\alpha_{т}=0$; то же в пылесистеме $\Delta\alpha_{пл}=0{,}2$; предварительный подогрев воздуха в калориферах отсутствует, физической теплотой топлива пренебрегаем.

Решение. Поскольку система пылеприготовления замкнутая, то газы, отбираемые на сушку топлива, также возвращаются в топку.

1. Определяем теоретические объемы воздуха и составляющих продуктов сгорания по табл. П1 приложения:

$$V^{0}=4{,}28\ \text{м}^3/\text{кг};\qquad V_{RO_2}=0{,}82\ \text{м}^3/\text{кг};$$
$$V^{0}_{N_2}=3{,}38\ \text{м}^3/\text{кг};\qquad V^{0}_{H_2O}=0{,}82\ \text{м}^3/\text{кг}.$$

Теоретические энтальпии воздуха $H^{0}_{в}$ и газов $H^{0}_{г}$ определяем в соответствии с (2.23) и (2.24).

2. Определяем располагаемую теплоту топлива (по 3.22). В связи с отсутствием предварительного внешнего подогрева воздуха и физической теплоты топлива

$$Q^{р}_{р}=Q^{р}_{и}=16\,200\ \text{кДж/кг}.$$

3. Определяем теплоту, вносимую в топку воздухом. Теоретические энтальпии воздуха $H^{0}_{в}$ при температурах $t_{г.в}=250^{\circ}$ С и $t_{х.в}=30^{\circ}$ С по (2.23) соответственно равны: 1434,8 и 171,0 кДж/кг. Тогда по (4.22)

$$Q_{в}=(1{,}20-0-0{,}20)\,1434{,}8+(0+0{,}20)\,171{,}0=1469{,}0\ \text{кДж/кг}.$$

Потери теплоты с химическим и механическим недожогом в соответствии с табл. П8 приложения: $q_3=0$; $q_4=1{,}0\%$.

4. Определяем энтальпию газов в отборе на рециркуляцию и сушку. В соответствии с (2.23) и (2.24) теоретические энтальпии воздуха и продуктов сгорания при $\vartheta_{ух}=130°$ С: $H^0_в=741{,}0$ кДж/кг; $H^0_г=923{,}7$ кДж/кг. При избытке воздуха $\alpha_{ух}=1{,}26$ энтальпия продуктов сгорания по (2.25) (энтальпией золы пренебрегаем): $H_{г.отб}=923{,}7+(1{,}26-1{,}0)\cdot 741{,}0=$ $=1116{,}4$ кДж/кг.

Определяем энтальпию продуктов сгорания в отборе на сушку при $\vartheta=400°$ С: $H^0_в=2319$ кДж/кг; $H^0_г=2926$ кДж/кг. При избытке воздуха $\alpha_{сущ}=1{,}20$

$$H_{г.сущ}=2926+(1{,}20-1)2319=3390 \text{ кДж/кг}.$$

5. Определяем полезное тепловыделение в топке (по 4.29). Так как топливо малозольное, потерями с теплотой шлаков пренебрегаем ($q_6=0$). При $r_{рц}=5\%$

$$Q_т=16\,200\frac{100-0-1{,}0-0}{100-1{,}0}+1469{,}0-0+1116{,}4\cdot 0{,}05+3390\cdot 0{,}2=$$
$$=18347{,}2+1116{,}4\cdot 0{,}05=18\,403 \text{ кДж/кг};$$

при $r_{рц}=10\%$

$$Q_т=18347{,}2+1116{,}4\cdot 0{,}1=18\,458 \text{ кДж/кг};$$

при $r_{рц}=15\%$

$$Q_т=18347{,}2+1116{,}4\cdot 0{,}15=18\,514 \text{ кДж/кг};$$

при $r_{рц}=20\%$

$$Q_т=18347{,}2+1116{,}4\cdot 0{,}20=18\,570 \text{ кДж/кг}.$$

Для определения адиабатных температур горения, соответствующих полученным тепловыделениям, необходимо построение H, ϑ-таблицы при температурах, близких к ожидаемым значениям $\vartheta_а$.

6. Находим избыток воздуха после смешения основного потока с рециркуляцией газов и отбором на сушку (см. пример 2.11):

$$\alpha_{см}=\alpha_т+(\alpha_{рц}-\alpha_т)r_{рц}+(\alpha_{сущ}-\alpha_т)r_{отб}.$$

При $r_{рц}=5\%$

$$\alpha_{см}=1{,}26+(1{,}26-1{,}20)0{,}05+0=1{,}203;$$

при $r_{рц}=10\%$

$$\alpha_{см}=1{,}20+(1{,}26-1{,}20)0{,}10+0=1{,}206;$$

при $r_{рц}=15\%$

$$\alpha_{см}=1{,}20+(1{,}26-1{,}20)0{,}15+0=1{,}209;$$

при $r_{рц}=20\%$

$$\alpha_{см}=1{,}20+(1{,}26-1{,}20)\,0{,}20+0=1{,}212.$$

7. Находим энтальпию продуктов сгорания при избытках воздуха $\alpha_{см}$ (см. пример 2.11):

$$H_{г.см}=\left[H^0_г+(\alpha_{см}-1)H^0_в\right]/(1+r_{рц}+r_{отб}).$$

Для этого по (2.23) и (2.24) находим $H^0_в$ и $H^0_г$ при температурах 1200, 1400 и 1600° С и значения $H_г$ при $\alpha_{см}$. Результаты сведены в табл. 4.6.

Таблица 4.6. **Значения $H_в$ и $H_г$**

Энтальпия, кДж/кт	Температура, °С		
	1200	1400	1600
$H^0_в$	7505	8886	10 284
$H^0_г$	9713	11 544	13 409
$H_г$ при $\alpha=1{,}203$	11 237	13 348	15 497
$H_г$ при $\alpha=1{,}203$ с учетом $r_{отб}=0{,}2$ и $r_{рц}=5\%$	14 047	16 685	19 371
$H_г$ при $\alpha=1{,}206$	11 259	13 375	15 528
$H_г$ при $\alpha=1{,}206$ с учетом $r_{отб}=0{,}2$ и $r_{рц}=10\%$	14 637	17 388	20 186
$H_г$ при $\alpha=1{,}209$	11 282	13 401	15 558
$H_г$ при $\alpha=1{,}209$ с учетом $r_{отб}=0{,}2$ и $r_{рц}=15\%$	15 231	18 091	21 003
$H_г$ при $\alpha=1{,}212$	11 304	13 428	15 589
$H_г$ при $\alpha=1{,}212$ с учетом $r_{отб}=0{,}2$ и $r_{рц}=20\%$	15 826	18 299	21 825

8. Определяем адиабатные температуры горения в соответствии с данными табл. 4.6:

при $r_{рц}=5\%$

$$\vartheta_а=1400+\frac{18403-16685}{19371-16685}(1600-1400)=1528°\text{ С}.$$

По аналогии получаем:

при $r_{рц}=10\%$

$\vartheta_а=1476°$ С;

при $r_{рц}=15\%$

$\vartheta_а=1429°$ С;

при $r_{рц}=20\%$

$\vartheta_а=1385°$ С.

Таким образом, увеличение рециркуляции на 1% снижает адиабатную температуру горения в среднем на 9,5° С.

Пример 4.12. Определить температуру газов, покидающих топочную камеру котла Е-670-13,8 ГМ с $t_{пе}=545/545°$ С, паропроизводительностью 186,11 кг/с для энергоблока мощностью

200 МВт при сжигании природного газа (приложение, табл. П2, топливо № 2).

Конструктивные данные топочной камеры принять по примеру 4.1. Параметры пара и воды следующие:

Температура перегретого пара	545/545° С
Температура питательной воды	243° С
Давление свежего пара на выходе	13,7 МПа
Давление питательной воды	16,19 МПа
Расход вторичного пара	163,89 кг/с
Температура пара на входе в промперегреватель	328° С
Давление пара после промперегревателя	2,40 МПа
Давление пара на входе в промперегреватель	2,70 МПа

Избыток воздуха за топкой $\alpha_т = 1{,}05$, котел — газоплотный, температура холодного воздуха 30° С, предварительный подогрев воздуха отсутствует. Принять рециркуляцию газов в топку в количестве 6,8% (в воздушный короб на входе в горелки), отбор газов рециркуляции — за экономайзером при температуре 322° С и избытке воздуха 1,05. Температура горячего воздуха 247° С, КПД котла $\eta_к = 94{,}34\%$.

Решение. В соответствии с табл. П4 приложения объем трехатомных газов $V_{RO_2} = 1{,}00$ м^3/м^3, теоретические объемы водяных паров, азота и воздуха соответственно равны:

$$V^0_{H_2O} = 2{,}15 \text{ м}^3/\text{м}^3; \quad V^0_{N_2} = 7{,}52 \text{ м}^3/\text{м}^3; \quad V^0 = 9{,}52 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретический объем дымовых газов по (2.7)

$$V^0_г = 1{,}00 + 7{,}52 + 2.15 = 10{,}67 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

При избытке $\alpha = 1{,}05$ объемы дымовых газов и водяных паров по (2.15 и 2.14):

$$V_г = 10{,}67 + 1{,}0161\,(1{,}05 - 1{,}0)\,9{,}52 = 11.15 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$V_{H_2O} = 2{,}15 + 0{,}0161\,(1{,}05 - 1{,}0)\,9.52 = 2{,}16 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Объемные доли трехатомных газов и водяных паров по (2.19) и (2.20):

$$r_{RO_2} = 1{,}0/11.15 = 0{,}09;$$

$$r_{H_2O} = 2{,}16/11{,}15 = 0{,}194.$$

Суммарная объемная доля трехатомных газов и водяных паров

$$r_п = 0{,}09 + 0{,}194 = 0{,}284.$$

Отношение $C^р/H^р$ определяем в соответствии с элементным составом топлива по табл. 2 приложения и п. 4.1.8:

$$\frac{C^р}{H^р} = 0{,}12\left[\frac{1}{4}\,98{,}9 + \frac{2}{6}\,0{,}3 + \frac{3}{8}\,0{,}1 + \frac{4}{10}\,0{,}1\right] = 2{,}988.$$

1. Определяем располагаемую теплоту топлива. В связи с отсутствием предварительного подогрева воздуха в калориферах и отсутствием заметной физической теплоты топлива $Q_р^р = Q_н^р$ при $Q_н^р = 35\,880$ кДж/кг.

2. Определяем количество теплоты, воспринятой рабочей средой в котле (по 3.3а):

$$Q_{п.к} = 186{,}11\,(3448{,}7 - 1053{,}1) + 163{,}89\,(3561{,}7 - 3071{,}0) + 0 =$$

$$= 526\,266 \text{ кДж/с}.$$

3. Полный расход топлива (по 3.7)

$$B = \frac{526\,266 \cdot 100}{35\,880 \cdot 94{,}34} = 15{,}55 \text{ м}^3/\text{с}.$$

4. Определяем адиабатную температуру горения. Полезное тепловыделение в топке — по (4.21). Для ее нахождения по табл. П4 приложения определяем теоретические энтальпии горячего воздуха при $t_{г.в} = 247$ С. Она соответственно равна 3150 кДж/кг. При этом по (4.22) теплота, вносимая воздухом в топку,

$$Q_в = (1{,}05 - 0 - 0)\,3150 + 0 = 3307{,}5 \text{ кДж/м}^3.$$

При температуре рециркуляции газов $\vartheta = 322$ С по этой же таблице находим теоретические энтальпии воздуха и газов:

$$H_в^0 = 4152{,}6 \text{ кДж/м}^3; \quad H_г^0 = 4868.2 \text{ кДж/м}^3.$$

При избытке воздуха в месте отбора $\alpha_{отб} = 1{,}05$ энтальпия газов по (2.25)

$$H_{г.отб} = 4868.2 + (1{,}05 - 1)\,4152{,}6 = 5076 \text{ кДж/м}^3.$$

В соответствии с табл. П7 приложения $q_3 = 0{,}3\%$, $q_4 = 0$; потери с физической теплотой шлаков отсутствуют.

При полученных $Q_в$ и $H_{г.отб}$ определяем $Q_т$ [см. (4.21)]:

$$Q_т = 35880\,\frac{100 - 0{,}3 - 0 - 0}{100 - 0} + 3307{,}5 - 0 + 0.068 \cdot 5076 = 39452 \text{ кДж/м}^3.$$

Для определения адиабатной температуры горения необходимо построение H, ϑ-таблицы при температурах газов близким к $\vartheta_в$. С учетом рециркуляции газов теоретические энтальпии воздуха и газов принимаем при температурах 1800 и 2000° С по табл. П4 приложения. В связи с тем что избыток воздуха в месте забора рециркуляции равен избытку воздуха за топкой ($\alpha_{см} = \alpha_т = 1{,}05$), энтальпию газов при $\alpha = 1{,}05$ находим по (2.25). В результате получаем следующие значения:

Энтальпия, кДж/м³	Температура, °С	
	1800	2000
$H_в^0$	25 987	29 178
$H_г^0$	31 635	35 609
$H_г$ при $\alpha=1{,}05$	32 934	37 068

Энтальпия газов с учетом рециркуляции определяется по (2.26):

при $\vartheta=1800°$ С

$$H_{г.рц}=35\ 174 \text{ кДж/м}^3;$$

при $\vartheta=2000°$ С

$$H_{г.рц}=39\ 589 \text{ кДж/м}^3.$$

В соответствии со значениями $H_{г.рц}$ и $Q_т$ находим

$$\vartheta_а=1800+\frac{39\ 452-35\ 174}{39\ 589-35\ 174}(2000-1800)=1994°\text{ С};$$

$$T_а=1994+273=2267\text{ К}.$$

5. Определяем среднюю суммарную теплоемкость продуктов сгорания по (4.26):

Принимаем температуру газов за топкой $\vartheta''_т=1265°$ С. Аналогично строим H, ϑ-таблицу при температурах газов 1200 и 1400° С с учетом рециркуляции газов $r=0{,}068$:

Энтальпия, кДж/м³	Температура, °С	
	1200	1400
$H_в^0$	16 701	19 770
$H_г^0$	20 067	23 873
$H_г$ при $\alpha=1{,}05$	20 902	24861,5
$H_г$ при $\alpha=1{,}05$ и $r_{рц}=0{,}068$	22 323	26 552

В соответствии с таблицей температуре газов 1265° С соответствует $H_г=23\ 697$ кДж/м³.

$$Vc_{ср}=\frac{39\ 452-23\ 697}{1994-1265}=21{,}61 \text{ кДж/(м}^3\cdot\text{К)}.$$

Параметр температурного поля по (4.23) и табл. 4.3:

$$M=0{,}54-0{,}2\cdot0{,}219=0{,}496,$$

где $X_т=X_г=0{,}219$ — по данным примера 4.1.

6. Определяем средний коэффициент эффективности экранов (по 4.18).

По данным примера 4.1 принимаем

$$\psi_{ср}=\frac{[386{,}5\cdot1{,}0+(337{,}3-10{,}6)1{,}0+133{,}9\cdot2\cdot1{,}0+44{,}8\cdot1{,}0]0{,}65+}{1398{,}9}\rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{+143{,}1 \cdot 0{,}1 + 219{,}4 \cdot 1{,}0 \cdot 0{,}65}{} = 0{,}538.$$

Коэффициент эффективности газового окна принят с учетом коэффициента $\beta = 0{,}5$ по рис. П2 приложения.

7. Определяем коэффициент излучения топочной среды:
произведение $p_п s = 0{,}103 \cdot 0{,}284 \cdot 6{,}2 = 0{,}181$ МПа · м;
коэффициент $k_г$ по (4.14):

$$k_г = \left(\frac{0{,}78 + 1{,}6 \cdot 0{,}194}{0{,}316\sqrt{0{,}181}} - 1\right)\left(1 - 0{,}37\,\frac{1265 + 273}{1000}\right) = 3{,}061 \text{ 1/(МПа · м)};$$

коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами по (4.16):

$$k_с = 0{,}3\,(2 - 1{,}05)\left(1{,}6\,\frac{1265 + 273}{1000} - 0{,}5\right)2{,}988 = 1{,}67 \text{ 1/(МПа · м)};$$

по (4.13) находим $\varepsilon_{св}$ и $\varepsilon_г$:

$$\varepsilon_{св} = 1 - e^{-(3{,}06 \cdot 0{,}284 + 1{,}67)\,0{,}103 \cdot 6{,}2} = 0{,}802;$$

$$\varepsilon_г = 1 - e^{-3{,}061 \cdot 0{,}284 \cdot 0{,}103 \cdot 6{,}2} = 0{,}426;$$

коэффициент усреднения m для газа равен 0,1;
коэффициент излучения факела по (4.12)

$$\varepsilon_ф = 0{,}1 \cdot 0{,}802 + (1 - 0{,}1)\,0{,}426 = 0{,}464.$$

Затем по (4.10) находим

$$\varepsilon_т = \frac{0{,}464}{0{,}464 + (1 - 0{,}464)\,0{,}538} = 0{,}616.$$

8. Определяем температуру газов на выходе из топки (по 4.28), число Больцмана Bo по (4.25):

$$\text{Bo} = 0{,}9968 \cdot 15{,}55 \cdot 21{,}61 \cdot 10^{11}/(5{,}67 \cdot 0{,}538 \cdot 1398{,}9 \cdot 2267^3) = 0{,}67;$$

$$T''_т = 2267/[1 + 0{,}496\,(0{,}616/0{,}67)^{0{,}6}] = 1540 \text{ К};$$

$$\vartheta''_т = 1540 - 273 = 1267^\circ \text{ С}.$$

В соответствии с H, ϑ-таблицей при этой температуре $H''_т = 23\,740$ кДж/кг. При этом лучистое тепловосприятие топки по (4.30)

$$Q_л = (39\,452 - 23\,740) \cdot 0{,}9968 = 15\,662 \text{ кДж/кг}.$$

Пример 4.13. Определить изменение температуры газов на выходе из топки при увеличении загрязнений экранов выше расчетного на $\Delta\psi_э = 0{,}1$ для котла Е-500-13,8 производительностью 138,9 кг/с. Топливо — отсевы газовых углей (приложение, табл. П1, топливо № 2). Конструктивные данные по топочной камере принять по примеру 4.5 (рис. 4.3).

Параметры пара и воды следующие:

Температура перегретого пара ... 560° С
Давление пара за котлом ..... 13,73 МПа
Температура питательной воды .... 230° С
Давление питательной воды ..... 16,33 МПа

При проведении расчетов принять: избыток воздуха за топкой 1,20; котел — газоплотный, мельницы — среднеходные, под наддувом; температура холодного воздуха 30° С; температура воздуха после калориферов 66° С; избыток воздуха за ними 1,314; температура горячего воздуха 340° С; рециркуляция газов и их отбор на сушку отсутствуют; давление в топке $p_т = 0{,}100$ МПа; расчетный КПД принять 91,618%; коэффициент сохранения теплоты $\varphi = 0{,}9965$; шлакоудаление — твердое; температура поступающего топлива 20° С.

Решение. В соответствии с табл. П3 приложения объем трехатомных газов $V_{RO_2} = 0{,}91$ м^3/кг, теоретические объемы водяных паров, азота и воздуха:

$$V^0_{H_2O} = 0{,}58 \text{ м}^3/\text{кг}; \quad V^0_{N_2} = 3{,}96 \text{ м}^3/\text{кг};$$
$$V^0 = 5{,}00 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретический объем дымовых газов по (2.7)

$$V^0_г = 0{,}91 + 3{,}96 + 0{,}58 = 5{,}45 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

При избытке $\alpha_т = 1{,}20$ объемы дымовых газов и водяных паров по (2.15) и (2.14):

$$V_г = 5{,}45 + 1{,}0161\,(1{,}20 - 1{,}0)\,5{,}00 = 6{,}47 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{H_2O} = 0{,}58 + 0{,}0161\,(1{,}20 - 1{,}0)\,5{,}00 = 0{,}60 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объемные доли трехатомных газов и водяных паров по (2.19) и (2.20):

$$r_{RO_2} = 0{,}91/6{,}47 = 0{,}141;$$

$$r_{H_2O} = 0{,}60/6{,}47 = 0{,}093.$$

Суммарная объемная доля трехатомных газов и водяных паров

$$r_п = 0{,}141 + 0.093 = 0{,}234.$$

Масса дымовых газов по (2.16)

$$G_г = 1 - \frac{28{,}5}{100} + 1{,}306 \cdot 1{,}20 \cdot 5{,}00 = 8.55 \text{ кг/кг}.$$

$A^р = 28{,}5\%$ по табл. П1 приложения. По табл. П7 приложения $a_{ун} = 0{,}95$, при этом

$$\mu_{зл} = \frac{28{,}5 \cdot 0{,}95}{100 \cdot 8{,}55} = 0{,}0317 \text{ кг/кг}.$$

Исходный вариант с расчетным загрязнением экранов

1. Определяем располагаемую теплоту и полный расход топлива. По табл. П3 приложения в соответствии с температурами $t_{х.в}$, $t'_{в}$ определяем теоретические энтальпии воздуха $H^{0}_{х.в}=199{,}8$ кДж/кг и $H^{0}_{в}=439{,}7$ кДж/кг.

По п. 3.1 теплота внешнего подогрева воздуха

$$Q_{в.вш}=1{,}314\,(439{,}7-199{,}8)=315{,}2 \text{ кДж/кг}.$$

Теплоемкость сухой массы топлива при 20° С по табл. П6 приложения $c^{с}_{т}=0{,}988$ кДж/(кг·°С), а с влажностью $W^{р}=11\%$; $c_{т}=4{,}1868\,\frac{11}{100}+0{,}988\,\frac{100-11}{100}=1{,}34$ кДж/(кг·°С). При этом физическая теплота топлива $Q_{тл}=1{,}34\cdot 20=26{,}8$ кДж/кг. По (3.2) с учетом полученных $Q_{в.вш}$ и $Q_{тл}$, а также $Q^{р}_{н}=18\,880$ кДж/кг получаем $Q^{р}_{р}$:

$$Q^{р}_{р}=18\,880+315{,}2+26{,}8=19\,222 \text{ кДж/кг}.$$

Определяем количество теплоты, воспринятой рабочей средой в котле по (3.3а):

$$Q_{п.к}=138{,}9\,(3488{,}4-993{,}4)+0+0=346\,531 \text{ кДж/кг}.$$

Определяем полный расход топлива по (3.7):

$$B=\frac{346\,531\cdot 100}{19\,222\cdot 91{,}618}=19{,}68 \text{ кг/с}.$$

2. Определяем адиабатную температуру горения. Полезное тепловыделение в топке получаем [по (4.21)]. В соответствии с температурой горячего воздуха $t_{г.в}=340$° С по табл. П3 приложения теоретическая энтальпия горячего воздуха $H^{0}_{г.в}=2295{,}9$ кДж/кг.

Теплота, вносимая в топку с воздухом, по (4.22)

$$Q_{в}=(1{,}20-0-0)\,2295{,}9+0=2755 \text{ кДж/кг}.$$

В соответствии с табл. П7 приложения $q_{3}=0$, $q_{4}=2\%$, $a_{ун}=0{,}95$. По (3.6) определяем потери теплоты со шлаками:

$$q_{6}=\frac{0{,}05\cdot 560{,}2\cdot 28{,}5}{19\,222}=0{,}042\%.$$

При этом $(c\vartheta)_{зл}$ принято по табл. П5 приложения при температуре 600° С.

При полученных значениях $Q_{в}$ и тепловых потерь по (4.21)

$$Q_{т}=19\,222\,\frac{100-0-2-0{,}042}{100-2}+2755-315{,}2+0=21\,654 \text{ кДж/кг}.$$

Для определения адиабатной температуры горения получаем энтальпии при значениях температур газов близких к ϑ_a (при 1800 и 2000° С):

Энтальпия, кДж/кг	Температура, °С	
	2000	1800
$H_в^0$	15 330	13 661
$H_г^0$	18 410	16 377
$H_{зл}$	680	646
$H_г$ при $\alpha=1{,}20$	22 156	19 755

Так как $A^{пр}>1{,}4$, учитываем энтальпию золы.

В соответствии со значениями $H_г$ и $Q_г$

$$\vartheta_a=1800+\frac{21\,654-19\,755}{22\,156-19\,755}(2000-1800)=1958\ °С;$$

$$T_a=2231\ К.$$

3. Определяем среднюю теплоемкость продуктов сгорания по (4.26).

В исходном варианте принимаем температуру за топкой $\vartheta''_т=1100$ °С.

Аналогично п. 4 получаем энтальпии при температурах газов 1000 и 1200 °С:

Энтальпия, кДж/кг	Температура, °С	
	1000	1200
$H_в^0$	7188	8769
$H_г^0$	8508	10 420
$H_{зл}$	266	326
$H_г$ при $\alpha=1{,}20$	10 212	12 500

В соответствии с таблицей температуре газов 1100° С соответствует энтальпия газов $H_г=11\,356$ кДж/кг, при этом

$$Vc_{ср}=\frac{21\,654-11\,356}{1958-1100}=12{,}0\ кДж/(кг\cdot К).$$

4. Определяем средний коэффициент эффективности экранов по (4.18).

По данным примера 4.5 и условным коэффициентам загрязнения экранов

$$\psi_{ср}=\frac{1170\cdot 0{,}45+120{,}4\cdot 0{,}427}{1301{,}6}=0{,}444.$$

Здесь: $\xi_э=0{,}45$ — по табл. 4.2; $\xi_{окн}=\xi_э\beta=0{,}45\cdot 0{,}95=0{,}427$.

5. Определяем коэффициент излучения топочной среды:

произведение $p_п s=0{,}1\cdot 0{,}234\cdot 7{,}05=0{,}165$ МПа·м;

коэффициент $k_г=3{,}068$ 1/(МПа·м) [см. (4.14)]:

коэффициент ослабления лучей золовыми частицами

$$k_{зл} = 73{,}3 \text{ 1/(МПа} \cdot \text{м)};$$

коэффициент ослабления лучей топочной средой по (4.17): в соответствии с п. 4.1.6

$$k_{кокс} = 10{,}0; \quad \varkappa_1 = 0{,}5; \quad \varkappa_2 = 0{,}1;$$

$$k = 3{,}068 \cdot 0{,}234 + 71{,}3 \cdot 0{,}0317 + 10{,}0 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}1 = 3{,}48 \text{ 1/(МПа} \cdot \text{м)};$$

коэффициент излучения факела: $\varepsilon_ф = 1 - e^{-3{,}48 \cdot 0{,}1 \cdot 7{,}05} = 0{,}914$; по (4.10) находим $\varepsilon_т = 0{,}960$.

Для топки (рис. 4.3) параметр температурного поля $X_т = X_г = 0{,}22$:

$$M = 0{,}59 - 0{,}5 \cdot 0{,}22 = 0{,}48.$$

Число Больцмана по (4.25): Bo = 0,622.

6. Температура газов на выходе из топки по (4.28):

$$T''_т = 2231 \ [1 + 0{,}48 \, (0{,}960 \ 0{,}622)^{0{,}6}] = 1374 \text{ К};$$

$$\vartheta''_т = 1374 - 273 = 1101 \text{ С}.$$

В соответствии с п. 3 при этой температуре $H''_т = 11\,367$ кДж кг. при этом лучистое тепловосприятие топки по (4.30)

$$Q_л = (21\,654 - 11\,367)\,0{,}996 = 10\,251 \text{ кДж/кг}.$$

Вариант с увеличением загрязнения экранов

В этом варианте связи с меньшей эффективностью экранов температура газов за топкой должна быть выше. Принимаем $\vartheta''_т = 1170$ С. При этой температуре в соответствии с табл. П6 $H''_т = 12\,157$ кДж/кг. Средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания в этом случае по (4.26) равна

$$Vc_{ср} = \frac{21\,654 - 12\,157}{1958 - 1170} = 12{,}05 \text{ кДж (кг} \cdot \text{К)}.$$

Средний коэффициент эффективности экранов по (4.18) при

$\psi_ш = 0{,}45 - 0{,}1 = 0{,}35$ и $\xi_{окн} = 0{,}35 \cdot 0{,}94 = 0{,}329$ составляет

$$\psi_{ср} = \frac{1170 \cdot 0{,}35 + 120{,}4 \cdot 0{,}329}{1301{,}6} = 0{,}345.$$

Определяем коэффициент излучения топочной среды $\varepsilon_т$ при $\vartheta''_т = 1170$ С:

$$p_n s = 0{,}165 \text{ МПа} \cdot \text{м};$$

$$k_г = 2{,}907 \text{ 1/(МПа} \cdot \text{м)};$$

$$k_{зл} = 68{,}94 \text{ 1/(МПа} \cdot \text{м)};$$

$$k = 2{,}97 \cdot 0{,}234 + 68{,}94 \cdot 0{,}0317 + 10{,}0 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}1 = 3{,}366 \text{ 1/(МПа} \cdot \text{м)}.$$

В соответствии с новым значением k определяем коэффициент излучения факела:

$$\varepsilon_{\phi} = 1 - e^{-3,366 \cdot 0,1 \cdot 7,05} = 0,907.$$

Находим по (4.10) $\varepsilon_т = 0,966$.

При новых значениях $\psi_{ср}$ и $\varepsilon_т$ число Bo = 0,802.

Температура газов на выходе из топки:

$$T''_т = 2231/[1 + 0,48\,(0,966/0,802)^{0,6}] = 1452\ \text{K};$$

$$\vartheta''_т = 1452 - 273 = 1179\ ^{\circ}\text{C};$$

$$Q_л = (21\,654 - 12\,260)\,0,996 = 9361\ \text{кДж/кг}.$$

Таким образом, увеличение загрязнения экранов на $\Delta\xi = 0,1$ привело к повышению температуры газов за топочной камерой на 78° С и уменьшению ее тепловосприятия на 877 кДж/кг, или на 8,7%.

ЗАДАЧИ

Задача 4.5. Решить такую же задачу, как в примере 4.10 при сжигании промпродукта карагандинского угля (приложение, табл. П1, топливо № 8). Сопоставить значения температур адиабатного горения. При решении задачи при построении H, ϑ-таблицы к значению энтальпии $H_г$ добавить $H_{зл}$.

Задача 4.6. Определить адиабатные температуры горения при сжигании печорского угля (приложение, табл. П1, топливо № 11) с рециркуляцией $5_{р}$, 10, 15 и 20%. Избыток воздуха за топкой и в месте отбора на рециркуляцию $\alpha_1 = 1,20$; температура газов рециркуляции 360° С; температура горячего воздуха 300° С; температура предварительного подогрева воздуха 50° С; избыток воздуха на входе в котел $\beta' = 1,31$; топливо сжигается с твердым шлакоудалением при $a_{ун} = 0,95$; $q_3 = 0,0$; $q_4 = 1,0\%$; размол в среднеходных мельницах под разряжением с присосом в системе пылеприготовления $\Delta\alpha_{пл} = 0,04$; температура топлива $t_т = 20^{\circ}$ С. При решении задачи учесть энтальпию золы.

Задача 4.7. Определить по приближенной зависимости как изменится адиабатная температура горения $\vartheta_а$ при повышении температуры горячего воздуха на 50° С (начальная температура горячего воздуха 250° С). Результат сопоставить с примером 4.10. Условия принять по задаче 4.5.

Задача 4.8. При сжигании мазута в топочных камерах с однофронтальным или встречным расположением горелок в ряде случаев относительное положение максимума температур пламени не совпадает с относительным расположением горелок. Определить влияние положения максимума температур на температуру газов за топкой, приняв $\Delta X = 0,05$; 0,10; 0,15. Принять конструктивные данные по примеру 4.1, параметры и расходы газа — по примеру 4.13. Топливо — сернистый мазут (приложение, табл. П1, топливо № 19); температура предварительного подогрева воздуха 70° С, холодного воздуха 30° С; избыток воздуха перед калорифером $\beta' = 1,18$, температура мазута 120° С; избыток воздуха в продуктах сгорания за топкой 1,03; потери принять: $q_3 = 0,3\%$; $q_4 = 0$; $t_{г.в} = 300^{\circ}$ С; КПД котла 94%; давление в топке $p_т = 0,103$ МПа; тепловые напряжения объема топки $q_V < 407$ кВт/м^3; коэффициент сохранения теплоты $\varphi = 0,9968$.

Задача 4.9. Определить для данных примера 4.13, как изменяется поверхность стен $F_{ст}$ и высота топки $H_т$ при увеличении температуры газов на выходе из топки на 50° С. Указание — при решении задачи пренебречь изменениями s; $X_г$; $\varepsilon_т$, $\psi_{ср}$ и $Vc_{ср}$.

Задача 4.10. Определить температуру газов за топкой при сжигании природного газа непосредственно после мазута без очистки экранов. Исходные данные принять по примеру 4.13. Сопоставить результаты с решением данного примера.

Задача 4.11. Насколько изменится температура газов за топкой при сжигании природного газа в котле Е-500-140 производительностью 138,89 кг/с после сжигания отсевов газовых углей (по примеру 4.13). Принять конструктивные данные и параметры пара и воды по примеру 4.13; данные по топливу (приложение, табл. П2, топливо № 8). Принять, что предварительный подогрев воздуха и рециркуляция газов отсутствуют, температура горячего воздуха 250° С, КПД котла 94,2%, потери теплоты $q_3 = 0{,}3\%$, $q_4 = 0$, физической теплотой топлива пренебречь, избыток воздуха за топкой $\alpha_т = 1{,}05$, топка — газоплотная, $p_т = 0{,}103$ МПа.

Задача 4.12. Определить температуру газов, покидающих топочную камеру котла Е-670-13,8 ГМ, $t_{пс} = 545/545$° С, паропроизводительностью 186,11 кг/с для энергоблока мощностью 200 МВт при сжигании высокосернистого мазута (приложение, табл. П1, топливо № 20).

Конструктивные данные и параметры пара — по примеру 4.13. При выполнении расчета принять следующее: избыток воздуха за топкой $\alpha_т = 1{,}03$; температура холодного воздуха 30° С, подогретого воздуха в калориферах 70° С; избыток воздуха за калориферами $\beta' = 1{,}18$; температура горячего воздуха 260° С; рециркуляция газов в нижнюю часть топки 6,8%; температура газов рециркуляции 340° С; отбор газов рециркуляции за экономайзером при $\alpha = 1{,}03$; котел — газоплотный; наддув в топке 0,103 МПа, потери теплоты с химическим и механическим недожогом принять: $q_3 = 0{,}3\%$, $q_4 = 0{,}0$; температура подогрева мазута 125° С; КПД котла 93,97%; принять $m = 0{,}35$.

4.3. СПОСОБЫ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА В ТОПОЧНОЙ КАМЕРЕ И СНИЖЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗОВ НА ВЫХОДЕ

Основные положения. Геометрические размеры топочной камеры выбираются из условия выгорания топлива до рекомендуемых значений механического недожога q_4 и охлаждения продуктов сгорания до температуры на выходе из топки $\vartheta''_т$.

Минимальный объем топки $V_т^{мин}$, обеспечивающий выгорание топлива до заданного уровня, равен

$$V_т^{мин} = \frac{Q_н^р B_р}{q_V^{гор}}, \qquad (4.31)$$

где $q_V^{гор}$ — допустимое теплонапряжение объема топки, кВт/м^3; его значение находится из выражения

$$q_V^{\text{гор}} = \frac{273}{\tau_{\text{гор}} v_{\text{г}}^{\text{п}} T}.$$

Здесь $\tau_{\text{гор}}$ — физическое время горения частиц топлива, с; T — средняя температура продуктов сгорания в топке, К; $v_{\text{г}}^{\text{п}}$ — удельный приведенный объем газов, образующийся на единицу тепловыделения в топке, м³/МДж.

Однако объем топки, рассчитанный по (4.31), не гарантирует охлаждение продуктов сгорания до температуры $\vartheta_{\text{т}}''$. Для обеспечения этой температуры необходимо, чтобы теплонапряжение объема топки удовлетворяло условию

$$q_V^{\text{охл}} = \frac{q_{\text{н}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{Q_{\text{л}}} \left(\frac{F_{\text{л.т}}}{V_{\text{т}}} \right), \qquad (4.32)$$

где $q_{\text{н}}$ — средняя интенсивность теплового потока в топке, кВт/м²; $F_{\text{л.т}}$ — площадь лучевоспринимающих экранов топки, м².

В обычной призматической топке с ростом ее мощности уменьшается коэффициент формы топки ($F_{\text{л.т}}/V_{\text{т}}$), что приводит, как это видно из (4.32), к снижению $q_V^{\text{охл}}$. Поэтому в паровых котлах большой мощности теплонапряжение объема получается значительно меньше допустимого по условию горения ($q_V^{\text{гор}}$).

Создать топочные устройства с q_V, близкими к $q_V^{\text{гор}}$, можно, если предусмотреть мероприятия по повышению интенсивности лучистого теплообмена в объеме топки. Для этой цели применяют установку в объеме топки двусветных экранов или низкоопущенных ширм. Другой путь — снижение высоких значений температур газов за счет рециркуляции продуктов сгорания в верхнюю часть топки. При этом место ввода рециркуляции выбирается так, чтобы в части топки до рециркуляции обеспечилось выгорание топлива, а объем рециркулируемых газов должен быть достаточным для снижения $\vartheta_{\text{т}}''$ до заданного значения. Как в первом, так и во втором случае удается выполнить топку с объемом, близким к минимальному, необходимому для выгорания топлива, и снизить металлоемкость котла.

ПРИМЕРЫ

Пример 4.14. Определить коэффициент формы топки для топок с одинаковыми объемами $V_{\text{т}}$ и площадями поперечного сечения $f_{\text{т}}$, у которых:

а) $a_{\text{т}}/b_{\text{т}} = 4$; б) $a_{\text{т}}/b_{\text{т}} = 2$; в) $a_{\text{т}}/b_{\text{т}} = 1$.

За основу принять реальный профиль котла по рис. 4.3 с сохранением сечения $f_{\text{т}} = a_{\text{т}} b_{\text{т}} = 111{,}3$ м², размера скатов

холодной воронки, высоты выходного окна. Принять: $V_т = 2550$ м^3; $\psi_{ср} = 0{,}444$; угловой коэффициент экранов $x = 0{,}96$.

Определить температуру газов на выходе из топки для каждого из этих вариантов при сжигании отсевов газовых углей (приложение, табл. П1, топливо № 4).

При проведении расчетов принять: $M = 0{,}48$; $\varepsilon = 0{,}960$; $\vartheta_а = 2013°$ С; $\alpha_т = 1{,}2$; $B_р = 19{,}677$ кг/с; $\varphi = 0{,}9965$.

Решение. 1. Определение коэффициентов формы топки.

При отношении сторон $a_т/b_т = 4$ площадь сечения топки при заданном отношении сторон равна $f_т = 4b_т b_т = 4b_т^2$, откуда

$$b_т = \sqrt{111{,}3/4} = 5{,}275 \text{ м};$$

$$a_т = 4 \cdot 5{,}275 = 21{,}1 \text{ м}.$$

Для этого случая согласно рис. 4.3 основные размеры топочной камеры примут следующие значения: ширина 21 100 мм, глубина 5275 мм, высота холодной воронки 3240 мм, высота ширмового окна 7250 мм, высота от начала выступа до ширм 4900 мм.

1.1. Определяем объем топки. Объем холодной воронки $\Delta V_{х.в} = F_{б.х} a_т$, где $F_{б.х}$ — площадь боковой стены холодной воронки, которая считается до середины холодной воронки. При этом половина высоты холодной воронки 1,62 м, ширина в средней части холодной воронки 2.64 м. При этих размерах получаем площадь боковой стены $F_{б.х} = (5{,}275 + 2{,}64) \cdot 0{,}5 \cdot 1{,}62 = 6{,}41$ м^2. Объем холодной воронки $\Delta V_{х.в} = 6{,}41 \cdot 21{,}1 = 135{,}4$ м^3.

Объем верхней части топки в районе ширм $\Delta V_в = F_{б.в} a_т$. В соответствии с рис. 4.3 при уменьшении ширины топки с 8,64 до 5.275 м глубина газового объема от фронтовой стены до ширм уменьшается с 5,6 до 2,235 м. При сохранении высоты ширм получаем $F_{б.в} = 2{,}235 \cdot 7{,}25 = 16{,}20$ м^2. Объем верхней части топки $\Delta V_в = 16{,}20 \cdot 21{,}1 = 341{,}8$ м^3.

Объем в районе аэродинамического выступа (пережима) под ширмами. Площадь боковой стены этого объема состоит из двух трапеций (аналогично приведенным выше выводам): $F_{б.п} = (4{,}335 + 2{,}275) \cdot 0{,}5 \cdot 2{,}815 + (2{,}275 + 5.275) \cdot 0{,}5 \cdot 2{,}085 = 7{,}9$ м^2. Объем топки в районе пережима $\Delta V_п = 7{,}9 \cdot 21{,}1 = 166{,}7$ м^2. Объем призматической части топки $V_{пр} = V_т - \Delta V_{х.в} - \Delta V_в - \Delta V_п = 2550 - 135{,}3 - 341{,}8 - 166{,}7 = 1906$ м^3.

Высота призматической части топки

$$h_{пр} = 1906/(5{,}275 \cdot 21{,}1) = 17{,}1 \text{ м}.$$

Общая высота топки $h_т = 0{,}5h_{х.в} + h_в + h_п + h_{пр} = 1{,}62 + 7{,}25 + (2.815 + 2{,}085) + 17{,}1 = 30{,}6$ м.

1.2. Определяем размеры поверхности стен:

фронтовой стены $F_{фр} = 31{,}34 \cdot 21{,}1 = 661{,}3$ м^2;

задней стены $F_з = 26{,}33 \cdot 21{,}1 = 555{,}6$ м^2;

боковой стены $F_б = 30{,}51 + 5{,}275 \cdot 17{,}1 = 120{,}7$ м^2;

выходного газового окна $F_{окн} = (7{,}25 + 2{,}1) \cdot 21{,}1 = 197{,}3$ м^2;

расчетное горизонтальное сечение холодной воронки (по середине высоты холодной воронки) $F_{х.в} = 2{,}64 \cdot 21{,}1 = 55{,}7$ м^2;

суммарная поверхность стен $F_{ст} = 661{,}3 + 555{,}6 + 120{,}7 \times 2 + 197{,}3 + 55{,}7 = 1711{,}3$ м^2.

1.3. Коэффициент формы топки

$$F_{л.т}/V_т = 1642{,}8/2550 = 0{,}644,$$

где лучевоспринимающая поверхность экранов

$$F_{л.т} = F_{ст}\, x = 1711{,}3 \cdot 0{,}96 = 1642{,}8 \text{ м}^2.$$

Для других вариантов отношений $a_т/b_т$ расчет сведен в табл. 4.7.

Таблица 4.7

Величина	Отношение сторон топки	
	$a_т/b_т = 2$	$a_т/b_т = 1{,}0$
Ширина топки, м	14,92	10,55
Глубина топки, м	7,46	10,55
Поверхность боковой стены в холодной воронке, м^2	12,9	25,90
Объем холодной воронки, м^3	192,1	273,3
Поверхность боковой стены верхней части топки (до пережима), м^2	32,05	54,45
Объем верхней части топки (до пережима), м^3	478,1	574,4
Поверхность боковой стены топки в зоне пережима, м^2	27,88	43,02
Объем топки в зоне пережима, м^3	216,0	453,9
Высота призматической части топки, м	14,95	11,22
Общая высота топки, м	29,31	26,5
Суммарная поверхность стен топки, м^2	1396	1170,5
Лучевоспринимающая поверхность экранов топки, м^2	1340	1123,7
Коэффициент формы топки $F_{л.т}/V_т$	0,525	0,441

Таким образом, с уменьшением отношения сторон топки с 4 до 1, т. е. приближением формы сечения топки к квадратной, коэффициент формы топки уменьшается.

2. Определение температуры газов за топкой.

2.1. При отношении сторон $a_т/b_т = 4$ в соответствии с данными (приложение, табл. П3, топливо № 2) определяем энтальпии газов $H_г$, кДж/кг, при $\alpha = 1{,}20$ по (2.25):

Температура, °С	800	1000	1200	1400	2000	2200
$H_г$ при $\alpha = 1{,}20$	7779	9946	12174	14452	21476	24115

Определяем энтальпию газов при адиабатной температуре $\vartheta_а = 2013°$ С:

$$Q_т = 21476 + \frac{24115 - 21476}{2200 - 2000}(2013 - 2000) = 21\,648 \text{ кДж/кг}.$$

Определяем среднюю теплоемкость продуктов сгорания. Принимаем температуру газов за топкой 1000° С. Тогда по (4.26)

$$Vc_{ср} = \frac{21\,648 - 9946}{2013 - 1000} = 11{,}55 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Число Больцмана по (4.25)

$$Bo = 0{,}9965 \cdot 19{,}677 \cdot 11{,}55 \cdot 10^{11}/(5{,}7 \cdot 0{,}444 \cdot 1711{,}3 \cdot 2286^3) = 0{,}438.$$

Температура газов на выходе из топки по (4.28):

$$T''_т = 2286/[1 + 0{,}48\,(0{,}960/0{,}438)^{0{,}6}] = 1292 \text{ К};$$

$$\vartheta''_т = 1292 - 273 = 1019° \text{ С}.$$

Значение $Vc_{ср}$ можно не уточнять, так как расхождение составляет менее 50° С.

2.2. Для других вариантов отношений $a_т/b_т$ расчет сведен в табл. 4.8.

Таблица 4.8

Величина	Отношение сторон	
	$a_т/b_т = 2$	$a_т/b_т = 1$
Энтальпия газов при температуре $\vartheta_а = 2013°$ С, кДж/кг	21 648	21 648
Температура газов на выходе из топки (принимается предварительно), °С	1090	1130
Энтальпия газов на выходе из топки, кДж/кг	10 949	11 394
Средняя теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кг·К)	11,59	11,61
Число Больцмана	0,538	0,643
Расчетная температура газов на выходе из топки, °С	1088	1147

Таким образом, при уменьшении коэффициента формы топки $F_{л.т}/V_т$ с 0,644 до 0,441 при сохранении излучательной способности топочной среды $\varepsilon_т$ температура продуктов сгорания повышается с 1019 до 1147° С.

Пример 4.15. В паровом котле энергоблока 800 МВт сжигается березовский бурый уголь (приложение, табл. П1, топливо № 14). Основные размеры топочной камеры согласно рис. 4.4: $V_т = 34\,760$ м^3; $F_{ст} = 7092$ м^2; $h_т = 61{,}9$ м; $b_т = 18{,}0$ м; $a_т = 31{,}96$ м.

Как изменится температура газов за топкой $\vartheta''_т$ при установке двусветного экрана по всей высоте топочной камеры?

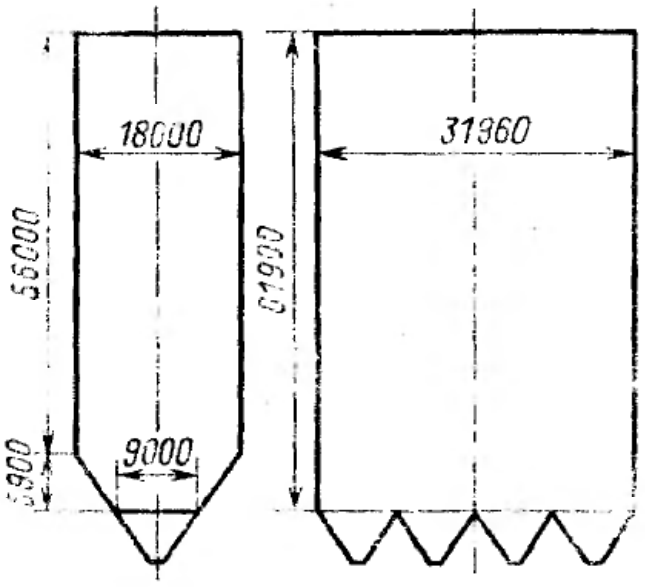


Рис. 4.4. Габаритные размеры топочной камеры котла Пп-2650-25,0 Б

При проведении расчетов принять: $B_р = 126{,}6$ кг/с; избыток воздуха за топкой $\alpha = 1{,}20$; адиабатную температуру горения 1850° С; рециркуляция газов отсутствует; параметр распределения температур по высоте топки $M = 0{,}486$; коэффициент излучения топочной камеры в исходном варианте $\varepsilon_1 = 0{,}960$; средний коэффициент эффективности экранов $\psi_{ср} = 0{,}446$; коэффициент сохранения теплоты $\varphi = 0{,}998$.

Решение. 1. Определяем температуру газов за топкой в исходном варианте.

1.1. Средняя теплоемкость продуктов сгорания в топке. Из приложения (табл. П3) находим энтальпии газов $H_г$, кДж/кг, при $\alpha = 1{,}20$ для ожидаемых температур в топке:

$\vartheta_г$, °С	1000	1200	1400	1600	1800	2000
$H_г$ при $\alpha = 1{,}20$	9154	11214	13321	15466	17641	19837

Энтальпия продуктов сгорания (при адиабатной температуре $\vartheta_а = 1850$° С) $H_а = 18\,190$ кДж/кг. Принимаем температуру газов за топкой 1080 С, при этой температуре получаем $H''_т = 9978$ кДж/кг, тогда

$$Vc_{ср} = \frac{18\,190 - 9978}{1850 - 1080} = 10{,}665 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

1.2. Температура газов на выходе из топки в исходном варианте. Число Больцмана

$$Bo = 0{,}998 \cdot 126{,}6 \cdot 10{,}665 \cdot 10^{11} / (5{,}7 \cdot 0{,}446 \cdot 7092 \cdot 2123^3) = 0{,}781.$$

При этом значении Bo получаем

$$T''_т = 2123 / [1 + 0{,}486 (0{,}960/0{,}781)^{0{,}6}] = 1370 \text{ К};$$

$$\vartheta''_т = 1370 - 273 = 1097 \text{° С} \quad \text{и} \quad H''_т = 10\,135 \text{ кДж/кг}.$$

2. Определяем температуру газов за топкой в варианте с установкой двусветного экрана.

2.1. Поверхность стен топки увеличивается на поверхность двусветного экрана:

$$F_{дв} = [18{,}0 \cdot 56{,}0 + (18{,}0 + 9{,}0) \cdot 0{,}5 \cdot 5{,}9)] \cdot 2 = 2175 \text{ м}^2;$$

$$\sum F_{ст} = 7092 + 2175{,}0 = 9262 \text{ м}^2.$$

2.2. Эффективная толщина излучающего слоя топки

$$s = 3{,}6 \cdot 34\,760/9267 = 13{,}5 \text{ м}.$$

2.3. Средний коэффициент эффективности стен

$$\psi_{д.э} = \psi_э - 0{,}05 = 0{,}45 - 0{,}05 = 0{,}40;$$

$$\psi_{ср} = \frac{0{,}446 \cdot 7092 + 0{,}40 \cdot 2175}{9267} = 0{,}435.$$

2.4. Коэффициент излучения топочной камеры. В соответствии с 4.1 при температуре газов за топкой 1000° С $\varepsilon_т = 0{,}942$.

2.5. Средняя теплоемкость продуктов сгорания. Принимаем $\vartheta''_т = 1000°$ С, при этом $H''_т = 9154$ кДж/кг,

$$Vc_{ср} = \frac{18\,190 - 9154}{1850 - 1000} = 10{,}63 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

2.6. Температура газов за топкой при наличии двусветного экрана. Число Больцмана Bo = 0,611;

$$T''_т = 2123/[1 + 0{,}486\,(0{,}942/0{,}611)^{0{,}6}] = 1302 \text{ К};$$

$$\vartheta''_т = 1302 - 273 = 1029° \text{ С} \text{ и } H''_т = 9419{,}5 \text{ кДж/кг}.$$

Таким образом, установка в топочной камере одного двусветного экрана снизила температуру продуктов сгорания за топкой на 68° С, а ее тепловосприятие возросло в $\frac{21\,648 - 9419{,}5}{21\,648 - 10\,135} = 1{,}06$ раза.

Пример 4.16. Какой должна быть температура продуктов сгорания в сечении топки до места ввода рециркуляции в верхнюю ее часть, чтобы при $r = 0{,}2$ обеспечить на выходе из топки заданную температуру $\vartheta''_т$?

При расчетах принять: топливо — промежуточный продукт газовых углей Донецкого бассейна, расчетную температуру продуктов сгорания на середине выходного газового окна 1100° С, избыток воздуха на выходе из топки до ввода рециркуляции $\alpha_т = 1{,}20$, продукты сгорания отбираются на рециркуляции за экономайзером при избытке воздуха $\alpha_{отб} = 1{,}20$ и температуре $\vartheta_{рц} = 400°$ С.

Для решения задачи принять энтальпии газов $H_г$, кДж/кг, при температурах, близких к $\vartheta''_т$ и $\vartheta_{рц}$:

	ϑ, °С:			
	1000	1200	1400	400
$H_г$ при $\alpha = 1{,}20$ и отсутствии рециркуляции ...	8855	10 472	12 434	3174
$H_г$ при $\alpha = 1{,}20$ и рециркуляции $r = 0{,}20$	10 266	12 566	14 920	–

Решение. 1. Определим энтальпию продуктов сгорания до смешения с газами рециркуляции. По закону смешения

$$H_т + rH_{г.рц} = H_{г.см}.$$

Из этой зависимости получаем

$$H_{\text{г}} = H_{\text{г.см}} - rH_{\text{г.рц}}.$$

Используя табличные значения энтальпий при 1100° С и $\alpha_{\text{т}} = 1{,}20$ с учетом рециркуляции 0,2 $H_{\text{г см}} = 0{,}5\,(10\,266 + 12\,566) = 11\,416$ кДж/кг, энтальпия газов рециркуляции $H_{\text{г.рц}} = 3174$ кДж/кг. По полученным значениям $H_{\text{г.см}}$ и $H_{\text{г.рц}}$ находим энтальпию продуктов сгорания до смешения:

$$H_{\text{г}} = 11\,416 - 0{,}20 \cdot 3174 = 10\,781 \text{ кДж/кг}.$$

2. Определяем температуру продуктов сгорания до смешения с газами рециркуляции:

$$\vartheta_{\text{т}} = 1200 + \frac{10\,781 - 10\,472}{12\,434 - 10\,472}(1400 - 1200) = 1231^{\circ}\text{ С}.$$

Таким образом, ввод газов рециркуляции в количестве 20% позволяет снизить общую температуру газов на 131° С. Следует, однако, добавить, что конструктивно выполнить полное смешение продуктов сгорания сложно и поэтому газы рециркуляции вводятся перед выходным сечением у нижнего обреза ширм. При этом несколько ухудшится эффективность работы экранов верхней части топки и в связи с этим реальное изменение температуры продуктов сгорания будет несколько меньше.

Пример 4.17. Насколько можно уменьшить высоту и объем топки, если в верхнюю ее часть ввести рециркуляцию газов $r = 0{,}15$ при температуре газов в отборе $\vartheta_{\text{отб}} = 380^{\circ}$ С и избытке воздуха $\alpha_{\text{отб}} = 1{,}20$. Для расчета принять топку парового котла Е-500-13,8 ($D = 138{,}9$ кг/с, $t_{\text{пе}} = 560^{\circ}$ С)* при сжигании отсевов газовых углей (приложение, табл. П1, топливо № 2), которая имеет следующие характеристики: площадь стен $F_{\text{ст}} = 1301{,}6$ м^2; коэффициент сохранения теплоты $\varphi = 0{,}9965$; средняя тепловая эффективность экранов $\psi_{\text{ср}} = 0.444$; коэффициент излучения топки $\varepsilon_{\text{т}} = 0{,}960$; параметр распределения температур по высоте топки $M = 0{,}48$; расход топлива 19,677 кг/с; адиабатная температура горения (при избытке $\alpha_{\text{т}} = 1{,}20$) $\vartheta_{\text{а}} = 1958^{\circ}$ С; температура газов за топкой $\vartheta''_{\text{т}} = 1102^{\circ}$ С при средней теплоемкости продуктов сгорания $Vc_{\text{ср}} = 11.604$ кДж/(кг · К); объем топки $V_{\text{т}} = 2550$ м^3 при глубине топки $b_{\text{т}} = 8{,}64$ м и ширине по фронту $a_{\text{т}} = 16{,}08$ м.

Решение. Используя данные табл. П3 для данного топлива, получаем следующие исходные значения энтальпий газов $H_{\text{г}}$, кДж/кг:

ϑ, С	200	400	1000	1200	1400	1600	1800	2000
$H_{\text{г}}$ при $\alpha = 1{,}20$ и $r = 0$	1796	3690	9946	12 174	14 452	16 765	19 109	21 426
То же при $\alpha = 1{,}20$ и $r = 0{,}15$	—	—	11 437	14 000	16 619	—	—	—

1. Определяем температуру газов за топочной камерой в исходном варианте. Число Больцмана $Bo = 0{,}9965 \cdot 19{,}677 \times \times 11{,}604 \cdot 10^{11} / (5{,}7 \cdot 0{,}444 \cdot 1301{,}6 \cdot 2231^3) = 0{,}622$; температура газов на выходе из топки

$$T''_т = 2231 / [1 + 0{,}48\,(0.960/0{,}622)^{0{,}6}] = 1375 \text{ К} \quad (1102^\circ \text{ С}).$$

2. Определяем энтальпию продуктов сгорания за топкой при $\alpha_т = 1{,}2$ и рециркуляции газов 0,15 при сохранении $\vartheta''_т = 1102^\circ$ С:

$$H_{т.см} = 11\,437 + \frac{14\,000 - 11\,437}{1200 - 1000}(1102 - 1000) = 12\,744 \text{ кДж/кг}.$$

3. Определяем энтальпию газов рециркуляции:

$$H_{т.рц} = 1796 + \frac{3690 - 1796}{400 - 200}(380 - 200) = 3501 \text{ кДж/кг}.$$

4. Определяем энтальпию продуктов сгорания до смешения с потоком рециркулируемых газов:

$$H_т = H_{т.см} - rH_{т.рц} = 12\,744 - 0{,}15 \cdot 3501 = 12\,219 \text{ кДж/кг}.$$

При $\alpha = 1{,}20$ значению $H_т$ соответствует температура продуктов сгорания за топкой

$$\vartheta''_т = 1200 + \frac{12\,219 - 12\,174}{14\,452 - 12\,174}(1400 - 1200) = 1204^\circ \text{ С}.$$

5. Определяем необходимую поверхность стен топки для обеспечения температуры $\vartheta''_т = 1204^\circ$ С. Предварительно находим полезное тепловыделение в топке $Q_т$, соответствующее адиабатной температуре горения $\vartheta_а = 1958^\circ$ С и $\alpha_т = 1{,}2$:

$$Q_т = 19\,109 + \frac{21\,476 - 19\,109}{2000 - 1800}(1958 - 1800) = 20\,979 \text{ кДж/кг}.$$

Лучистое тепловосприятие экранов топки

$$Q_л = (Q_т - H''_т)\varphi = (20\,979 - 12\,219)\,0{,}9965 = 8729 \text{ кДж/кг}.$$

По (4.29)

$$F_{ст} = 19{,}677 \cdot 8729 / [5{,}7 \cdot 10^{11} \cdot 0{,}960 \cdot 0{,}444 \cdot 0{,}48\,(1204 + 273) \times$$

$$\times 2231^3)]^3 \sqrt{\frac{1}{0{,}48^2}\left(\frac{2231}{1477} - 1\right)^2} = 936 \text{ м}^2.$$

Проверяем полученные значения:

$$Bo = 0.9965 \cdot 19{,}677 \cdot 11{,}604 \cdot 10^{11} / (5{,}7 \cdot 0{,}444 \cdot 936 \cdot 2231^3) = 0{,}865;$$

$$T''_т = 2231 / [1 + 0.48\,(0{,}960/0{,}865)^{0{,}6}] = 1477 \text{ К};$$

$$\vartheta''_т = 1477 - 273 = 1204^\circ \text{ С}.$$

6. Определяем изменение высоты и объема топки:

$$\Delta h_т = \frac{\Delta F_{ст}}{2(a_т + b_т)} = \frac{1301{,}6 - 936}{2(16{,}08 + 8{,}64)} = 7{,}1 \text{ м}.$$

Изменение объема топки $\Delta V_т = a_т b_т \Delta h_т = 16{,}08 \cdot 8{,}64 \cdot 7{,}1 = 986 \text{ м}^3$.

ЗАДАЧИ

Задача 4.13. Определить, как изменяется коэффициент формы топки $F_{л.т}/V_т$ с увеличением мощности паровых котлов. В качестве примеров принять топочные камеры котлов для сжигания мазута и газа ПО «Красный котельщик» Е-500-13,8 ГМ ($D = 138{,}9$ кг/с, $t_{пе} = 560°$ С), Е-670-13,8 ГМ ($D = 186{,}1$ кг/с, $t_{пе} = 545/545°$ С), Пп-1000-25 ГМ ($D = 277{,}8$ кг/с, $t_{пе} = 545/545°$ С). При решении задачи принять следующие исходные данные: для котла Е-500-13,8 ГМ — конфигурацию топки по рис. 4.5, для котла Е-670-13,8 ГМ по рис. 4.1, для котла Пп-1000-25 ГМ по рис. 4.6.

Задача 4.14. Как изменится поверхность стен призматической топочной камеры при установке в ней шести низкоопущенных ширм высотой 15,0 и шириной 2,0 м из труб ∅32 мм, шагом 45 мм? В исходном варианте

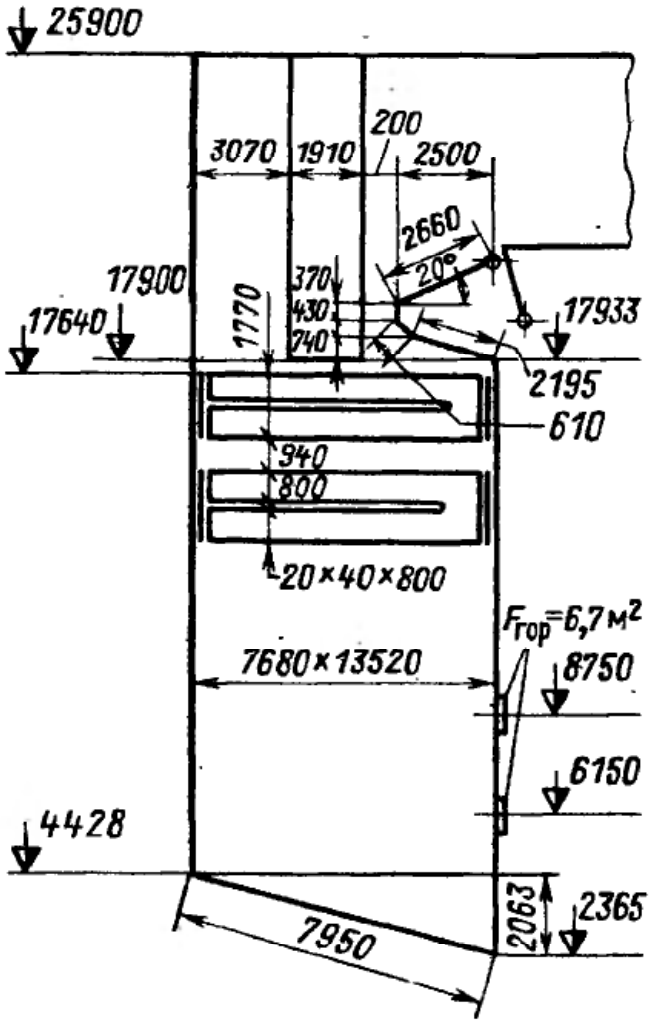


Рис. 4.5. Топочная камера котла Е-500-13,8 ГМ

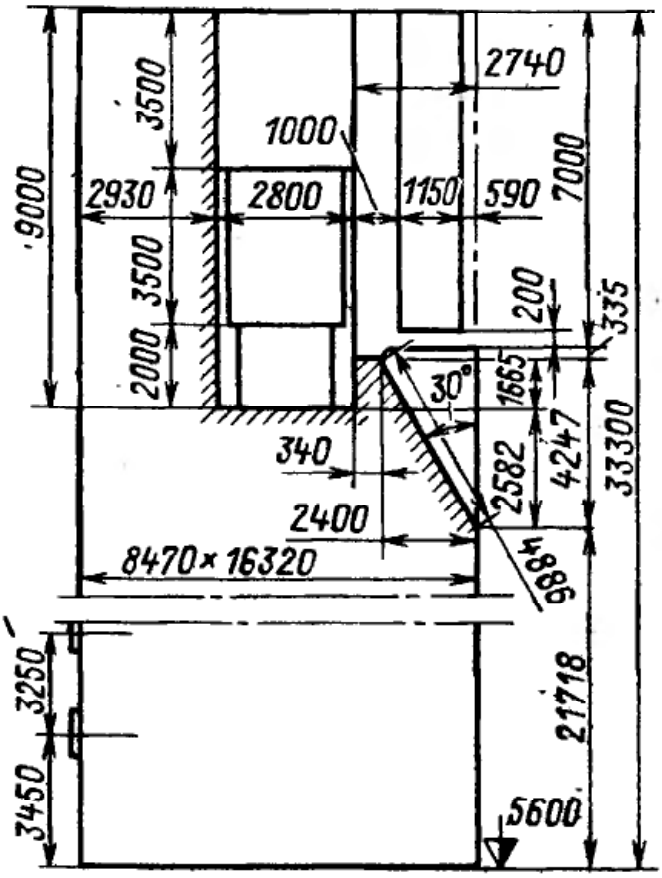


Рис. 4.6. Схема топочной камеры котла Пп-1000-25,0 ГМ с ширмами на выходе из топки

топка имеет объем $V_т = 2750$ м^3, лучевоспринимающую поверхность экранов $F_{л.т} = 1388$ м^2. Как изменится отношение $F_{л.т}/V_т$?

Задача 4.15. Как изменится высота топки по сравнению с примером 4.16, если в ней по всей высоте установить один (вариант 1) и два (вариант 2) двусветных экрана при условии сохранения температуры продуктов сгорания за топкой, равной $\vartheta''_т = 1097°$ С? Основные данные для расчета принять по примеру 4.16. Как увеличится при этом коэффициент формы топки?

Задача 4.16. Как изменится температура продуктов сгорания за топкой при верхнем вводе рециркуляции газов? Топливо — кузнецкий уголь СС (приложение, табл. П1, топливо № 6), исходная температура газов за топкой $\vartheta''_т = 1200$ С, избыток воздуха за топкой $\alpha_т = 1{,}20$, газы отбираются при том же избытке воздуха и температуре 350° С. Получить снижение температуры газов при рециркуляции 5; 10 и 15% и вывести примерную зависимость снижения температуры на 1% рециркуляции.

Задача 4.17. Температурное поле сечения выходного окна топки имеет значительную неравномерность. Условно можно выделить шесть зон по ширине фронта топки с температурами в каждой соответственно 1150, 1200, 1250, 1250, 1200, 1150° С при равномерном распределении массы газов по зонам. Какие доли рециркуляции надо ввести в каждую зону для выравнивания температур газов на уровне 1150° С? Принять топливо — нерюнгринский уголь СС (приложение, табл. П1, топливо № 16), избыток воздуха за топкой и в месте отбора $\alpha_{отб} = \alpha_т = 1{,}20$, температура газов рециркуляции 400° С. Определить усредненную долю рециркуляции продуктов сгорания в верхнюю часть топки.

Задача 4.18. Получить габаритные размеры топки при разных вариантах конструкции и использовании рециркуляции газов при сохранении температуры продуктов сгорания за топкой 1088° С. Расчетные варианты: 1) в топке только настенные экраны; 2) в топке настенные экраны и один двусветный экран по всей высоте; 3) в топке настенные экраны и рециркуляция газов в верхнюю часть в количестве 10%. Конструкцию топки принять по примеру 4.15 по варианту с отношением сторон $a_т/b_т = 2$, данные для расчетов принять по этому же примеру, принять отбор газов на рециркуляцию при $\alpha_{отб} = 1{,}20$ и температуре 400° С.

Задача 4.19. Для котла паропроизводительностью 138,9 кг/с определить превышение необходимого объема топки над минимально необходимым по условиям выгорания при выполнении экранов настенными (вариант 1) и выполнении экранов настенными с одним двусветным экраном по всей высоте топки (вариант 2). Условия задачи принять по примеру 4.14, ширина топки 16,08 м, глубина 8,64 м, поверхность боковой стены 198 м^2, $F_{ст} = 1301{,}6$ м^2. Допустимое тепловое напряжение топочного объема $q_V = 162{,}8$ МВт/м^3.

4.4. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОСПРИЯТИЯ РАДИАЦИОННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ В ТОПКЕ

Теплота, воспринятая радиационными поверхностями нагрева в топке, определяется либо на основе позонного расчета топки, либо теплового расчета топочной камеры в целом.

При использовании результатов позонного расчета для определения тепловосприятия радиационной поверхности $Q_{р.п}$, кДж/кг, используется формула

$$Q_{р.п}=q_л F_{л.р.п}/B_р. \quad (4.33)$$

Если радиационная поверхность нагрева располагается не в одной, а в нескольких зонах, то (4.33) принимает вид

$$Q_{р.п}=\frac{q'_л F'_{л.р.п}}{B_р}+\frac{q''_л F''_{л.р.п}}{B_р}, \quad (4.34)$$

где индексы ′ и ″ и др. относятся к зонам, в которых находится радиационная поверхность.

Удельный воспринятый тепловой поток $q_л$, кВт/м^2, определяется для зоны с учетом коэффициента тепловой эффективности радиационной поверхности в зоне ψ, коэффициента излучения газовой среды в зоне ε и средней температуры газов в зоне $T_{ср}$, К, по формуле

$$q_л=5{,}67\cdot 10^{-11}\psi\varepsilon T^4_{ср}. \quad (4.35)$$

Если известно тепловосприятие зоны $Q_з$, кДж/кг, то тепловосприятие отдельной радиационной поверхности нагрева в пределах зоны можно найти из выражения

$$Q_{р.п}=Q_з\eta_{ст}F_{р.п}\psi_{р.п}/\sum F\psi, \quad (4.36)$$

где $\eta_{ст}$ — коэффициент распределения тепловосприятия между стенами топки по ее периметру; принимается при однофронтовом размещении горелок для задней стены топки $\eta_{ст.з}=1{,}1$, для фронтовой $\eta_{ст.ф}=0{,}9$; для боковых стен и в других случаях размещения горелок $\eta_{ст}=1{,}0$.

При использовании данных общего теплового расчета топки в целом известными тепловыми характеристиками являются средний воспринятый тепловой поток $q_л$, кВт/м^2, и удельное тепловосприятие экранов топки $Q_л$, кДж/кг топлива.

Тогда для интересующей нас радиационной поверхности нагрева ее удельное тепловосприятие можно получить из выражения

$$Q_{р.п}=Q_л\eta_в\eta_{ст}\psi_{р.п}F_{р.п}/\psi_{ср}F_{ст}, \quad (4.37)$$

где $\eta_в$ — коэффициент неравномерности тепловосприятия по высоте топки (рис. П3); $F_{ст}$ — поверхность стен топки в целом, м^2.

При выполнении расчета для всех отдельных радиационных поверхностей топки должно соблюдаться условие

$$\sum Q_{р.п}=Q_л.$$

ПРИМЕРЫ

Пример 4.18. В топке котла Е-500-13,8 ГМ ($p=13{,}8$ МПа, $t_{пп}=560°$ С) имеется радиационный пароперегреватель (РПП), выполненный из шести горизонтальных U-образных панелей (по одной на боковых стенах при $b_т=7{,}68$ м и по две на фронтовой и задней стенах при $a_т=13{,}52$ м), расположенных сверху испарительных вертикальных экранов. Панели имеют по 30 труб $\varnothing 36\times 5$ мм и с шагом $s=40$ мм (ширина ленты 1160 мм). Интенсивность теплового потока в этой зоне $q_л=157{,}6$ кВт/м^2. Нижняя отметка расположения панелей от пода топки 11,5 м.

Определить, насколько увеличится тепловосприятие радиационного пароперегревателя, если его сместить вниз на 4,0 м в зону с тепловым потоком $q'_л=235{,}7$ кВт/м^2. $B_р=9{,}25$ кг/с.

Решение. 1. Определяем лучистую поверхность радиационного пароперегревателя:

$$F_{л.р.п}=1{,}160\cdot 2\cdot 7{,}68\cdot 0{,}98+1{,}160\cdot 2\cdot 13{,}52\cdot 0{,}98\cdot 2=96{,}4\ м^2.$$

2. Определяем лучистое тепловосприятие радиационного пароперегревателя в исходном варианте:

$$Q'_{р.п}=\frac{157{,}6\cdot 96{,}4}{9{,}25}=1642\ кДж/кг.$$

3. То же при смещении РПП вниз на 4,0 м. В этом случае РПП располагается в зоне, в которой $q_{л.з}=235{,}7$ кВт/м^2, тогда

$$Q''_{р.п}=235{,}7\cdot 96{,}4/9{,}25=2456\ кДж/кг.$$

Таким образом, со смещением РПП вниз резко возрастает его тепловосприятие.

Пример 4.19. Как изменится тепловосприятие радиационного перегревателя по примеру 4.18 при сжигании природного газа вместо мазута. Из аналогичного позонного теплового расчета котла на природном газе получено: температура газов на входе в зону 1371, на выходе из нее 1238° С, коэффициент излучения топочной среды $\varepsilon_т=0{,}7587$, $B_р=9{,}764$ м^3/с.

Решение. 1. Определяем средний тепловой поток в зоне по (4.35):

$$T_{ср}=0{,}5(\vartheta'+\vartheta'')+273=0{,}5(1371+1238)+273=1577{,}5\ К;$$

$$q_{л.з}=5{,}67\cdot 10^{-11}0{,}65\cdot 0{,}7587\cdot 1577{,}5^4=174{,}1\ кВт/м^2.$$

2. Определяем тепловосприятие РПП при сжигании природного газа по (4.33):

$$Q_{р.п}=174{,}1\cdot 96{,}4/9{,}764=1719\ кДж/м^3.$$

В связи с разной теплотой сгорания топлив (мазута и природного газа) сопоставим полное тепловосприятие РПП $Q^{п}_{р.п}$, кДж/с, в единицу времени исходя из соотношения $Q^{п}_{р.п}=Q_{р.п}B_{р}$. При сжигании мазута $Q^{п}_{р.п}=1642\cdot 9{,}25=15\,189$ кДж/с; при сжигании газа $Q^{п}_{р.п}=1719\cdot 9{,}764=16\,784$ кДж/с. Таким образом, при сжигании природного газа тепловосприятие РПП будет больше, что в основном объясняется повышенным коэффициентом тепловой эффективности экранов.

Пример 4.20. В последней зоне топочной камеры (см. пример 4.15) расположены 12 топочных ширм высотой 8 и шириной 3,8 м. Определить тепловосприятие ширм, если омывание их продуктами сгорания продольное, температура газов на входе в ширмы 1152 и на выходе из нее 1048° С. Экраны в зоне топочных ширм и сами ширмы выполнены цельносварными из труб ∅32 с шагом 48 мм. Коэффициент теплоотдачи конвекцией в зоне ширм $\alpha_{к}=7{,}15\cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2\cdot$К); коэффициенты излучения $\varepsilon=0{,}811$ и тепловой эффективности $\psi=0{,}40$.

Решение. 1. Определяем воспринятый тепловой поток в топочных ширмах за счет радиации:

$$T_{ср}=0{,}5(1152+1048)+273=1373\ \text{К}.$$

По (4.35) получаем

$$q_{л}=5{,}67\cdot 10^{-11}0{,}40\cdot 0{,}811\cdot 1373^4=65{,}71\ \text{кВт/м}^2.$$

2. Определяем тепловосприятие топочных ширм радиацией:

$$F_{л.т.ш}=3{,}8\cdot 8{,}0\cdot 2\cdot 12=729{,}6\ \text{м}^2;$$

$$Q_{л.т.ш}=65{,}71\cdot 729{,}6/126{,}6=378{,}5\ \text{кДж/кг}.$$

3. Определяем тепловосприятие топочных ширм конвекцией. Для условий расчета средняя температура газов $\vartheta_{ср}=1100°$ С, температуру пара в ширмах принимаем $t_{ср}=400°$ С:

$$F_{к}=[3{,}14\cdot 0{,}032+(0{,}048-0{,}032)2]8(3800/48+1)12=1017{,}8\ \text{м}^2;$$

$$Q_{к.т.ш}=\alpha_{к}(\vartheta_{ср}-t_{ср})(F_{к}-F_{л.т.ш})/B_{р}=$$

$$=\frac{7{,}15\cdot 10^{-3}(1100-400)(1017{,}8-729{,}6)}{126{,}6}=11{,}4\ \text{кДж/кг}.$$

Таким образом, суммарное тепловосприятие ширм

$$Q_{т.ш}=378{,}5+11{,}4=389{,}9\ \text{кДж/кг}.$$

Возможно приближенное определение тепловосприятия топочных ширм другим путем.

Охлаждение продуктов сгорания в зоне расположения ширм

$$Q_{з}=(H'-H'')\varphi.$$

При температурах газов 1152 и 1048° С энтальпии продуктов сгорания составляют 12 864 и 11 578 кДж/кг, тогда

$$Q_з = (12\,864 - 11\,578)\ 0{,}998 = 1283 \text{ кДж/кг}.$$

Тепловосприятие топочных ширм в связи с преобладанием радиационного тепловосприятия

$$Q_{т.ш} = Q_з \frac{\psi_{т.ш} F_{т.ш}}{\psi_{ср} F_{ср}} = 1283 \frac{0{,}40 \cdot 729{,}6}{0{,}446\,(799{,}2 + 729{,}6 + 575{,}3)} = 399 \text{ кДж/кг}.$$

Пример 4.21. Насколько изменится тепловосприятие радиационной поверхности нагрева в зоне максимального тепловыделения при переходе с твердого на жидкое шлакоудаление. При решении задачи принять для жидкого шлакоудаления: углы ската холодной воронки 15°, стены зоны максимального тепловыделения зафутерованы. Исходные данные принять по примеру 4.13, повысив температуру горячего воздуха при жидком шлакоудалении до 400° С, принять как при твердом, так и жидком шлакоудалении $\beta_{сг} = 0{,}94$. Размеры зоны: высота 4,6; глубина 8,64; ширина фронта 16,08 м.

Решение. 1. Твердое шлакоудаление.

1.1. Определяем поверхность стен зоны максимального тепловыделения:

вертикальные стены

$$F_{ст} = (8{,}64 + 16{,}08) \cdot 2 \cdot (2{,}1 + 2{,}5) = 227{,}4 \text{ м}^2;$$

поверхности верхнего и нижнего сечений

$$F'_с = F''_с = 8{,}64 \cdot 16{,}08 = 138{,}9 \text{ м}^2.$$

1.2. Определяем произведение ψF и средний коэффициент тепловой эффективности: для экранных труб $\psi_э = 0{,}45 \cdot 1{,}1 = 0{,}495$; для верхнего сечения $\psi'' = 0{,}1$; для нижнего сечения $\psi' = 0{,}495$; $\psi F = 0{,}495 \cdot 227{,}4 + 138{,}9 \cdot 0{,}495 + 138{,}9 \cdot 0{,}1 = 195{,}2 \text{ м}^2$;

$$\psi_{ср} = \frac{195{,}2}{227{,}4 + 138{,}9 \cdot 2} = 0{,}386.$$

1.3. Определяем температуру продуктов сгорания за зоной. Принимаем $\vartheta'' = 1471$ С, при этом $Vc'' = 15\,691/1471 = 10{,}67$ кДж/(кг · К);

$$T'' = 1471 + 273 = 1744 \text{ К}.$$

Расчет теплового излучения топочной среды:

$$p_п s = 0{,}1 \cdot 0{,}234 \cdot 7{,}05 = 0{,}165 \text{ МПа} \cdot \text{м};$$

$$k_1 = \left(\frac{0{,}78 + 1{,}6 \cdot 0{,}093}{0{,}316 \sqrt{0{,}165}} - 1 \right) \left(1 - 0{,}37 \frac{1744}{1000} \right) = 2{,}21 \quad 1/(\text{МПа} \cdot \text{м});$$

$$k_{зл}=\frac{43\,000\cdot 1{,}3}{\sqrt[3]{1744^2\cdot 16^2}}=60{,}76\ \ 1/(\text{МПа}\cdot\text{м});$$

$$k=2{,}21\cdot 0{,}234+60{,}76\cdot 0{,}0317+10{,}0\cdot 0{,}5\cdot 0{,}4=4{,}44\ \ 1/(\text{МПа}\cdot\text{м});$$

$$\varepsilon_{ф}=1-e^{-4{,}44\cdot 0{,}1\cdot 7{,}05}=0{,}956;$$

$$\varepsilon_{т}=\frac{0{,}956}{0{,}956+(1-0{,}956)\,0{,}386}=0{,}983;$$

$$\vartheta''_{т}=\frac{1{,}02\cdot 0{,}94\cdot 18\,880+2755{,}1+0-8}{10{,}67}-\frac{5{,}67\cdot 10^{-11}0{,}983\cdot 1744^4}{19.677\cdot 10{,}67}195{,}2=$$

$$=1472^{\circ}\ \text{С}.$$

1.4. Тепловой поток в зоне по (4.35)

$$q_{л}=5{,}67\cdot 10^{-11}\cdot 0{,}983\cdot 0{,}386\,(1472+273)^4=200{,}54\ \text{кВт/м}^2.$$

1.5. Тепловосприятие поверхности нагрева по (4.33)

$$Q_{р.пп}=\frac{200{,}54\,(227{,}4+138{,}9)}{19{,}677}=3233\ \text{кДж/кг}.$$

2. Жидкое шлакоудаление

2.1. Определяем поверхность нагрева при жидком шлакоудалении:

вертикальные стены

$$F_{ст}=(8{,}64+16{,}08)\,2\,(2{,}1+2{,}5)=227{,}4\ \text{м}^2;$$

поверхность подового экрана

$$F_{под}=8{,}64\frac{1}{0{,}866}16{,}08=160{,}4\ \text{м}^2;$$

поверхность верхнего сечения

$$F''_{с}=8{,}64\cdot 16{,}08=138{,}9\ \text{м}^2.$$

2.2. Определяем произведение ψF и средний коэффициент тепловой эффективности:

для экранных труб

$$\xi=b\left(0{,}53-0{,}25\frac{t_{шл}}{1000}\right);\ \ b=1{,}0;\ \ t_{шл}=t_{з}-50=1280-50=1230^{\circ}\ \text{С};$$

$$\xi=1{,}0\left(0{,}53-0{,}25\frac{1230}{1000}\right)=0{,}222;$$

$$\psi_{э}=\xi x=0{,}222\cdot 1{,}0=0{,}222;$$

для подового экрана

$$\psi_{под} = \psi_э = 0{,}222;$$

для выходного сечения топки

$$\psi''_с = 0{,}20;$$

произведение $\psi F = 0{,}222 \cdot 227{,}4 + 160{,}4 \cdot 0{,}222 + 138{,}9 \cdot 0{,}20 = 114{,}1$ м^2;

$$\psi_{ср} = 114{,}1/(227{,}4 + 160{,}4 + 138{,}9) = 0{,}217.$$

2.3. Уточняем тепловые потери и расход топлива:
потери теплоты со шлаком

$$q_6 = \frac{a_{шл} A^р}{Q^р_р 100} (c\vartheta)_{шл};$$

$t_{шл} = t_з - 100 = 1280 - 100 = 1180°$ С, при этом $(c\vartheta)_{шл} = 1184{,}0$ кДж/(кг · К); $a_{шл} = 0{,}2$;

$$q_6 = \frac{0{,}2 \cdot 28{,}5}{19222} 1184{,}0 = 0{,}351\%;$$

$$Q_6 = \frac{0{,}2 \cdot 28{,}5 \cdot 1184{,}0}{100} = 67{,}5 \text{ кДж/кг}.$$

Потери теплоты с механическим недожогом в соответствии с табл. П7 и П8 приложения принимаем:
потери с механическим недожогом на 1% меньше, чем в исходном варианте, т. е. $q_4 = 1\%$. В соответствии с этим КПД котла увеличится на

$$\Delta\eta_к = (2{,}0 + 0{,}042) - (1{,}0 + 0{,}351) = 0{,}691\%$$

и составит $\eta^{ж}_к = 91{,}618 + 0{,}691 = 92{,}309\%$;

расход топлива $B_р = 19{,}677 \frac{91{,}618}{92{,}309} = 19{,}53$ кг/с.

2.4. Определяем температуру продуктов сгорания за зоной. Принимаем $\vartheta'' = 1584°$ С и $T'' = 1594 + 273 = 1867$ К. С учетом изменения доли уноса золы с газами $\mu_{зл} = 0{,}0317 \frac{0{,}8}{0{,}95} = 0{,}0267$, энтальпия газов при температуре $\vartheta'' = 1594°$ С составит: $H''_г = 17\,122$ кДж/кг и $Vc'' = 17\,122/1594 = 10{,}74$ кДж/(кг · К). Расчет теплового излучения топочной среды:

$$p_п s = 0{,}165 \text{ МПа} \cdot \text{м};$$

$$k_г = 1{,}928 \quad 1/(\text{МПа} \cdot \text{м});$$

$$k_{зл} = 58{,}07 \quad 1/(\text{МПа} \cdot \text{м});$$

$$k = 1{,}9284 \cdot 0{,}234 + 58{,}07 \cdot 0{,}0267 + 10{,}0 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}4 = 4{,}00 \quad 1/(\text{МПа} \cdot \text{м});$$

$$\varepsilon_{\phi} = 0{,}940;$$

$$\varepsilon_{г} = 0{,}986;$$

энтальпия горячего воздуха при $t_{г.в} = 400$ С $H^{0}_{г.в} = 2709$ кДж/кг и теплота $Q_{в} = 3251$ кДж/кг. Температура газов на выходе из зоны по [1] определяется по формуле

$$\vartheta'' = \frac{\frac{100}{100 - q_4}\beta_{сл} Q^{р}_{н} + Q_{в} + Q_{т.в} + rH_{т.отб} - Q_{б}}{Vc''_{г}} - \frac{5{,}67 \cdot 10^{-11}\varepsilon_{г}(T'')^{4}\psi F}{B_{р} Vc''_{г}}.$$

Тогда

$$\vartheta'' = \frac{1{,}01 \cdot 0{,}94 \cdot 18\,880 + 3251 - 67{,}5}{10{,}74}$$

$$- \frac{5{,}67 \cdot 10^{-11} 0{,}986 \cdot 1867^{4}}{19{,}530 \cdot 10{,}74} 114{,}1 = 1593 \text{ С}.$$

2.5. Тепловой поток и тепловосприятие поверхности экранов в зоне:

$$q_{л} = 5{,}67 \cdot 10^{-11} 0{,}986 \cdot 0{,}2166 (1593 + 273)^{4} = 147{,}66 \text{ кВт/м}^2;$$

$$Q_{р.п} = \frac{147{,}66 (227{,}4 + 160{,}4)}{19{,}530} = 2932 \text{ кДж/кг}.$$

Таким образом, в зоне максимального тепловыделения поверхность нагрева при жидком шлакоудалении имеет меньше тепловосприятия примерно на 10%, хотя все экранные поверхности зафутерованы и их тепловая эффективность заметно ниже. Существенное влияние оказывает повышение температуры излучающих газов в зоне. При этом значительно выше будет тепловосприятие расположенных выше открытых экранов вследствие того, что температура продуктов сгорания за зоной максимального тепловыделения повысилась и тепловой поток возрос в $(1573/1472)^4 = 1{,}37$ раза.

ЗАДАЧИ

Задача 4.20. Как изменится тепловосприятие радиационного перегревателя в примере 4.19, если его конструкцию выполнить из сдвоенных U-образных труб ∅42 мм, с шагом 45 мм, радиусом внутренней петли 105 мм, в ленте принять 20 труб. Принять расположение одной петли в зоне II, второй в зоне III по всему периметру топки; тепловые потоки в зонах принять по примеру 4.19: $q_{л2} = 235{,}7$ и $q_{л3} = 157{,}6$ кВт/м^2.

Задача 4.21. Для условий примера 4.21 определить тепловосприятие топочных ширм при сжигании природного газа (приложение, табл. П2, топливо № 8).

Глава пятая

РАСЧЕТЫ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ С ПРОДУКТАМИ СГОРАНИЯ

5.1. РАСЧЕТЫ ОБРАЗОВАНИЯ ОКСИДОВ АЗОТА

В топках паровых котлов при горении топлива образуются оксиды азота двух типов – оксид NO и диоксид NO_2, причем на выходе из дымовых труб оксид NO составляет до 95% суммы оксидов $NO_x = NO + NO_2$. Доокисление NO до NO_2 происходит в атмосфере в процессе распространения дымового факела свободным кислородом (озоном) воздуха. Поэтому массовый выброс оксидов азота из котлов рассчитывается по NO_2. В газовых выбросах ТЭС их концентрация составляет 0,2—1,2 г/м^3.

Оксиды азота образуются при сгорании топлива в ядре факела тремя возможными путями:

топливные — образуются при температуре газовой среды 800—2100 К за счет азота, входящего в топливо ($N^р$);

термические — образуются при высоких температурах факела (более 1600 К) за счет окисления азота воздуха;

быстрые — образуются при контакте промежуточных углеводородных соединений топлива (при сжигании газа и мазута) с азотом поступающего в горелки воздуха в начальной зоне горения факела при температурах выше 1000 К.

По указаниям п. 5.1.1 и 5.1.2 определяют оксиды азота при сжигании твердого топлива и мазута, особенности расчета оксидов азота из природного газа изложены в п. 5.1.3.

5.1.1. Образование термических оксидов азота

Определяющими характеристиками при образовании термических оксидов являются максимальная температура факела $T_м$ и температурный интервал реакции $\Delta T_р$. Расчетное значение $T_м$ зависит от условной адиабатной температуры в зоне горения $T'_а$:

$$T'_а = \frac{Q'_т}{V^0_г c_г + 1{,}016\,(\alpha_{гор} - 1)\,V^0_в c_в} + 273, \qquad (5.1)$$

где $Q'_т = Q^р_н \cdot 10^3 + Q_{г.в} + Q_{т}$ — тепловыделение в зоне горения, кДж/кг; $Q^р_н$ — теплота сгорания, МДж/кг; $c_г$ и $c_в$ — теплоемкости газа и воздуха, полученные при ожидаемой адиабатной температуре, кДж/(м$^3 \cdot$ К); $\alpha_{гор}$ — избыток воздуха в зоне горения; принимается при наличии присосов воздуха в топку $\Delta\alpha_т$ следующим: $\alpha_{гор} = \alpha_т - 0{,}5\Delta\alpha_т$, для газоплотных котлов $\alpha_{гор} = \alpha_т$.

Эффект рециркуляции газов на температурный уровень учитывается при расчете максимальной температуры факела $T_м$.

Средняя теплоемкость продуктов сгорания и воздуха определяется по формулам:

при сжигании твердого топлива

$$c_t = (1{,}59 + 0{,}004 W^{п}) + 0{,}14 k_t; \qquad (5.2а)$$

при сжигании природного газа

$$c_г = 1{,}57 + 0{,}134 k_t; \qquad (5.2б)$$

при сжигании мазута

$$c_т = 1{,}58 + 0{,}122 k_t, \qquad (5.2в)$$

где $W^{п} = W^{р} / Q^{р}_{н}$ — приведенная влажность топлива, % кг/МДж; $k_t = (t_а - 1200)/1000$ — температурный коэффициент изменения теплоемкости; $t_а$ — ожидаемая адиабатная температура, °С.

Теплоемкость воздуха при высоких температурах

$$c_в = 1{,}46 + 0{,}092 k_t. \qquad (5.3)$$

Ожидаемую адиабатную температуру для расчета теплоемкостей находят по формулам:

для твердого топлива

$$t_а = \frac{1800}{\alpha_{тор}} (1 + 10^{-5} Q'_т); \qquad (5.4а)$$

для мазута и природного газа

$$t_а = \frac{1950}{\alpha_{тор}} (1 + 0.36 \cdot 10^{-5} Q'_т). \qquad (5.4б)$$

Допустимое расхождение между предварительно принятой $t_а$ и полученным по (5.1) значением $(T'_а - 273)$ не должно превышать 50 °С, иначе необходимо принять новое $t_а = T'_а - 273$ и уточнить значения $c_т$ и $c_в$.

Максимальную температуру зоны горения находят по формуле с учетом отвода теплоты к экранам, степени выгорания топлива и влияния рециркуляции газов:

$$T_м = \beta_{сг} T'_а (1 - \psi_{э.т})^{0{,}25} (1 - r^{1 - 0{,}8r}) m_т. \qquad (5.5)$$

где $\beta_{сг}$ — доля сгоревшего топлива на участке от выхода из горелки до завершения интенсивного высокотемпературного горения; значения $\beta_{сг}$ принимать: для твердых топлив 0,95—0,97 (большие значения для реакционных топлив), для природного газа и мазута 0,97—0,99; $\psi_{э.т}$ — коэффициент тепловой эффективности экранов в зоне ядра факела (см. § 4.1), при необходимости усреднения тепловосприятия экранов принимать верхнюю границу зоны горения на 1,5 м выше верхнего яруса

горелок; r — доля рециркуляции газов в зону горения; n — коэффициент, учитывающий способ ввода рециркулирующих газов в топку: $n=6{,}5$ — при вводе через сопла под горелками; $n=5{,}0$ — при вводе через кольцевой канал вокруг горелки; $n=3{,}0$ — при смешении газов с горячим воздухом до горелки либо вводе между центральным и периферийным каналами горелки; $m_г$ — коэффициент, учитывающий тип горелки: $m_г=1$ — для вихревых настенных горелок; $m_г=0{,}95\,(25/w_в)^{0,2}$ — для прямоточных настенных горелок, где $w_в$ — скорость воздуха на выходе из горелки, м/с; $m_г=0{,}985$ — для подовых горелок с прямоточно-вихревой подачей воздуха.

Теоретическое время достижения равновесной концентрации оксида азота NO при температуре реакции $T_м$

$$\tau_0=0{,}024\exp\left(54\,290/T_м-23\right). \tag{5.6}$$

Расчетное время реакции образования оксидов азота в топке

$$\tau_р=\frac{\Delta T_р}{T'_т-T''_г}\left(\frac{q_f H}{300}\right)^{0,5}\tau_{преб}, \tag{5.7}$$

где $\Delta T_р$ — температурный интервал активной реакции образования оксидов азота, К, зависит от значения $T_м$ и определяется из выражения

$$\Delta T_р=\frac{T_м^2\cdot 10^{-5}}{0{,}614+T_м\cdot 10^{-5}}; \tag{5.8}$$

$q_f=\dfrac{BQ^р_н}{a_т b_т}$ — среднее тепловое напряжение сечения топочной камеры, МВт/м^2; $H=2a_т+2b_т$ — расчетный периметр стен призматической топочной камеры, м (при наличии двусветного экрана добавляется его удвоенная ширина); $T''_т$ — абсолютная температура газов на выходе из топки, К, берется из теплового расчета котла; $\tau_{преб}$ — время пребывания газов в топочной камере, с:

$$\tau_{преб}=\frac{273\xi}{q_V\bar{T}_т v^п_г\alpha_т(1+r)}, \tag{5.9}$$

где $q_V=\dfrac{BQ^р_н}{V_г}$ — тепловое напряжение топочного объема, МВт/м^3; $\bar{T}_т=0{,}84\left[(T_м)^4+(T''_т)^4\right]^{0,25}$ — средняя расчетная температура газов в топочном объеме, К; $v^п_г$ — удельный приведенный объем газов при $\alpha=1$, м^3/МДж; в расчетах следует принимать для антрацита и полуантрацита $v^п_г=0{,}273$ м^3/МДж, для остальных твердых топлив $v^п_г=0{,}278+0{,}001W^п$, для мазута 0,281 м^3/МДж, для природного газа 0,3 м^3/МДж; ξ — коэффициент заполнения сечения топки восходящим потоком газов, при встречных вихревых грелках $\xi=0{,}8$, то же для

однофронтального расположения 0,75, для тангенциального расположения прямоточных горелок 0,70, для подовых горелок 0,90.

Концентрация оксидов азота, образующихся за счет термической реакции в зоне ядра факела, в пересчете на диоксид азота $NO_2^{тр}$, г/м^3, определяется по формуле

$$NO_2^{тр} = 7{,}03 \cdot 10^3 C_{O_2}^{0{,}5} \exp(-10\,860/T_м)\frac{\tau_р}{\tau_0}, \qquad (5.10)$$

где C_{O_2} — концентрация остаточного (избыточного) кислорода в зоне реакции, кг/м^3, определяется по формуле

$$C_{O_2} = \frac{0{,}21 V_в^0 [(\alpha_{гор} - 1) + r(\alpha_{рц} - \alpha_{гор})]\rho_{O_2}}{[V_г^0 + (\alpha_{гор} - 1) V_в^0](1 + r)}, \qquad (5.11)$$

где $\alpha_{рц}$ — избыток воздуха в газах рециркуляции; $\rho_{O_2} = 1{,}428$ кг/м^3 — плотность кислорода при атмосферном давлении. В случаях, когда значение $\alpha_{гор} - 1$ окажется меньше 0,02, условно принимать его постоянным и равным 0,02.

5.1.2. Концентрации топливных и быстрых оксидов азота. Суммарная концентрация оксидов в газах

Образование этого вида оксидов происходит в диапазоне температур 800—2100 К и наибольшую интенсивность имеет в области 1850 К. Выход топливных оксидов $NO_2^{тл}$ в этой зоне сильно зависит от избытка воздуха (в степени 2), слабо от температуры (степень 0,33) и содержания азота в топливе $N^р$.

Расчетные формулы для двух температурных зон имеют следующий вид:

при значениях температуры $2100 > T_м \geqslant 1850$ К

$$NO_2^{тл} = (0{,}40 - 0{,}1N^р) N^р \left(\frac{\alpha_{гор} + r}{1 + r}\right)^2 \left(\frac{2100 - T_м}{125}\right)^{0{,}33}; \qquad (5.12)$$

при значениях температуры $1850 > T_м > 800$ К

$$NO_2^{тл} = 1{,}25(0{,}40 - 0{,}1N^р) N^р \left(\frac{\alpha_{гор} + r}{1 + r}\right)^2 \left(\frac{T_м - 800}{1000}\right)^{0{,}33}. \qquad (5.13)$$

Формулы (5.12) и (5.13) учитывают одновременно и образование быстрых оксидов азота.

В итоге максимальная суммарная концентрация оксидов азота при номинальной нагрузке котла составляет

$$NO_2^0 = NO_2^{тр} + NO_2^{тл}. \qquad (5.14)$$

При любой сниженной нагрузке парового котла суммарный выход оксидов азота определяется по формуле

$$NO_2 = NO_2^{тр}(D/D_{ном}) + NO_2^{тл}(D/D_{ном})^{0{,}5}. \qquad (5.15)$$

Здесь $D/D_{ном}$ — отношение расчетной нагрузки котла к номинальной.

При переходе на двухступенчатое (нестехиометрическое) сжигание топлива расчет максимальной температуры факела $T_м$ производится по формуле (5.5) для первой (нижней) зоны горения топлива. Избыток воздуха в горелках первой зоны определяется заданным распределением поступления воздуха по зонам и аналогичным распределением топлива и определяется по формуле

$$\alpha_{гор}^{I} = \frac{\alpha_т - 0{,}5\Delta\alpha_т - \beta_{II}}{\bar{B}_I}, \qquad (5.16)$$

где β_{II} — доля воздуха, поступающего во вторую ступень горения: $\bar{B}_I = B_I/B$ — доля топлива, поступающего в первую зону. При наличии сбросных горелок с учетом КПД циклона $\bar{B}_I = 0{,}88 \div 0{,}94$. Расчетный избыток воздуха в горелках второй зоны горения

$$\alpha_{гор}^{II} = \beta_{II} + 0{,}5\Delta\alpha_т. \qquad (5.17)$$

Доля топлива, сгоревшего в первой (нижней) зоне горения, определяется относительным количеством воздуха в первой зоне с учетом неизбежной неполноты сгорания:

$$\beta_{сг}^{I} = 0{,}95\alpha_{гор}^{I}. \qquad (5.18)$$

Расчет температуры $T_м$ осуществляют по (5.5) для значения $\beta_{сг}^{I}$. Адиабатная температура горения определяется по (5.1) для полного избытка воздуха на выходе из верхней области горения, т. е. по $\alpha_{гор} = \alpha_т - 0{,}5\Delta\alpha_т$ независимо от ступенчатой организации сжигания. В остальном расчет совпадает с изложенным ранее.

5.1.3. Особенности расчета оксидов азота при сжигании природного газа

Сжигание природного газа характеризуется более быстрым протеканием реакций горения. В результате сокращается зона активного горения и растет максимальная температура. Поэтому в большинстве случаев (при других равных условиях) концентрация оксидов азота получается несколько выше, чем при сжигании мазута (приближенно $NO_2^{газ} = 1{,}3NO_2^{маз}$). Ввиду отсутствия в природном газе топливного азота, входящего в радикалы, но при наличии углеводородных соединений при сгорании газа могут образовываться только быстрые оксиды азота $NO_2^б$.

При расчете термических оксидов азота следует исходить из методики, изложенной в п. 5.1.1. Расчет максимальной

температуры производится по (5.5), но для учета повышенной скорости реакций горения вводится поправка и расчетная температура принимается

$$T'_{\text{м}} = 1{,}01 T_{\text{м}}, \tag{5.19}$$

где $T_{\text{м}}$ — максимальная температура по (5.5), К.

Расчет быстрых оксидов азота осуществляется по формуле

$$\text{NO}_2^{\text{б}} = 0{,}1 \left(\frac{\alpha_{\text{гор}} + r}{1 + r} \right)^2 \left(\frac{T'_{\text{м}} - 800}{1000} \right)^{0{,}33}. \tag{5.20}$$

Ввиду высокой реакционной способности газового топлива рециркуляция газов r не учитывается в формуле (5.5) при вводе газов через шлицы. Суммарная концентрация оксидов азота составит

$$\text{NO}_2^{0} = \text{NO}_2^{\text{тр}} + \text{NO}_2^{\text{б}}. \tag{5.21}$$

ПРИМЕРЫ

Пример 5.1. Определить ожидаемый выход оксидов азота из котла Пп-1000-25-545 К (ТПП-312А) при сжигании донецкого ГСШ с жидким шлакоудалением и природного газа. При расчете принять следующие исходные данные:

	Донецкий ГСШ	Природный газ
Теплота сгорания	$Q_{\text{н}}^{\text{г}} = 20{,}47$ МДж/кг	$Q_{\text{н}}^{\text{г}} = 37{,}3$ МДж/м^3
Температура горячего воздуха	384 С	370 С
Доля рециркуляции газов	–	0,1
Избыток воздуха на выходе из топки	1,15	1,10
То же в газах рециркуляции	–	1,17
Температура газов на выходе из топки	1190 С	1210 С
Тепловое напряжение сечения		$q_F = 4{,}86$ МВт/м^2
Периметр топочной камеры		$H = 51{,}9$ м
Присос холодного воздуха в топку		$\Delta\alpha_{\text{г}} = 0{,}1$

Решение. По исходным данным из табл. П1 и П2 приложения находим: для твердого топлива $V_{\text{г}}^0 = 6{,}28$ м^3/кг, $V^0 = 5{,}83$ м^3/кг; для природного газа $V_{\text{г}}^0 = 11{,}16$ м^3/м^3, $V^0 = 9{,}96$ м^3/м^3;

1. Энтальпия горячего воздуха — по (4.22):

для твердого топлива $Q_{\text{г.в}} = 0{,}95 \cdot 3030{,}7 = 2879$ кДж/кг, при этом принят присос холодного воздуха в пылесистеме $\Delta\alpha_{\text{пл}} = 0{,}1$, тогда избыток горячего воздуха составит $\alpha_{\text{г.в}} = 1{,}15 - 0{,}1 - 0{,}1 = 0{,}95$;

для природного газа $Q_{\text{г.в}} = 1{,}0 \cdot 4992 = 4992$ кДж/м^3; физическую теплоту топлива не учитываем из-за ее незначительности.

2. Расчет оксидов азота при сжигании донецкого ГСШ:

ожидаемая адиабатная температура горения топлива по (5.4а)

$$Q'_{\text{г}} = 20{,}47 \cdot 10^3 + 2879 = 23\,349 \text{ кДж/кг};$$

$$t_{\text{а}} = \frac{1800}{1{,}1}(1 + 0{,}2335) = 2018 \text{ С};$$

теплоемкости газов и воздуха при $k_t = (2018 - 1200)/1000 = 0{,}818$; влажности топлива $W^{\text{р}} = 8\%$ и приведенной $W^{\text{п}} = 8/20{,}47 = 0{,}39$; тогда

$$c_{\text{г}} = (1{,}59 + 0{,}004 \cdot 0{,}39) + 0{,}14 \cdot 0{,}818 = 1{,}706 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{К)};$$

$$c_{\text{в}} = 1{,}46 + 0{,}092 \cdot 0{,}818 = 1{,}535 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{К)};$$

расчетная адиабатная температура

$$T'_{\text{а}} = \frac{23\,349}{6{,}28 \cdot 1{,}706 + 1{,}016\,(1{,}1 - 1)\,5{,}83 \cdot 1{,}535} + 273 = 2010 + 273 = 2283 \text{ К}.$$

Максимальная температура в зоне горения принимается при $\beta_{\text{ст}} = 0{,}965$, поскольку топка с жидким шлакоудалением, экраны топки в зоне горения на высоту 5,5 м футерованы карборундовой массой. Средняя тепловая эффективность зоны определяется по п. 4.1.9. Условный коэффициент загрязнения футерованной части экранов:

$$\xi_{\text{ф}} = 0{,}53 - 0{,}25\frac{1230}{1000} = 0{,}22;$$

$$\psi_{\text{з.г}} = \frac{0{,}22 \cdot 285{,}5 + 149{,}6\,(0{,}2 + 0{,}45)}{285{,}5 + 2 \cdot 149{,}6} = 0{,}273;$$

$$T_{\text{м}} = 0{,}965 \cdot 2283\,(1 - 0{,}273)^{0{,}25} = 2030 \text{ К};$$

температурный интервал реакции образования оксидов азота

$$\Delta T_{\text{р}} = \frac{2030^2 \cdot 10^{-5}}{0{,}614 + 0{,}0203} = 64{,}9 \text{ с};$$

расчетное время реакции в топке

$$\tau_{\text{преб}} = \frac{273 \cdot 0{,}8}{0{,}155 \cdot 1810 \cdot 0{,}2784 \cdot 1{,}15} = 2{,}3 \text{ с};$$

средняя температура газов в топке

$$\bar{T}_{\text{г}} = 0{,}84\,(2030^4 + 1463^4)^{0{,}25} = 1810 \text{ К},$$

тогда

$$\tau_{\text{р}} = \frac{64{,}9}{2283 - 1463}\left(\frac{4{,}86 \cdot 51{,}9}{300}\right)^{0{,}5} 2{,}3 = 0{,}164 \text{ с};$$

теоретическое время достижения равновесия

$$\tau_0 = 0{,}024 \exp\,(54\,290/2030 - 23) = 1{,}01 \text{ с};$$

концентрация термических оксидов азота

$$C_{O_2}=\frac{0{,}21\cdot 5.83\cdot 0{,}1\cdot 1{,}428}{6{,}28+0.1\cdot 5.83}=0{,}025\ \text{кг/м}^3;$$

$$NO_2^{тр}=7030\cdot 0{,}025^{0,5}\exp(-10\,860/2030)\frac{0{,}164}{1{,}01}=0{,}84\ \text{г/м}^3;$$

топливные и быстрые оксиды азота; содержание азота в топливе $N^р=1\%$;

$$NO_2^{тл}=(0{,}40-0{,}1\cdot 1)\,1\,(1{,}1)^2\left(\frac{2100-2030}{125}\right)^{0,33}=0{,}30\ \text{г/м}^3;$$

суммарный выход оксидов азота при жидком шлакоудалении

$$NO_2^0=0{,}84+0{,}30=1{,}14\ \text{г/м}^3.$$

3. Расчет выхода оксидов азота при сжигании природного газа:

Ожидаемая адиабатная температура горения (без учета рециркуляции газов: $Q'_t=37{,}3\cdot 10^3+4992=42\,292$ кДж/м^3;

$$\alpha_{гор}=1{,}1-0{,}5\cdot 0{,}1=1{,}05;$$

$$t_a=\frac{1950}{1{,}05}(1+0{,}36\cdot 0{,}423)=2135\ ^\circ\text{C};$$

теплоемкости газов и воздуха:

$$k_t=\frac{2135-1200}{1000}=0{,}935;\quad c_t=1{,}57+0{,}134\cdot 0{,}935=1{,}695\ \text{кДж/(м}^3\cdot\text{К)};$$

$$c_в=1{,}46+0{,}092\cdot 0{,}935=1{,}546\ \text{кДж/(м}^3\cdot\text{К)};$$

расчетная адиабатная температура

$$T'_a=\frac{42\,292}{11{,}16\cdot 1{,}695+1{,}016\,(1{,}05-1)\,9{,}96\cdot 1{,}546}+273=2147+273=2420\ \text{К}.$$

Максимальная температура в зоне горения — по (5.5). При сжигании природного газа происходит некоторое выгорание футеровки стен. Принимается тепловая эффективность стен в зоне футерования $\psi_{ст}=0.3$, тогда расчетная эффективность зоны горения

$$\psi_{т.г}=\frac{0{,}3\cdot 285{,}5+(0{,}2+0{,}45)\,149{,}6}{584{,}7}=0{,}313;$$

$$T_м=0{,}97\cdot 2420\,(1-0{,}313)^{0,25}\,(1-0{,}1^{1+3{,}0\cdot 0{,}1})=2030\ \text{К};$$

$$T'_м=1{,}01\cdot 2030=2050\ \text{К};$$

температурный интервал реакции образования оксидов азота

$$\Delta T_{\text{р}} = \frac{2050^2 \cdot 10^{-5}}{0{,}614 + 0{,}0205} = 66{,}3 \text{ К}; \quad T_{\text{т}} = 0{,}84\,(20\,50^4 + 1483^4)^{0{,}25} = 1814 \text{ К};$$

расчетное время реакции в топке:

$$\tau_{\text{преб}} = \frac{273 \cdot 0{,}8}{0{,}155 \cdot 1814 \cdot 0{,}3 \cdot 1{,}1\,(1 + 0{,}1)} = 2{,}15 \text{ с};$$

$$\tau_{\text{р}} = \frac{66{,}3}{2420 - 1483}\left(\frac{4{,}86 \cdot 51{,}9}{300}\right)^{0{,}5} 2{,}15 = 0{,}138 \text{ с};$$

теоретическое время достижения равновесия

$$\tau_0 = 0{,}024 \exp\,(54\,290/2050 - 23) = 0{,}78 \text{ с};$$

концентрация термических оксидов азота при

$$C_{O_2} = \frac{0{,}21 \cdot 9{,}96\,(0{,}05 + 0{,}1 \cdot 0{,}12) \cdot 1{,}428}{(11{,}16 + 0{,}05 \cdot 9{,}36) \cdot 1{,}1} = 0{,}0144 \text{ кг/м}^3;$$

$$NO_2^{\text{тр}} = 7030 \cdot 0{,}0144^{0{,}5} \exp\,(-10\,860/2050)\frac{0{,}138}{0{,}78} = 0{,}735 \text{ г/м}^3;$$

быстрые оксиды азота

$$NO_2^{\text{б}} = 0{,}1\left(\frac{1{,}05 + 0{,}1}{1{,}1}\right)^2\left(\frac{2050 - 800}{1000}\right)^{0{,}33} = 0{,}118 \text{ г/м}^3;$$

суммарный выход оксидов азота при сжигании природного газа с рециркуляцией

$$NO_2^0 = 0{,}735 + 0{,}118 = 0{,}853 \text{ г/м}^3.$$

Пример 5.2. На том же котле (см. пример 5.1) сжигание донецкого ГСШ произвести с подачей пыли в горелки горячим воздухом, а сушильный агент в количестве $r_{\text{с.а}} = 0{,}2$ поступает в сбросные горелки на боковых стенах топки, что обеспечивает условно ступенчатую схему сжигания топлива. Определить образование оксидов азота для этой схемы, приняв для сравнения все другие параметры одинаковыми.

Решение. Избыток воздуха в зоне горения до смешения с потоком из сбросных горелок (условно I ступень сжигания) составит

$$\alpha'_{\text{гор}} = \frac{1{,}15 - 0{,}05 - 0{,}2}{0{,}9} = 0{,}994;$$ принять КПД циклона 0,9, тогда $\bar{B}_{\text{I}} = 0{,}9$;

$$\beta'_{\text{сг}} = 0{,}95 \cdot 0{,}994 = 0{,}944.$$

Значение $T'_а = 2283$ К. Расчетная максимальная температура

$$T_м = 0{,}944 \cdot 2283\,(1 - 0{,}273)^{0{,}25} = 1990 \text{ К}.$$

Температурный интервал реакции

$$\Delta T_р = \frac{1990^2 \cdot 10^{-5}}{0{,}614 + 0{,}02} = 62{,}5 \text{ с}.$$

Расчетное время реакции в топке

$$\tau_р = \frac{62{,}5}{2283 - 1463}\left(\frac{4{,}86 \cdot 51{,}9}{300}\right)^{0{,}5} 2{,}3 = 0{,}158 \text{ с}.$$

Теоретическое время достижения равновесия

$$\tau_0 = 0{,}024 \exp(54\,290/1990 - 23) = 1{,}73 \text{ с}.$$

Концентрация остаточного кислорода в первой зоне

$$C_{O_2} = \frac{0{,}21 \cdot 5{,}83 \cdot 0{,}02 \cdot 1{,}428}{6{,}28 + 0{,}02 \cdot 5{,}83} = 0{,}0055 \text{ кг/м}^3.$$

Расчетная концентрация термических оксидов азота

$$NO_2^{тр} = 7030 \cdot 0{,}0055^{0{,}5} \exp(-10\,860/1990)\frac{0{,}158}{1{,}73} = 0{,}203 \text{ г/м}^3.$$

Топливные и быстрые оксиды азота

$$NO_2^{тп} = (0{,}40 - 0{,}1)(0{,}994)^2\left(\frac{2100 - 1990}{125}\right)^{0{,}33} = 0{,}278 \text{ г/м}^3.$$

Суммарный выход оксидов азота

$$NO_2^0 = 0{,}203 + 0{,}278 = 0{,}481 \text{ г/м}^3.$$

Выход NO_2 по сравнению с исходным вариантом (одноступенчатое сжигание) составляет $0{,}481/1{,}14 = 0{,}422$, или снизился в 2,37 раза.

Пример 5.3. Сравнить ожидаемый выход оксидов азота из газомазутного котла Пп-1000-25-545ГМ (ТГМП-314А) при сжигании мазута с рециркуляцией газов 5 и 15% через шлицы под горелки и в кольцевой канал горелки. При расчете принять следующие исходные данные:

Теплота сгорания мазута	39,08 МДж/кг
Температура горячего воздуха	325° С
Избыток воздуха на выходе из топки	1,03
Присосы в топке	0,05
Температура газов на выходе из топки	1180 °С
Тепловое напряжение сечения	5,12 МВт/м^2
Сечение топочной камеры	17,3 × 8,77 м; периметр $П = 52{,}14$ м
Тепловое напряжение топочного объема	194 кВт/м^3

Решение. 1. По исходным данным из приложения, находим $V_г^0 = 10{,}98$ м^3/кг, $V_в^0 = 10{,}28$ м^3/кг; теплота горячего воздуха $Q_{г.в} = (1{,}03 - 0{.}05) \cdot 4502 = 4411{,}8$ кДж/кг; $Q_i' = 39{,}08 \cdot 10^3 + 4411{,}8 = 43491{,}8$ кДж/кг; $\alpha_{т.пр} = 1{,}03 - 0{,}5 \cdot 0{,}05 = 1{,}005$;

$$t_a = \frac{1950}{1{,}005}(1 + 0{,}36 \cdot 0{.}435) = 2244\ ^\circ\text{C}; \qquad k_t = (2244 - 1200)/1000 = 1{,}044;$$

$c_г = 1{,}58 + 0{,}122 \cdot 1{,}044 = 1{,}707$ кДж/(м$^3 \cdot$ К);

$c_в = 1{,}46 + 1{,}044 \cdot 0{,}092 = 1{,}556$ кДж/(м$^3 \cdot$ К).

2. Расчетная адиабатная температура

$$T_a' = \frac{43\,492}{10{,}98 \cdot 1{.}707 + 1{,}016(1{,}005 - 1)10{,}28 \cdot 1{.}556} + 273 = 2221 + 273 = 2494\ \text{К}.$$

3. Тепловая эффективность стен зоны горения (на 1,5 м выше верхнего яруса горелок)

$$\psi_{з.г} = \frac{357{.}2 \cdot 0{.}55 + 151{,}7(0{,}1 + 0{.}55)}{357{.}2 + 2 \cdot 151{.}7} = 0{,}447.$$

4. Максимальная температура горения:

при рециркуляции 5% через шлицы

$$T_{м1} = 0{,}98 \cdot 2494(1 - 0{,}447)^{0{,}25}(1 - 0{,}05^{1 + 6{.}5 \cdot 0{.}05}) = 2070\ \text{К};$$

при рециркуляции 15%

$$T_{м2} = 2110(1 - 0{.}15^{1 + 6{.}5 \cdot 0{.}15}) = 2060\ \text{К};$$

разность $T_{м1} - T_{м2} = 10$ К;

при вводе 5% рециркуляции газов в горелку

$$T_{м3} = 2110(1 - 0{.}05^{1 + 3 \cdot 0{.}05}) = 2043\ \text{К};$$

при рециркуляции 15%

$$T_{м4} = 2110(1 - 0{,}15^{1 + 3 \cdot 0{.}15}) = 1975\ \text{К}.$$

Разность $T_{м3} - T_{м4} = 68$ К.

Как видно, ввод газов рециркуляции непосредственно в горелки более заметно снижает расчетную максимальную температуру факела и более заметно проявляется влияние степени рециркуляции на изменение оксидов азота.

5. Температурный интервал реакции

$$\Delta T_{р1} = \frac{2070^2 \cdot 10^{-5}}{0{.}614 + 0{.}0207} = 67{,}5\ ^\circ;$$

в остальных случаях: $\Delta T_{р2} = 66{.}8\ ^\circ$C; $\Delta T_{р3} = 63{,}2\ ^\circ$C; $\Delta T_{р4} = 61{,}5\ ^\circ$C.

6. Средняя температура газов в топке:

$$T_{г1} = 0{.}84(2070^4 + 1453^4)^{0{,}25} = 1836\ \text{К}; \quad T_{т2} = 1825\ \text{К}; \quad T_{т3} = 1800\ \text{К}; \quad T_{т4} = 1769\ \text{К}.$$

7. Расчетное время реакции в топке $\tau_р$:

$$\tau_{преб\,1}=\frac{273\cdot 0{,}8}{0{,}194\cdot 1836\cdot 0{,}3\cdot 1{,}05\cdot 1{,}05}=1{,}89\text{ с};\quad \tau_{преб\,2}=1{,}87\text{ с};$$

$$\tau_{преб\,3}=1{,}83\text{ с};\quad \tau_{преб\,4}=1{,}79\text{ с};$$

$$\tau_{р1}=\frac{67{,}5}{2494-1453}\left(\frac{5{,}12\cdot 52{,}14}{300}\right)^{0.5}\cdot 1{,}89=0{,}115\text{ с};$$

$$\tau_{р2}=0{,}118\text{ с};\quad \tau_{р3}=0{,}125\text{ с};\quad \tau_{р4}=0{,}133\text{ с}.$$

8. Теоретическое время достижения равновесия:

$$\tau_{01}=0{,}024\exp(54\,290/2070-23)=0{,}605\text{ с};\quad \tau_{02}=0{,}69\text{ с};$$

$$\tau_{03}=0{,}86\text{ с};\quad \tau_{04}=2{,}13\text{ с}.$$

9. Концентрация избыточного кислорода в зоне горения по (5.11):

$$(C_{O_2})_{1,2}=0{,}0061\text{ кг/м}^3;$$

$$(C_{O_2})_{3,4}=0{,}0058\text{ кг/м}^3.$$

10. Концентрация термических оксидов азота

$$(NO_2^{тр})_1=7030\cdot 0{,}0061^{0{,}5}\exp(-10\,860/2070)\frac{0{,}115}{0{,}605}=0{,}55\text{ г/м}^3;$$

$(NO_2^{тр})_2=0{,}478$ г/м^3; $(NO_2^{тр})_3=0{,}382$ г/м^3; $(NO_2^{тр})_4=0{,}137$ г/м^3.

11. Топливные и быстрые оксиды азота. Содержание азота в топливе $N^р=0{,}3\%$;

$$(NO_2^{тл})_1=(0{,}40-0{,}03)\cdot 0{,}3\left(\frac{1{,}005+0{,}05}{1{,}05}\right)^2\left(\frac{2100-2070}{125}\right)^{0.33}=0{,}07\text{ г/м}^3;$$

$(NO_2^{тл})_2=0{,}08$ г/м^3; $(NO_2^{тл})_3=0{,}088$ г/м^3; $(NO^{тл})_4=0{,}112$ г/м^3.

12. Суммарный выход оксидов азота:

$(NO_2^0)_1=0{,}55+0{,}07=0{,}62$ г/м^3; $(NO_2^0)_2=0{,}478+0{,}08=0{,}558$ г/м^3;

$(NO_2^0)_3=0{,}382+0{,}088=0{,}47$ г/м^3; $(NO_2^0)_4=0{,}137+0{,}112=0{,}249$ г/м^3.

В результате: снижение выхода NO_2 с увеличением рециркуляции от 5 до 15% при вводе газов через шлицы происходит в $0{,}62/0{,}558=1{,}11$ раза, т. е. всего на 11,0%, а в случае ввода в горелки — в $0{,}47/0{,}249=1{,}887$ раза.

Пример 5.4. Сравнить ожидаемый выход оксидов азота из прямоточного котла Пп-1000-25-545ГМ (ТГМП-314) и барабанного котла Е-160-9,8-560 ГМ (БКЗ-160-100 ГМ) при сжигании мазута с рециркуляцией газов 5% через шлицы под горелками. Принять исходные данные топлива, избытки воздуха на обоих котлах одинаковыми и соответствующими условиям примера 5.3. Дополнительные данные по барабанному котлу Е-160-9,8-560 ГМ (БКЗ-160-100 ГМ) ($D=160$ т/ч):

Температура газов на выходе из топки ..... 1150° С
Сечение топочной камеры ..... 7,1 × 4,4 м; периметр $П = 23$ м
Тепловое напряжение сечения ..... 3,36 МВт/м^2
Тепловое напряжение топочного объема ..... 250 кВт/м^3

Решение. На основании исходных данных:

Адиабатная температура ..... $T'_а = 2494$ К
Максимальная температура горения ..... $T_м = 2070$ К
Температурный интервал реакции ..... $\Delta T_р = 67{,}5$ С
Средняя температура газов в топке:
прямоточного котла ..... 1836 К
барабанного котла ..... 1829 К
Расчетное время пребывания $\tau_{преб}$:
прямоточный котел ..... 1,89 с
барабанный котел ..... 1,47 с
Расчетное время реакции в топке $\tau_р$:
прямоточный котел ..... 0,115 с
барабанный котел $\dfrac{67{,}5}{2494-1423}\left(\dfrac{3{,}36\cdot 23}{300}\right)^{0,5} 1{,}47 = 0{,}047$ с
Теоретическое время достижения равновесия ..... $\tau_0 = 0{,}605$ с
Концентрация избыточного кислорода ..... $C_{O_2} = 0{,}0061$ кг/м^3
Концентрация термических оксидов азота:
прямоточный котел ..... $NO_2^{тр} = 2{,}893\dfrac{0{,}115}{0{,}605} = 0{,}55$ г/м^3
барабанный котел ..... $NO_2^{тр} = 2{,}893\dfrac{0{,}047}{0{,}605} = 0{,}225$ г/м^3
Концентрация топливных оксидов азота ..... $NO_2^{тл} = 0{,}07$ г/м^3
Суммарный выход оксидов азота:
прямоточный котел ..... $NO_2^0 = 0{,}62$ г/м^3
барабанный котел ..... $NO_2^0 = 0{,}295$ г/м^3

На котле БКЗ-160 значительно меньшей производительности, чем ТГМП-314, в равных условиях организации сжигания топлива выход NO_2 снижается примерно в 2 раза, главным образом за счет сокращения времени реакции образования NO_2 в силу более интенсивного охлаждения газов, так как на БКЗ-160 отношение периметра топки $П$, м, к сечению топочной камеры $f_т = a_т b_т$ в 2,14 раза больше, чем на ТГМП-314.

ЗАДАЧИ

Задача 5.1. Для котла Е-160-9,8-560-ГМ (БКЗ-160-100 ГМ) при сжигании мазута определить выход оксидов азота при замене вихревых на прямоточные горелки с тангенциальным направлением горелочных струй в сечении топки. Принять избытки воздуха в топке и присосы, температуру горячего воздуха по условиям примера 5.3 и расчетные данные топки котла из примера 5.4. Расчет произвести без учета рециркуляции газов в топку, скорость воздуха на выходе из горелок 45 м/с.

Задача 5.2. Для котла Пп-1000-25-545-ГМ (ТГМП-314 А) в соответствии с условиями примера 5.3 определить выход NO_2 при сжигании природного газа с $Q_н^с = 36{,}3$ МДж/м^3 и вводе газов рециркуляции в горячий воздух в количестве 5%. Тепловую эффективность стен зоны горения принять по мазуту. Избыток воздуха на выходе из топки принять $\alpha_т = 1{,}05$, температура газов на выходе из топки $\vartheta''_т = 1230$ С, остальные данные по котлу принимаются без изменений.

Задача 5.3. Для котла Пп-1000-25-545 К (ТПП-312 А) (пример 5.1) определить концентрацию оксидов азота при сжигании донецкого ГСШ, но с твердым шлакоудалением. Принять те же исходные данные, кроме $\psi_{з.г} = 0{,}45$ и $\vartheta''_т = 1250$ С.

5.2. РАСЧЕТ ОБРАЗОВАНИЯ ОКСИДОВ СЕРЫ И ТЕМПЕРАТУРЫ ТОЧКИ РОСЫ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ПРИ СЖИГАНИИ МАЗУТА И ТВЕРДЫХ ТОПЛИВ

Оксиды серы в форме диоксида SO_2 и триоксида SO_3 образуются в зоне горения мазута и твердых топлив, содержащих связанную серу $S^р$. При сжигании природного газа образование оксидов серы может иметь место в незначительном количестве при наличии в топливе сероводорода H_2S.

5.2.1. Образование оксидов серы и расчет температуры точки росы при сжигании мазута

1. Объемная доля диоксида серы в продуктах сгорания

$$r_{SO_2} = V_{SO_2} / V_г = 2S^р / 100 \rho_{SO_2} V_г = 0{,}007 S^р / V_г, \qquad (5.22)$$

где $S^р$ — содержание серы в рабочей массе топлива, %; $\rho_{SO_2} = 2{,}86$ кг/м^3 — удельная плотность диоксида серы; $V_г = V^0_г + (\alpha_т - 1) V^0_в$ — объем газов при нормальных условиях, м^3/кг.

2. Содержание избыточного (остаточного) кислорода после сгорания топлива

$$O''_2 = \frac{21 (\alpha_т - 1) V^0_в}{V_г}. \qquad (5.23)$$

3. Процентное содержание SO_3 в продуктах сгорания определяется по формуле

$$SO_3 = 100 k_р k_н r_{SO_2} O_2^{0{,}5}, \qquad (5.24)$$

где $k_р$ — константа равновесия при образовании SO_3 в топках, принимается по значению температуры газов на выходе из топки. В области температур 1200—1500 К или 927—1227° С константа равновесия практически постоянна и составляет $k_р = 0{,}053$; $k_н$ — коэффициент неравновесности процесса ввиду неравномерности концентрации газовых компонент в сечении топки и кратковременности пребывания газов в топочном

объеме; значение $k_н$ зависит от теплонапряженности сечения топки и находится по выражению

$$k_н = 0{,}08 q_f, \tag{5.25}$$

где $q_f = BQ^р_н/(a_т \cdot b_т)$ — номинальное тепловое напряжение сечения топки, МВт/м^2.

В итоге формула (5.24) приводится к следующему расчетному виду:

$$SO_3 = 0{,}424 p_{SO_2} O_2^{0,5} q_f (N/N_0)^2, \tag{5.26}$$

где N/N_0 — относительная нагрузка парового котла.

Температура точки росы $t_р$ газов в зависимости от концентрации SO_3, %, определяется по формулам

$$t_р = 50 + 11 A_{SO_3}^{0,7} \quad (\text{при } SO_3 \leqslant 2 \cdot 10^{-3}\%); \tag{5.27}$$

$$t_р = 50 + 50 A_{SO_3}^{0,2} \quad (\text{при } SO_3 > 2 \cdot 10^{-3}\%), \tag{5.28}$$

где $A_{SO_3} = SO_3 \cdot 10^4$ — коэффициент.

Рециркуляция газов в топочную камеру не оказывает заметного влияния на уровень выхода SO_3.

Массовая концентрация диоксида SO_2 в уходящих газах, г/кг топлива, составляет

$$g_{SO_2} = 10^3 (p_{SO_2} - 0{,}01 SO_3) V_г \rho_{SO_2} \alpha_т / \alpha_{ух}, \tag{5.29}$$

где $\alpha_{ух}$ — коэффициент избытка воздуха в уходящих газах.

Массовый выброс диоксида серы из котла в окружающую среду, г/с,

$$M_{SO_2} = B g_{SO_2}, \tag{5.30}$$

где B — расход топлива в котле, кг/с.

5.2.2. Расчет температуры точки росы при сжигании твердых топлив

В минеральном составе твердых топлив содержатся щелочные соединения, которые в значительной мере нейтрализуют образующиеся оксиды серы SO_3, поэтому окончательное содержание SO_3 в уходящих газах и температура точки росы зависят от зольности топлива $A^р$. Обычно в этом случае определяют сразу температуру

$$t_р = t_{кон} + 202 (S^п)^{0,33} / 1{,}23^{a_{ун} A^п}, \tag{5.31}$$

где $S^п$ и $A^п$ — приведенные к 1 МДж теплоты значения серы и золы в рабочей массе топлива, %:

$$S^п = S^р / Q^р_н; \quad A^п = A^р / Q^р_н, \tag{5.32}$$

$t_{кон}$ — температура конденсации водяных паров, °С; определяется по парциальному давлению $p_{H_2O} = r_{H_2O} p$, МПа. Поскольку твердые топлива сжигаются при избытках воздуха $\alpha_т > 1{,}1$, то избыток воздуха не влияет на изменение образования SO_3.

ПРИМЕРЫ

Пример 5.5. Определить концентрацию SO_3, температуру точки росы и массовый выброс SO_2 при сжигании мазута в котле Пп-2650-25-545 ГМ (ТГМП-204) ($N_0 = 800$ МВт) и относительных нагрузках 1; 0,8; 0,7 и 0,5 N_0. В топке котла сжигается высокосернистый мазут с $Q^р_н = 38{,}77$ МДж/кг при сернистости топлива $S^р = 2{,}6\%$ и избытке воздуха $\alpha_т = 1{,}02$. Тепловое напряжение сечения топки $g_f = 8{,}92$ МДж/м^2.

Решение. Для данного топлива $V^0_в = 10{,}2$ и $V^0_г = 10{,}99$ м^3/кг;

$$V_г = 10{,}99 + (1{,}02 - 1)\,10{,}2 = 11{,}194 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объемная доля диоксида серы по (5.22)

$$p_{SO_2} = 0{,}007 \cdot 2{,}6 / 11{,}194 = 1{,}626 \cdot 10^{-3}.$$

Содержание избыточного кислорода в топке по (5.23)

$$O_2 = 21 \cdot 0{,}02 \cdot 10{,}2 / 11{,}194 = 0{,}383\%.$$

Содержание SO_3 при номинальной нагрузке [по (5.26)]

$$SO_3 = 0{,}424 \cdot 1{,}626 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}383^{0{,}5} \cdot 8{,}92 \cdot 1 = 3{,}8 \cdot 10^{-3}\%.$$

То же при пониженных нагрузках котла:

при $0{,}8\ N_0$

$$SO_3 = 3{,}8 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}8^2 = 2{,}435 \cdot 10^{-3}\%;$$

при $0{,}7N_0$

$$SO_3 = 3{,}8 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}7^2 = 1{,}865 \cdot 10^{-3}\%;$$

при $0{,}5N_0$

$$SO_3 = 3{,}8 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}5^2 = 0{,}951 \cdot 10^{-3}\%.$$

Значения температуры точки росы:

при номинальной нагрузке по (5.28)

$$t_р = 50 + 50 \cdot 38^{0{,}2} = 153{,}5^\circ \text{ C};$$

при нагрузке $0{,}8N_0$ по (5.28)

$$t_р = 50 + 50 \cdot 24{,}35^{0{,}2} = 144{,}7^\circ \text{ C};$$

при нагрузке $0{,}7N_0$ по (5.27)

$$t_р = 50 + 11 \cdot 18{,}65^{0{,}7} = 135{,}3^\circ \text{ C};$$

при нагрузке $0{,}5N_0$ по (5.27)

$$t_р = 50 + 11 \cdot 9{,}51^{0{,}7} = 103{,}2^\circ \text{ C}.$$

Массовая концентрация SO_2 в уходящих газах при номинальной нагрузке $g_{SO_2} = 10^3 (1{,}626 \cdot 10^{-3} - 3{,}8 \cdot 10^{-5})\,11{,}194 \cdot 2{,}86 \dfrac{1{,}02}{1{,}22} =$ $= 42{,}5$ г/кг. Массовый выброс SO_2 в окружающую среду по (5.30)

$$M_{SO_2} = 57{,}7 \cdot 42{,}5 = 2452{,}5 \text{ г/с}.$$

Здесь $B = 57{,}7$ кг/с — расход мазута при номинальной нагрузке.

Пример 5.6. Сравнить значения SO_3 и температуру точки росы при сжигании мазута в котле Пп-2650-25-545 ГМ (ТГМП-204) (см. пример 5.5) при номинальной нагрузке с аналогичными условиями сжигания этого вида мазута в котлах Пп-950-25-565 ГМ (ПК-41) ($q_f = 6{,}2$ МВт/м^2), Пп-1000-25-545 ГМ (ТГМП-314) ($q_f = 4{,}85$ МВт/м^2) и Е-420-13,8-560 ГМ (ТГМ-84) ($q_f = 3{,}6$ МВт/м^2).

Решение. В примере 5.5 для котла (ТГМП-204) получены значения:

$$SO_3 = 3.8 \cdot 10^{-3}\% \quad \text{и} \quad t_р = 153{,}5^\circ \text{ С}.$$

Содержание SO_3 в других котлах [по (5.26)] при одинаковых значениях p_{SO_2} и O_2, но разных значениях q_f составляет:

для ПК-41

$$SO_3 = 3{,}8 \cdot 10^{-3} \frac{6{,}2}{8{,}92} = 2{,}64 \cdot 10^{-3}\%;$$

для ТГМП-314

$$SO_3 = 3{,}8 \cdot 10^{-3} \frac{4{,}85}{8{,}92} = 2{,}07 \cdot 10^{-3}\%;$$

для ТГМ-84

$$SO_3 = 3{,}8 \cdot 10^{-3} \frac{3{,}6}{8{,}92} = 1{,}53 \cdot 10^{-3}\%.$$

Значения температуры точки росы по (5.27) и (5.28):

для ПК-41

$$t_р = 50 + 50 \cdot 26{,}4^{0{,}2} = 146{,}2^\circ \text{ С};$$

для ТГМП-314

$$t_р = 50 + 50 \cdot 20{,}7^{0{,}2} = 141{,}6^\circ \text{ С};$$

для ТГМ-84

$$t_р = 50 + 11 \cdot 15{,}3^{0{,}7} = 125{,}6^\circ \text{ С}.$$

Уменьшение тепловых напряжений в топке снижает уровень образования SO_3.

Пример 5.7. В котле Пп-1000-25-545 ГМ (ТГМП-314) сжигается сернистый мазут с $Q^р_н = 39{,}73$ МДж/кг при сернистости топлива $S^р = 1{,}4\%$ и избытке воздуха в топке $\alpha_т = 1{,}02$ и 1,05. Определить содержание SO_3 в дымовых газах, температуру точки росы и сравнить с результатами расчета в примере 5.6.

Решение. Для данного топлива $V^0_в = 10{,}45$ и $V^0_г = 11{,}27$ м^3/кг. При избытке воздуха $\alpha_т = 1{,}02$

$$V_г = 11{,}27 + 0{,}02 \cdot 10{,}45 = 11{,}479 \text{ м}^3/\text{кг};$$

объемная доля $p_{SO_2} = 0{,}007 \cdot 1{,}4/11{,}479 = 0{,}854 \cdot 10^{-3}$;

содержание избыточного кислорода $O_2 = \dfrac{21 \cdot 0{,}02 \cdot 10{,}45}{11{,}479} = 0{,}382\%$;

содержание оксида серы в газах

$$SO_3 = 0{,}424 \cdot 0{,}854 \cdot 10^{-3} (0{,}382)^{0.5} 4{,}85 \cdot 1 = 1{,}086 \cdot 10^{-3}\%.$$

температура точки росы $t_р = 50 + 11 \cdot 10{,}86^{0.7} = 108{,}4^{\circ}$ С. Уменьшение содержания серы в мазуте с 2,6 до 1,4% привело к снижению образования SO_3 в $\frac{2{,}07}{1{,}086} = 1{,}9$ раза, а $t_р$ снизилось на $141{,}6 - 108{,}4 = 33{,}2^{\circ}$ С.

При избытке воздуха $\alpha_т = 1{,}05$

$$V_г = 11{,}27 + 0{,}05 \cdot 10{,}45 = 11{,}792 \text{ м}^3/\text{кг};$$

объемная доля $p_{SO_2} = 0{,}831 \cdot 10^{-3}$;

содержание избыточного кислорода

$$O_2 = \frac{21 \cdot 0{,}05 \cdot 10{,}45}{11{,}792} = 0{,}93\%;$$

содержание оксида серы $SO_3 = 0{,}424 \cdot 0{,}831 \cdot 10^{-3} \times (0{,}93)^{0.6} 4{,}85 \cdot 1 = 1{,}648 \cdot 10^{-3}\%$;

температура точки росы $t_р = 50 + 11 \cdot 16{,}48^{0.7} = 128{,}2^{\circ}$ С. Увеличение избытка воздуха привело к увеличению содержания SO_3 в $1{,}648/1{,}086 = 1{,}52$ раза и росту температуры точки росы на $128{,}2 - 108{,}4 = 19{,}8^{\circ}$ С.

Пример 5.8. Определить температуру точки росы при сжигании в паровом котле донецкого газового топлива (отсевы), имеющего $Q^р_н = 18{,}88$ МДж/кг; $S^р = 3{,}5\%$; $A^р = 28{,}5\%$. Долю уноса золы с газами принять $a_{ун} = 0{,}95$.

Решение. Приведенные значения сернистости и зольности топлива по (5.32) $S^п = 3{,}5/18{,}88 = 0{,}185\%$; $A^п = 28{,}5/18{,}88 = 1{,}51\%$. Температура точки росы при парциальном давлении водяных паров $p_{H_2O} = 0{,}009$ МПа $t_р = 43 + 202 (0{,}185)^{0{,}33} / 1{,}23^{0{,}95 \cdot 1{,}51} = 128{,}7^{\circ}$ С.

По сравнению с сжиганием мазута в котле Пп-1000-25-545 ГМ (ТГМП-314) (пример 5.6) значение $t_р$ для твердого топлива оказалось ниже, чем на мазуте ($t_р = 141{,}6^{\circ}$ С), хотя твердое топливо имеет большую сернистость.

ЗАДАЧИ

Задача 5.4. Определить значения SO_3 и $t_р$ при сжигании высокосернистого мазута с $S^р = 2{,}9\%$ в газоплотном котле Пп-1000-25-545 ГМ (ТГМП-324) ($q_f = 6{,}8$ МВт/м^2) при $\alpha_т = 1{,}010$ и сравнить со значениями SO_3 и $t_р$ при сжигании того же топлива в котле Пп-1000-25-545 ГМ (ТГМП-114) ($q_f = 5{,}58$ МВт/м^2) при $\alpha_т = 1{,}05$. Исходные значения теоретических объемов газов и воздуха взять из примера 5.5.

Задача 5.5. Определить значение $t_р$ при сжигании в топке котла с твердым шлакоудалением ($a_{ун} = 0{,}95$) кузнецкого каменного угля марки Д ($Q^р_н = 22{,}86$ МДж/кг; $S^р = 0{,}4\%$; $A^р = 13{,}2\%$) и кизеловского угля марки Г ($Q^р_н = 18{,}38$ МДж/кг; $S^р = 5{,}3\%$; $A^р = 34{,}8\%$) и сравнить результаты.

Задача 5.6. Определить значение $t_р$ при сжигании кизеловского угля марки Г (задача 5.5) в топке с жидким шлакоудалением при $a_{ун}=0{,}7$.

Задача 5.7. Найти значения SO_3 и $t_р$ при сжигании сернистого мазута ($Q^р_н=39{,}73$ МДж/кг, $S^р=1{,}4\%$) в топке пикового водогрейного котла КВ-ГМ-180 ($Q_к=209$ МВт), имеющего сечение топочной камеры $f_т=6{,}48\times5{,}74$ м, при избытке воздуха $\alpha_т=1{,}04$ (теоретические объемы газов и воздуха взять из примера 5.7).

Глава шестая

РАСЧЕТ ЗМЕЕВИКОВЫХ КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

6.1. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ. СКОРОСТИ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ И РАБОЧЕЙ СРЕДЫ

Расчетная поверхность, м^2, участвующая в теплообмене, определяется по формуле

$$F=\pi dln, \qquad (6.1)$$

где d — наружный диаметр, м; l — обогреваемая длина трубы змеевика, м; n — количество параллельных труб (змеевиков), образующих поверхность нагрева.

Сечение для прохода рабочей среды, м^2:

$$f=0{,}785d^2_{вн}, \qquad (6.2)$$

где $d_{вн}$ — внутренний диаметр трубы, м.

Сечение для прохода продуктов сгорания $F_г$, м^2, при поперечном омывании газовым потоком

$$F_1=ab-z_1l_1d, \qquad (6.3)$$

где a и b — линейные размеры газохода, м; z_1 и l_1 — число, шт. и длина труб в сечении газохода, м.

При переменном числе труб по глубине конвективной поверхности (в разных ее сечениях) принимается средняя величина z; если в сечении газохода имеется две или несколько параллельно установленных секций поверхности, то необходимо определить суммарное (по сечению газохода) количество труб в ряду z_1.

Горизонтальный газоход котла имеет, как правило, переменную высоту по ходу газов. В этом случае для вертикальной

змеевиковой секции поверхности определяют сечение для прохода газов на входе F' и выходе F'' и производят усреднение по формуле

$$F_{ср}=2F'F''/(F'+F''). \qquad (6.4а)$$

При малых отличиях сечения (высоты) газохода на входе и выходе (менее 25%) допускается производить линейное усреднение

$$F_{ср}=0{,}5(F'+F''). \qquad (6.4б)$$

При продольном омывании газами труб поверхности нагрева

$$F_г=ab-0{,}785d^2z, \qquad (6.5а)$$

где z — число труб в сечении газохода.

Для пучков труб, омываемых косым потоком газов, расчетная скорость определяется по сечению $F'_г$, проходящему по оси первого ряда труб в косом направлении (см. рис. 7.4. [1]):

$$F'_г=l_1(a-z_1d)/\sin\beta. \qquad (6.5б)$$

К коэффициенту теплоотдачи, определяемому по формуле для поперечного омывания коридорных пучков, при угле между направлением потока и осями труб $\beta<80°$ вводится поправка в виде коэффициента 1,07; для шахматных пучков поправка не вводится.

Размеры поперечных s_1 и продольных s_2 шагов труб при коридорном и шахматном расположении труб в секции поверхности показаны на рис. 6.1, *а*, *б*. Необходимо обратить внимание на различие в определении продольного шага s_2 для коридорных и шахматных пучков.

Относительные шаги труб определяются по отношению к наружному диаметру:

$$\sigma_1=s_1/d;\quad \sigma_2=s_2/d.$$

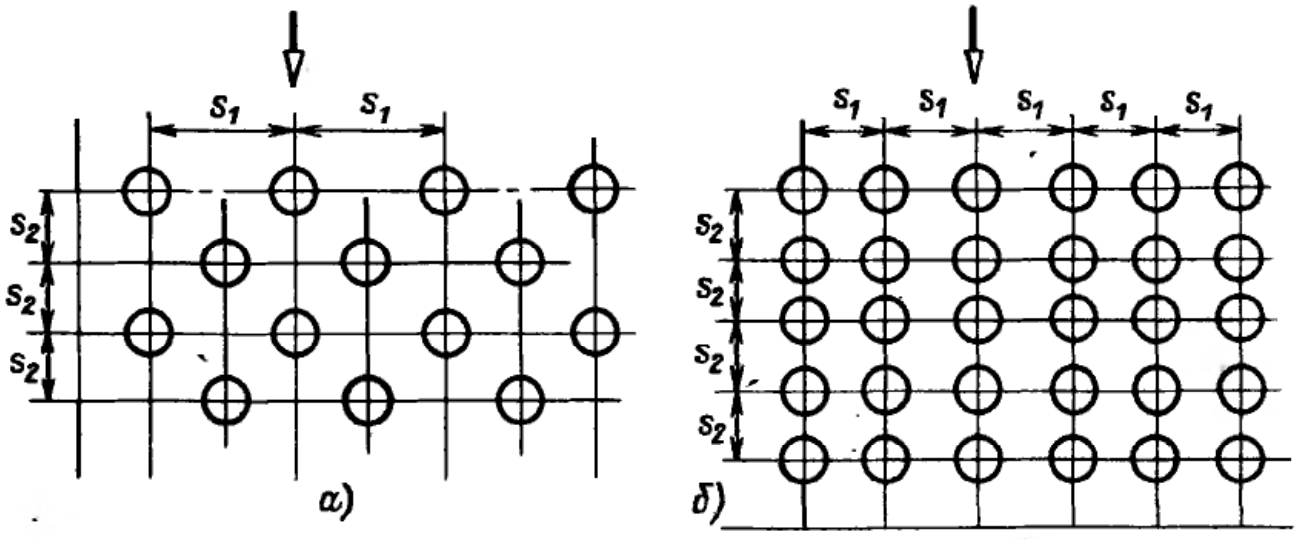


Рис. 6.1. Типовое расположение труб в конвективном трубном пучке: *а* — шахматное; *б* — коридорное

При этом значения диаметра и шага труб должны иметь одинаковые единицы.

Эффективная толщина излучающего газового слоя s, м, между трубами секции

$$s = 0{,}9d\left(\frac{4}{\pi}\frac{s_1 s_2}{d^2} - 1\right). \tag{6.6}$$

Скорость продуктов сгорания $w_г$, м/с, определяется по зависимости

$$w_г = \frac{V_г B_р (\vartheta_{ср} + 273)}{F_г \cdot 273}, \tag{6.7}$$

где $V_г$ — удельный объем продуктов сгорания при избытке воздуха в расчетном сечении, м^3/кг; при наличии рециркуляции продуктов сгорания удельный объем $V_г$ должен рассчитываться с учетом доли рециркуляции (см. гл. 2); $\vartheta_{ср}$ — средняя температура газов в пределах поверхности нагрева, °С.

Скорость рабочей среды в трубах поверхности нагрева, м/с,

$$w = vG/f, \tag{6.8}$$

где v — удельный объем рабочей среды при расчетных давлении и температуре, м^3/кг; G — расход пара (воды) через поверхность нагрева, кг/с.

ПРИМЕРЫ

Пример 6.1. Определить геометрические характеристики экономайзера из труб наружным диаметром 32 мм и толщиной стенки 4 мм с коридорным расположением труб. Исходные данные приведены на рис. 6.2.

Решение. Определим по рис. 6.2 расчетные обогреваемые длины труб:

первая труба

$$l_1 = (13\,320 - 140 \cdot 2)\,10 + \pi \cdot 140 \cdot 5 \cdot 0{,}75 + \pi \cdot 60 \cdot 4{,}0 \cdot 0{,}75 +$$
$$+ (140 + 100) + (1180 + 60 \cdot 2)\,0{,}5 = 134\,295 \text{ мм} \approx 134{,}3 \text{ м}.$$

При подсчете обогреваемой длины небольшие участки труб с продольным омыванием учитываются с поправочным коэффициентом 0,5, а гнутые участки 0,75, поскольку при малой длине таких участков нецелесообразно проводить отдельно расчет для продольного и смешанного (продольно-поперечного) омывания. Поэтому вся поверхность рассчитывается, как при поперечном омывании, а учет более низких значений теплоотдачи при продольном и смешанном омывании учитывается указанными выше поправочными коэффициентами;

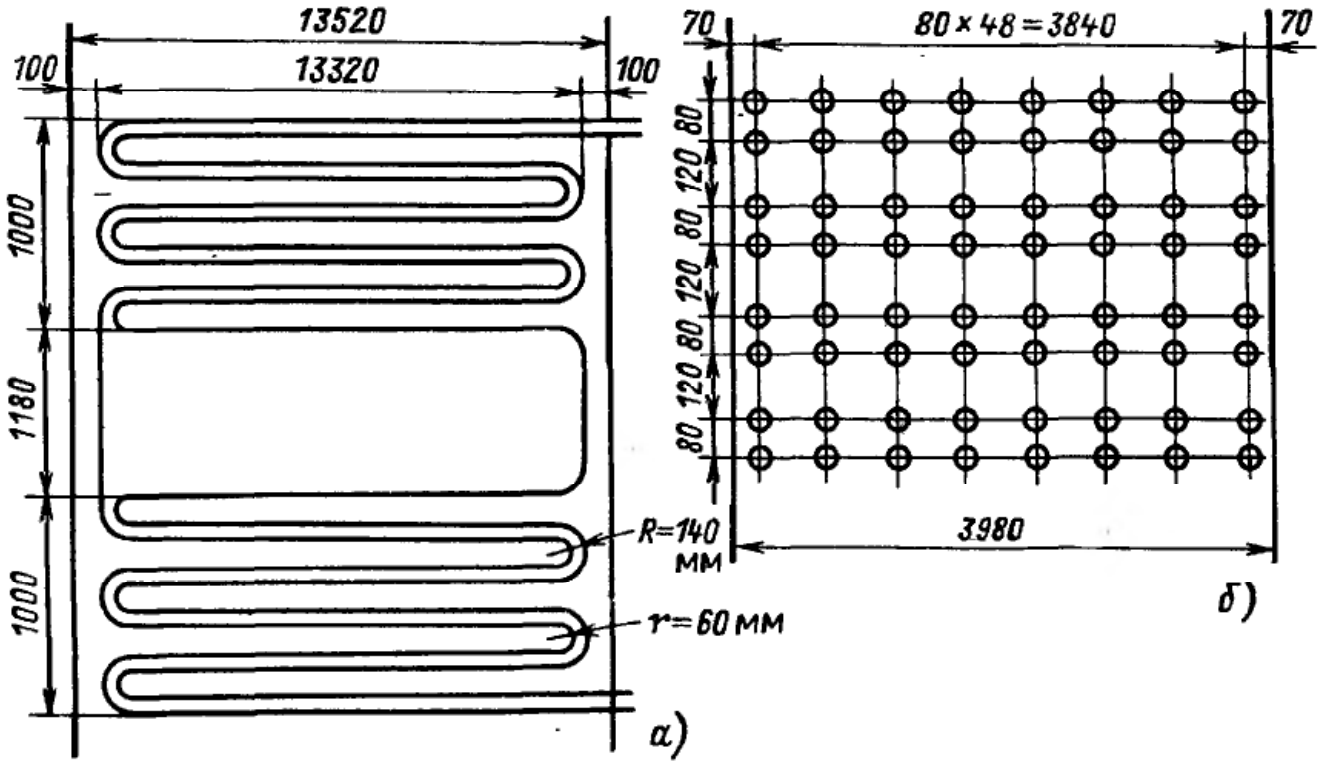


Рис. 6.2. Выполнение экономайзера в конвективной шахте:
а – расположение змеевиков в газоходе; *б* — поперечный разрез по трубному пучку

вторая труба

$$l_2 = (13\,160 - 60 \cdot 2)\,12 + \pi \cdot 60 \cdot 6 \cdot 0{,}75 + \pi \cdot 140 \cdot 5{,}0 \cdot 0{,}75 +$$
$$+ (140 + 100)\,2 + (1180 + 140 \cdot 2)\,0{,}5 = 160\,128 \text{ мм} \cong 160{,}1 \text{ м}.$$

Средняя обогреваемая длина трубы $l = 0{,}5(l_1 + l_2) = 0{,}5 \cdot (134{,}3 + 160{,}1) = 147{,}2$ м. Определим количество параллельных труб. В соответствии с рис. 6.2 труб в сечении газохода $z_1 = 48 + 1 = 49$ шт.; при двух параллельных трубах в секции общее число параллельных труб $n = 49 \cdot 2 = 98$ шт. Поверхность нагрева по (6.1)

$$F = \pi \cdot 0{,}032 \cdot 147{,}2 \cdot 98 = 1450 \text{ м}^2.$$

Сечение для прохода рабочей среды (по 6.2)

$$f = 0{,}785 \cdot 0{,}024^2 \cdot 98 = 0{,}0443 \text{ м}^2.$$

Сечение для прохода продуктов сгорания по (6.3)

$$F_г = 3{,}98 \cdot 13{,}52 - 49 \cdot 13{,}32 \cdot 0{,}032 = 32{,}9 \text{ м}^2.$$

Относительные шаги труб при $s_1 = 80$ мм, $\sigma_1 = 80/32 = 2{,}5$; при значении $s_2 = 1080/(12 - 1) = 98{,}2$ мм относительный шаг $\sigma_2 = 98{,}2/32 = 3{,}07$.

Эффективная толщина излучающего слоя по (6.6)

$$s = 0{,}9 \cdot 0{,}032 \left(\frac{4}{3{,}14} \frac{80 \cdot 98{,}2}{32^2} - 1 \right) = 0{,}2525 \text{ м}.$$

Пример 6.2. Определить скорости продуктов сгорания и воды на входе в экономайзер. Принять размеры газохода $b=3{,}32$ и $a=18{,}0$ м, длину секций в осях труб 3,18 м. Расположение труб — шахматное, трубы $\varnothing 28$ мм при толщине стенки 4 мм, поперечный шаг труб в сечении 85 мм, параллельных труб в секции — две. Расход топлива $B_р=14{,}03$ кг/с, объем продуктов сгорания на 1 кг сгоревшего топлива $V_г=12{,}2$ м^3/кг. Температура продуктов сгорания на входе в секцию 608° С, на выходе 339° С. Расход воды через экономайзер 186,1 кг/с, давление воды 16,2 МПа, температура воды на входе 250° С.

Решение. Число параллельных секций по сечению газохода

$$z_1=(a/s_1)-1=(18000/85)-1=210 \text{ шт.}$$

Сечение для прохода газов по (6.3)

$$F_г=3{,}32\cdot 18{,}0-210\cdot 3{,}18\cdot 0{,}028=41{,}1 \text{ м}^2.$$

Скорость продуктов сгорания в экономайзере по (6.7)

$$w_г=\frac{12{,}2\cdot 14{,}03(473{,}5+273)}{41{,}1\cdot 273}=11{,}4 \text{ м/с.}$$

Средняя температура газов в поверхности

$$\vartheta_{ср}=0{,}5(608+339)=473{,}5° \text{ С.}$$

Определяем сечение для прохода воды. При шахматном расположении труб с одинаковым количеством секций в первом и втором ряде суммарное количество параллельных секций $z_1'=z_1\cdot 2$; $z_1'=210\cdot 2=420$ шт. При числе параллельных труб в секции, равном 2, общее число параллельных труб $n=420\cdot 2=840$ шт.

Сечение для прохода воды по (6.2)

$$f=0{,}785\cdot 0{,}020^2\cdot 840=0{,}264 \text{ м}^2.$$

Определяем скорость воды на входе в экономайзер. При параметрах воды $t=250°$ С и $p=16{,}2$ МПа удельный объем воды (термодинамические таблицы воды и водяного пара) $v_в=0{,}0012305$ м^3/кг. По (6.8) находим скорость воды

$$w_в=0{,}0012305\cdot 186{,}1/0{,}264=0{,}87 \text{ м/с.}$$

Пример 6.3. Определить необходимую глубину конвективного газохода b, если по условиям золового износа скорость продуктов сгорания в поверхности экономайзера не должна превышать 6 м/с. При решении задачи принять: ширину газохода $a=17{,}28$ м, диаметр труб 32 мм, поперечный шаг труб $s_1=85$ мм, расположение труб параллельно фронту, расстояние между крайней трубкой и стеной газохода 67 мм, в газоходе располагаются две секции экономайзера, каждая

длиной 8,54 м. Расход топлива $B_р = 45{,}2$ кг/с, удельный объем продуктов сгорания $V_г = 5{,}867$ м^3/кг, температура продуктов сгорания на входе в экономайзер 650° С.

Решение. Необходимое для прохода газов живое сечение газохода можно получить, используя (6.7):

$$F_г = \frac{V_г B_р (\vartheta + 273)}{w_г 273}.$$

Тогда для предельной скорости $w_г = 6$ м/с получим

$$F_г = \frac{5{,}867 \cdot 45{,}2 (650 + 273)}{6{,}0 \cdot 273} = 149{,}4 \text{ м}^2.$$

Число труб в сечении газохода z_1 при их расположении вдоль фронта и наличии двух секций зависит от искомого размера глубины газохода b:

$$z_1 = \left(\frac{b - 2e}{s} + 1 \right) 2,$$

где $e = 67$ мм — расстояние от боковой стены до оси трубы.

Подставляя значение z_1 в (6.3) и приняв $l_1 = 8{,}54$ м, получим после преобразований следующее выражение глубины газохода:

$$b = \left[F_г - 2 l_1 d \left(\frac{2e}{s_1} - 1 \right) \right] \Big/ \left(a - \frac{2 l_1 d}{s_1} \right).$$

Тогда для заданных условий

$$b = \frac{149{,}4 - 2 \cdot 8{,}54 \cdot 0{,}032 \left(\dfrac{2 \cdot 67{,}0}{85} - 1 \right)}{17{,}28 - \dfrac{2 \cdot 8{,}54 \cdot 0{,}032}{0{,}085}} = 13{,}74 \text{ м}.$$

При этом количество труб в сечении составит

$$z_1 = \left(\frac{13{,}74 - 2 \cdot 0{,}067}{0{,}085} + 1 \right) \cdot 2 = 322 \text{ шт}.$$

Проверим полученное сечение для прохода продуктов сгорания по (6.3):

$$F_г = 17{,}28 \cdot 13{,}74 - 322 \cdot 8{,}54 \cdot 0{,}032 = 149{,}4 \text{ м}^2.$$

Полученную большую глубину конвективной шахты по условиям конструктивного выполнения необходимо разделить на две части, т. е. применить Т-образный профиль парового котла с двумя конвективными шахтами по обеим сторонам топки глубиной каждая 13,74/2 = 6,87 м.

Пример 6.4. Определить необходимое сечение труб экономайзера парового котла для обеспечения расхода воды в нем 186,11 кг/с, а также необходимое

число секций и число параллельных труб в одной секции. При решении задачи принять трубы наружным диаметром 32 мм и толщиной стенки 5 мм, расположение труб – шахматное, перпендикулярно фронту котла с поперечным шагом $s_1 = 90$ мм, размер газохода по фронту 12,0 м, размер $e = 105$ мм. Параметры воды на входе в экономайзер: температура $t_в = 260°$ С (вода поступает в экономайзер после установки получения конденсата пара для впрыскивающих пароохладителей), давления воды $p = 16{,}2$ МПа. Как изменится число параллельных труб в секции при переходе на трубы ∅28 мм с толщиной стенки 4 мм при сохранении относительного поперечного шага σ_1? Экономайзер является кипящим и скорость воды в нем должна быть не менее 1 м/с.

Решение. Необходимое сечение для прохода воды при ее скорости $w_в = 1$ м/с. При давлении $p = 16{,}2$ МПа и $t = 260$ С удельный объем воды $v = 0{,}0012532$ м^3/кг, тогда

$$f = 0{,}00125 \cdot 186{,}11/1{,}0 = 0{,}233 \text{ м}^2.$$

Необходимое общее число труб для указанных условий определяется по (6.2):

$$n = 0{,}233/(0{,}785 \cdot 0{,}022^2) = 613{,}5 \text{ шт.}$$

Принимаем $n = 614$ шт.

Определяем число труб в сечении газохода (трубных секций) при заданном размере газохода по ширине (см. пример 6.3):

$$z_1' = \left(\frac{12\,000 - 2 \cdot 105}{90} - 1\right) \cdot 2 = 132 \text{ шт.}$$

Определяем число параллельных рядов труб в одной трубной секции:

$$z_2 = 614/132 = 4{,}64.$$

Так как реально число труб должно быть целым и четным, принимаем число параллельных труб

$$z = 4.$$

В итоге общее число труб, через которое проходит вода, $n = 4 \cdot 132 = 528$ шт., их сечение $f = 0{,}233\dfrac{528}{613{,}5} = 0{,}2007$ м^2, а реальная скорость воды $w_в = \dfrac{0{,}233}{0{,}2007} \cdot 1{,}0 = 1{,}162$ м/с. Общее число труб при переходе на трубы ∅28 мм и скорости воды $w_в = 1{,}0$ м/с

$$n = \frac{0{,}233}{0{,}785 \cdot 0{,}02^2} = 742{,}3 \text{ шт.}$$

Принимаем $n = 742$ шт.

Относительный шаг σ_1 в исходном варианте (при ∅32 мм) составит $\sigma_1 = 90/32 = 2{,}812$. При переходе на трубы ∅28 мм при таком же значении σ_1 поперечный шаг $s_1 = 2{,}812 \cdot 28 = 78{,}75$ мм. Принимаем $s_1 = 79$ мм. При этом число труб в сечении газохода будет составлять

$$z_1' = \left(\frac{12\,000 - 2 \cdot 105}{79} - 1\right) \cdot 2 = 296{,}5 \text{ шт.}$$

Принимаем $z_1' = 296$ шт. Число параллельных рядов труб в одной секции

$$z_2 = 742\ 296 = 2{,}51 \text{ шт.}$$

Принимаем $z_2 = 2$ шт. При этом скорость воды составляет

$$w_в = \frac{0{,}00125 \cdot 186{,}11}{0{,}785 \cdot 0{,}02^2 \cdot 296 \cdot 2} = 1{,}25 \text{ м/с.}$$

Пример 6.5. Насколько изменится необходимая глубина газохода конвективной шахты при ее ширине 18,0 м и проектировании котлов для сжигания экибастузского каменного угля (приложение, табл. 1, топливо № 9) и донецкого угля марки Т (приложение, табл. 1, топливо № 4). Предельные скорости продуктов сгорания для этих топлив принять соответственно 7,0 и 12,0 м/с. *С некоторым упрощением принять* расходы топлива обратно пропорциональными низшей теплоте сгорания; при сжигании экибастузского угля расход топлива $B_{эк} = 32{,}66$ кг/с. Избыток воздуха на входе в газоход $\alpha = 1{,}2$, температура продуктов сгорания 800 С, относительный поперечный шаг $\sigma_1 = 2{,}5$.

Решение. 1. Экибастузский каменный уголь. Объем продуктов сгорания при сжигании 1 кг топлива получаем, используя табл. П3 приложения:

$$V_г^0 = 0{,}84 + 3{,}61 + 0{,}49 = 4{,}94 \text{ м}^3/\text{кг};$$
$$V_г = 4{,}94 + 1{,}0161\,(1{,}2 - 1) \cdot 4{,}56 = 5{,}87 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Необходимое живое сечение газохода для прохода газов по (6.7):

$$F_{г.ж} = \frac{5{,}87 \cdot 32{,}66\,(800 + 273)}{7{,}0 \cdot 273} = 107{,}6 \text{ м}^2.$$

Определяем габаритное сечение газохода и его глубину. Введем понятие коэффициента живого сечения газохода, заполненного трубным пучком, $k_ж$, равное отношению свободного проходного сечения между трубами к полному сечению, ограниченному осями соседних труб в ряду:

$$k_ж = \frac{s_1 - d}{s_1} = 1 - \frac{1}{\sigma_1}.$$

Для заданных условий $k_ж = 1 - (1/2{,}5) = 0{,}6$. Тогда необходимое полное (габаритное) сечение газохода

$$F_г = 107{,}6/0{,}60 = 179{,}33 \text{ м}^2.$$

Глубина газохода

$$h = 179{,}33/18{,}0 = 9{,}96 \text{ м}.$$

2. Донецкий уголь марки Т. Определяем расход топлива на котел:

$$B_д \cong B_ж \frac{(Q_н^р)_ж}{(Q_н^р)_д} = 32{,}66 \frac{17\,380}{23\,400} = 24{,}26 \text{ кг/с}.$$

Объем продуктов сгорания при сжигании 1 кг топлива:

$$V_г^0 = 1{,}16 + 4{,}94 + 0{,}50 = 6{,}6 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_г = 6{,}6 + 1{,}0161\,(1{,}2 - 1) \cdot 6{,}24 = 7{,}87 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Необходимое живое сечение газохода

$$F_{г.ж} = \frac{7{,}87 \cdot 24{,}26\,(800 + 273)}{12{,}0 \cdot 273} = 62{,}53 \text{ м}^2.$$

Полное сечение и глубина газохода

$$F_г = \frac{62{,}53}{0{,}60} = 104{,}2 \text{ м}^2;$$

$$b = \frac{104{,}2}{18{,}0} = 5{,}79 \text{ м}.$$

Таким образом, высокие абразивные свойства угля требуют заметного увеличения размеров газохода. Снизить размеры газохода возможно за счет увеличения относительного шага труб σ_1. Однако это приводит к уменьшению числа труб в сечении и росту размеров поверхности нагрева по высоте газохода, затруднениям при компоновке поверхности и как следствие к повышению энергетических затрат на преодоление аэродинамического и гидравлического сопротивлений.

ЗАДАЧИ

Задача 6.1. Определить геометрические характеристики (F_1, f, F_1, σ_1, σ_2, s) ступени промежуточного пароперегревателя, выполненного из вертикальных змеевиков с коридорным расположением труб наружным диаметром 60 мм и толщиной стенки 5 мм (рис. 6.3). Ширина газохода $a = 16\,320$ мм, количество трубных секций 116 шт., число параллельных труб в одной секции 3, поперечный шаг $s_1 = 138$ мм. При расчете обогреваемой длины труб участки гибов считать соответственно для первого, второго и третьего змеевиков: 150, 225 и 300 мм.

Задача 6.2. Определить скорость продуктов сгорания и вторично-перегреваемого пара во входной ступени пароперегревателя из труб ∅50 мм с толщиной стенки 4 мм и коридорным горизонтальным расположением труб в опускном газоходе. При проведении расчетов принять: размеры газохода $a = 16{,}32$ м и $b = 6{,}36$ м. Количество трубных секций 176 шт. длиной каждая 6,2 м, число параллельных труб в одной секции — четыре. Расход топлива $B_р = 19{,}28$ кг/с, объем продуктов сгорания на 1 кг сгоревшего топлива $V_г = 13{,}25$ м^3/кг,

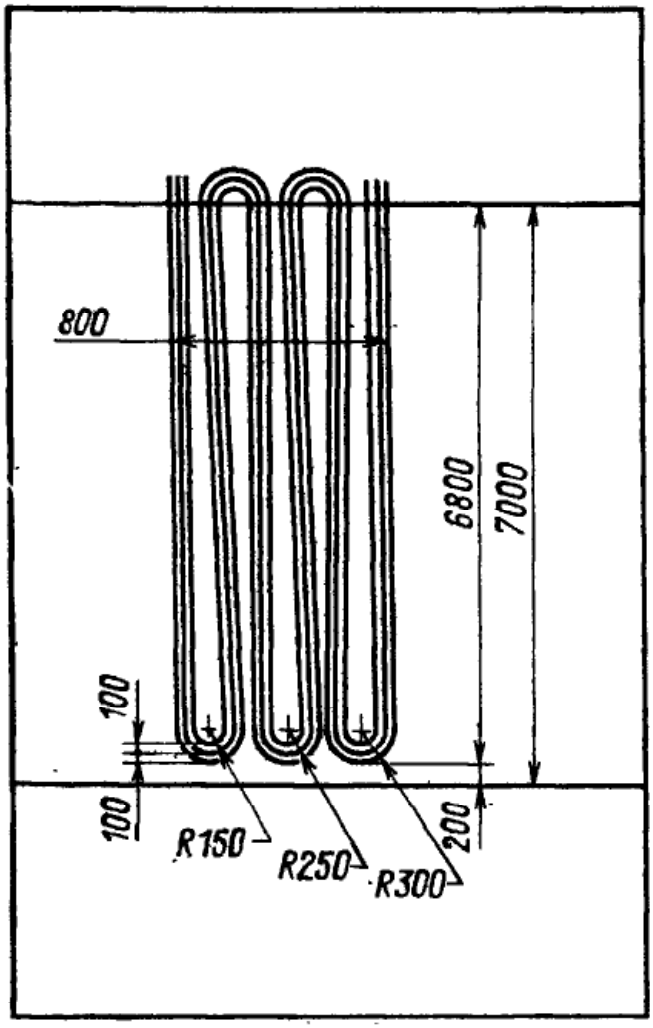


Рис. 6.3. Эскиз пакета промежуточного пароперегревателя

температура продуктов сгорания на входе в ступень 697° С и на выходе из нее 496° С, расход пара 216,11 кг/с, температура пара на входе 310° С, на выходе 450° С, давление пара соответственно 4,17 и 4,07 МПа.

Задача 6.3. Как изменится скорость продуктов сгорания и пара в промежуточном перегревателе при изменении средней температуры продуктов сгорания с 596 до 650° С и вторично-перегреваемого пара с 380° С до 420° С (при $p=4{,}12$ МПа), а также давления пара в нем с 4,12 МПа до 2,65 МПа (при $t=380$° С). При проведении расчетов принять: расход топлива 19,28 кг/с, объем продуктов сгорания на 1 кг сгоревшего топлива 13,25 м^3/кг, живое сечение газоходов для прохода продуктов сгорания 49,2 м^2, расход пара 216,11 кг/с и сечение для прохода пара 0,975 м^2.

Задача 6.4. Сравнить скорости воды в экономайзерах с коридорным расположением труб параллельно фронту и перпендикулярно фронту. Принять следующие исходные данные: диаметр труб 32 мм, толщину стенки труб 4 мм, поперечный шаг 85 мм, продольный шаг 47 мм, размеры газохода по глубине $b=3{,}5$ м, по ширине $a=12{,}5$ м, количество параллельных труб в одной трубной секции — три, расход воды через экономайзер $D=138{,}89$ кг/с, средняя температура воды $t=268$° С, среднее давление $p=16{,}2$ МПа.

При расположении труб параллельно фронту принять количество секций поверхности по ширине газохода — две, свободное расстояние между осью труб и стенкой во всех случаях принять 100 мм.

Задача 6.5. Насколько изменится скорость продуктов сгорания, если увеличить размер газохода по глубине с 3,5 до 4,0 м при сохранении относительного поперечного шага труб. Остальные данные, необходимые для определения живого сечения, принять по задаче 6.4 при расположении змеевиков параллельно фронту. Принять длину змеевиков 6,1 м, температуру продуктов сгорания 700° С, расход топлива 17,25 кг/с, объем газов на 1 кг топлива $V_г=10$ м^3/кг.

Задача 6.6 Определить необходимое сечение конвективной шахты при проектировании котла для сжигания березовского бурого угля (приложение, табл. П1, топливо № 14) и сопоставить его с необходимым сечением газохода при сжигании сушонки этого угля. При проведении расчетов принять: расход сырого угля $B_р=35{,}05$ кг/с, объем продуктов сгорания на 1 кг топлива

$V_г = 5{,}89$ м^3/кг; для сушонки березовского угля принять соответственно $B_р = 26{,}5$ кг/с, $V_г = 7{,}434$ м^3/кг; температура продуктов сгорания на входе в конвективную шахту 800° С. Геометрические характеристики поверхности нагрева: трубы ∅36 мм с поперечным шагом 140 мм, ширина газохода 18,0 м, длина труб 8,85 м (две секции по ширине). Допустимую скорость газов по условиям износа принять для сырого угля 8,8, для сушонки 8,65 м/с.

6.2. ТЕПЛООБМЕН В ЗМЕЕВИКОВЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА

Теплоотдача от продуктов сгорания к стенке α_1, кВт/(м^2 · К), определяется по формуле

$$\alpha_1 = \xi(\alpha_к + \alpha_л), \tag{6.9}$$

где $\alpha_к$ — коэффициент теплоотдачи конвекцией, кВт/(м^2 · К); $\alpha_л$ — коэффициент теплоотдачи излучением, кВт/(м^2 · К); ξ — коэффициент использования, учитывающий уменьшение тепловосприятия поверхности нагрева вследствие неравномерности омывания поверхности газами, образования застойных зон или частичного протекания газов помимо поверхности; для поперечно омываемых конвективных ступеней коэффициент ξ принимается равным единице, в других случаях при сложном омывании (ширмы) $\xi < 1$.

6.2.1. Коэффициент $\alpha_к$ зависит от типа пучка труб.

Для шахматных пучков

$$\alpha_к = C_s C_z \frac{\lambda}{d}\left(\frac{wd}{\nu}\right)^{0,6} \mathrm{Pr}^{0,33}, \tag{6.10}$$

где C_s — поправочный коэффициент, зависящий от шага труб в пучке; C_z — поправка на число рядов труб по ходу продуктов сгорания; λ — теплопроводность продуктов сгорания при средней температуре потока, кВт/(м · К); ν — кинематическая вязкость продуктов сгорания при средней температуре потока, м^2/с; Pr — число Прандтля.

Значения λ, ν и Pr определяются по табл. П9 приложения, поправки к ним M_λ, M_ν, M_{Pr}, зависящие от парциального давления водяных паров и температуры продуктов сгорания, приведены на рис. П4 приложения. Поправочный коэффициент C_s определяется через относительный диагональный шаг

$$\varphi = (\sigma_1 - 1)/(\sigma_2' - 1),$$

где $\sigma_2' = \left(\frac{1}{4}\sigma_1^2 + \sigma_2^2\right)^{0,5}$.

В зависимости от значений σ_1 и φ: $C_s = 0{,}34\varphi^{0,1}$ при $0{,}1 < \varphi \leqslant 1{,}7$; $C_s = 0{,}275\varphi^{0,5}$ при $1{,}7 < \varphi \leqslant 4{,}5$ и $\sigma_1 < 3$; $C_s = 0{,}34\varphi^{0,1}$ при $1{,}7 < \varphi \leqslant 4{,}5$ и $\sigma_1 \geqslant 3$.

Поправка на число рядов труб C_z: $C_z=3{,}12z_2^{0{,}05}-2{,}5$ при $z_2<10$ и $\sigma_1<3$; $C_z=4z_2^{0{,}02}-3{,}2$ при $z_2<10$ и $\sigma_1\geqslant 3$; $C_z=1{,}0$ при $z_2\geqslant 10$.

Для коридорных пучков

$$\alpha_к=0{,}2C_sC_z\frac{\lambda}{d}\left(\frac{wd}{\nu}\right)^{0{,}65}\mathrm{Pr}^{0{,}33}. \qquad (6.11)$$

Поправочный коэффициент на геометрию пучка

$$C_s=\left[1+(2\sigma_1-3)(1-\sigma_2/2)^3\right]^{-2}.$$

При $\sigma_2\geqslant 2$, а также $\sigma_1\leqslant 1{,}5$ $C_s=1$; при $\sigma_2<2$ и $\sigma_1>3$ подставляется $\sigma_1=3$. Поправка на число рядов труб

$$C_z=0{,}91+0{,}0125(z_2-2).$$

6.2.2. Коэффициент $\alpha_л$ для котельных поверхностей определяется по зависимости

$$\alpha_л=5{,}13\cdot 10^{-11}\varepsilon T^3\left[1-(T_з/T)^n\right]/(1-T_з/T), \qquad (6.12)$$

где $n=4$ для зольных топлив и 3,6 — для беззольных; ε — коэффициент излучения продуктов сгорания при температуре потока, определяемый по (4.11); T — температура продуктов сгорания, К; $T_з$ — температура загрязненной стенки, К.

Необходимое значение kps для расчета ε определяется, как и при расчете $\varepsilon_т$, по (4.17), но при значении $k_{кокс}=0$, эффективная толщина излучающего слоя s для гладкотрубных конвективных пучков определяется по (6.6).

Температура $T_з=t_з+273$, где значение $t_з$, °С, находится следующим образом:

для конвективных перегревателей при сжигании зольных топлив

$$t_з=t+\left(\varepsilon_з+\frac{1}{\alpha_2}\right)q_в, \qquad (6.13)$$

где t — средняя температура рабочей среды в ступени, °С; $q_в=B_рQ/F$ — средний воспринятый тепловой поток, кВт/м^2; $\varepsilon_з$ — коэффициент загрязнения, м$^2\cdot$К/кВт; для остальных поверхностей нагрева $t_з$ принимается в зависимости от вида поверхности и сжигаемого топлива.

Необходимые данные для расчета $t_з$ приведены в табл. 6.1.

При наличии перед конвективной поверхностью нагрева или внутри нее газового объема теплоту излучения объема на последующую по ходу газов поверхность учитывают приближенно путем увеличения расчетного коэффициента теплоотдачи излучением:

Таблица 6.1

Значение расчетных коэффициентов или температуры $t_з$	Поверхность котла и вид сжигаемого топлива
$\varepsilon_з = 4{,}30$ м$^2 \cdot$ К/кВт	Конвективные пароперегреватели с коридорным расположением труб при сжигании твердых топлив
$\varepsilon_з = 2{,}58$ м$^2 \cdot$ К/кВт	То же при шахматном или коридорном расположении труб и сжигании жидкого топлива
$t_з = t + 60°$ С	Одноступенчатый экономайзер, вторая ступень экономайзера, переходная зона прямоточных котлов при $\vartheta' > 400°$ С и сжигании твердых и жидких топлив
$t_з = t + 25°$ С	Одноступенчатый экономайзер при $\vartheta' \leqslant 400°$ С и первая ступень двухступенчатого экономайзера при сжигании твердых и жидких топлив
$t_з = t + 25$ С	Все конвективные поверхности нагрева при сжигании природного газа

$$\alpha'_л = \alpha_л \left[1 + A \left(\frac{T'}{1000} \right)^{0,25} (l_0 / l_п)^{0,07} \right], \qquad (6.14)$$

где l_0 и $l_п$ — глубина газового объема и последующей поверхности нагрева, м; T' — температура потока продуктов сгорания перед поверхностью, К; коэффициент $A = 0{,}3$ при сжигании газа и мазута, 0,4 — при сжигании каменных углей и антрацита, 0,5 — при сжигании бурых углей, сланцев и фрезерного торфа.

Теплота обратного излучения газовых объемов, находящихся за конвективной поверхностью нагрева, на эту поверхность незначительна и может не учитываться.

6.2.3. Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к внутренней рабочей среде α_2 определяется следующим образом.

Для пара докритического давления при всех удельных тепловых напряжениях поверхности, а также для пара сверхкритического давления (СКД) при удельных тепловых напряжениях $q_{макс} \leqslant 349$ кВт/м^2

$$\alpha_2 = 0{,}023 \frac{\lambda}{d_{вн}} \left(\frac{w d_{вн}}{\nu} \right)^{0,8} \mathrm{Pr}^{0,4} C_t C_d C_l. \qquad (6.15)$$

Поправки C_t, C_d и C_l при движении рабочей среды внутри трубы принимаются равными единице. Теплопроводность воды и пара λ, кВт/(м$\cdot$К), находится по табл. П10 приложения.

Кинематическая вязкость рабочей среды ν, м^2/с, определяется по зависимости

$$\nu = 9{,}81 \mu v, \qquad (6.16)$$

где v — удельный объем воды и пара, определяемый по термодинамическим таблицам воды и водяного пара, м^3/кг; μ — динамическая вязкость, кг·с/м^2. Значение определяется по табл. П11 приложения. Число Прандтля Pr определяется по табл. П12 приложения.

Для кипящей воды α_2 определяется по рис. П5 в зависимости от удельной тепловой нагрузки q и давления среды p.

Для среды СКД при $q_{макс} > 349$ кВт/м^2 и энтальпии среды $h < 2721$ кДж/кг коэффициент α_2 находится по рис. П6 с учетом поправки на удельный тепловой поток.

ПРИМЕРЫ

Пример 6.6. Как изменится коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к стенке при замене коридорного пучка на шахматный? При решении задачи принять: количество рядов труб по ходу газов $z_2 = 10$, наружный диаметр труб 50 мм, поперечный шаг труб $s_1 = 125$ мм, продольный шаг $s_2 = 75$ мм, среднюю температуру продуктов сгорания $\vartheta = 800°$ С, парциальное давление водяных паров $r_{H_2O} = 0{,}184$. Принять для расчета скорость продуктов сгорания 10 и 25 м/с, сделать вывод об эффективности перехода на шахматный пучок при различных скоростях продуктов сгорания.

Решение. 1. Определяем физические параметры продуктов сгорания. Из табл. П9 приложения для продуктов сгорания среднего состава: $\lambda' = 9{,}1528 \cdot 10^{-5}$ кВт/(м·с); $\nu' = 126 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; Pr$' = 0{,}59$.

По рис. П4 приложения поправки $M_\lambda = 1{,}05$, $M_\nu = 1{,}023$ и $M_{Pr} = 1{,}042$. С учетом поправок получаем:

$\lambda = 9{,}1528 \cdot 10^{-5} \cdot 1{,}05 = 9{,}6104 \cdot 10^{-5}$ кВт/(м·К);

$\nu = 126{,}0 \cdot 10^{-6} \cdot 1{,}023 = 128{,}9 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; $Pr = 0{,}59 \cdot 1{,}042 = 0{,}6148$.

2. Коэффициент теплоотдачи конвекцией для коридорного пучка. Найдем поправочные коэффициенты C_s и C_z. Значения $\sigma_1 = s_1/d = 125/50 = 2{,}5$; $\sigma_2 = 75/50 = 1{,}5$. Для этих условий $C_s = \left[1 + (2 \cdot 2{,}5 - 3)(1 - 1{,}5/2)^3\right]^{-2} = 0{,}940$.

При $z_2 = 10$ значение $C_z = 1$.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к трубе при скорости 10 м/с по (6.11)

$$\alpha_к = 0{,}2 \cdot 0{,}940 \cdot 1{,}0 \frac{9{,}6104 \cdot 10^{-5}}{0{,}05} \left(\frac{10{,}0 \cdot 0{,}05}{128{,}9 \cdot 10^{-6}} \right)^{0{,}65} \times$$

$$\times\, 0{,}615^{0{,}33} = 66{,}2 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

То же при скорости 25 м/с: $\alpha_к = 120{,}1 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$К).

3. Коэффициент теплоотдачи конвекцией для шахматных пучков.

Найдем поправочные коэффициенты C_s и C_z:

$$\sigma_1 = 2{,}5; \quad \sigma_2 = 75/50 = 1{,}50; \quad \sigma_2' = \sqrt{2{,}5^2/4 + 1{,}50^2} = 1{,}953;$$

$$\varphi = (2{,}5 - 1)/(1{,}953 - 1) = 1{,}574;$$

$$C_s = 0{,}34 \cdot 1{,}574^{0{,}1} = 0{,}356;$$

$$C_z = 1{,}0, \text{ так как } z_2 = 10.$$

Коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к трубе при скорости 10 м/с по (6.10)

$$\alpha_к = 0{,}356 \cdot 1{,}0 \frac{9{,}610 \cdot 10^{-5}}{0{,}05} \left(\frac{10{,}0 \cdot 0{,}05}{128{,}9 \cdot 10^{-6}} \right)^{0{,}60} \cdot 0{,}6148^{0{,}33} =$$

$$= 82{,}9 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

То же при скорости 25 м/с: $\alpha_к = 143{,}7 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$К).

Таким образом, переход от коридорного к шахматному пучку труб повышает коэффициент теплоотдачи конвекцией в 1,25 раза при скорости газов 10 м/с и в 1,20 раз при скорости газов 25 м/с.

Пример 6.7. Как изменится коэффициент теплоотдачи $\alpha_к$ при увеличении количества рядов труб по ходу газов с 5 до 10? Принять: $w_г = 10$ м/с; $d = 32$ мм; $s_1 = 120$ мм; $s_2 = 50$ мм; среднюю температуру $\vartheta = 800$ °С; парциальное давление водяных паров $r_{H_2O} = 0{,}100$; расположение труб в пучке — шахматное.

Решение. 1. Определим физические параметры сгорания. Из табл. П9 приложения для продуктов сгорания среднего состава:

$$\lambda' = 9{,}1528 \cdot 10^{-5} \text{ кВт/(м} \cdot \text{с)}; \quad \nu' = 126{,}0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \text{Pr}' = 0{,}59.$$

По рис. П4 приложения поправки $M_\nu = 1{,}0$; $M_\lambda = 0{,}991$ и $M_{Pr} = 0{,}992$. С учетом поправок получаем

$$\lambda = 9{,}1528 \cdot 10^{-5} \cdot 0{,}991 = 9{,}07 \cdot 10^{-5} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$\nu = 126{,}0 \cdot 10^{-6} \cdot 1{,}0 = 126{,}0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \text{Pr} = 0{,}59 \cdot 0{,}992 = 0{,}585.$$

2. Найдем поправочные коэффициенты C_s и C_z. Относительные шаги труб:

$$\sigma_1 = 120/32 = 3{,}75; \quad \sigma_2 = 50/32 = 1{,}562;$$

$$\sigma_2' = \sqrt{3{,}75^2/4 + 1{,}562^2} = 2{,}44; \quad \varphi = (3{,}75 - 1)/(2{,}44 - 1) = 1{,}910;$$

$$C_s = 0{,}34 \cdot 1{,}910^{0{,}1} = 0{,}363.$$

При $z_2 = 10$ $C_z = 1{,}0$; при $z_2 = 5$ $C_z = 4 \cdot 5^{0{,}02} - 3{,}2 = 0{,}931$.

3. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_к$ в исходном варианте ($z_2 = 5$) по (6.10):

$$\alpha_{к5} = 88{,}5 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Для поверхности при $z_2 = 10$

$$\alpha_{к10} = \alpha_{к5} \frac{C_{z10}}{C_{z5}}; \quad \alpha_{к10} = 88{,}5 \cdot 10^{-3} \frac{1{,}0}{0{,}931} = 95{,}1 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Таким образом, увеличение количества рядов труб по ходу газов с 5 до 10 повысило коэффициент теплоотдачи $\alpha_к$ для шахматного пучка на 7,45%. Дальнейшее увеличение числа рядов труб не приводит к росту $\alpha_к$.

Пример 6.8. Вывести зависимость влияния диаметра труб на коэффициент теплоотдачи $\alpha_к$ для шахматных и коридорных пучков при переходе с $d = 32$ на $d = 60$ мм.

Решение. 1. Выявим из (6.10) зависимость $\alpha_к = f(d)$ для шахматных пучков:

$$\alpha_к = A \frac{d^{0.6}}{d} = Ad^{-0.4},$$

где A – комплекс постоянных для данных условий конструктивных характеристик пучка, физических параметров и скорости газов.

2. По аналогии для коридорных пучков по (6.11):

$$\alpha_к = Ad^{-0.35}.$$

3. Определяем изменение $\alpha_к$ для шахматного пучка при диаметре труб $d = 60$ мм вместо 32:

$$\alpha_{к60} / \alpha_{к32} = (d_{60} / d_{32})^{-0.4} = (60/32)^{-0.4} = 0{,}78.$$

4. То же для коридорного пучка:

$$\alpha_{к60} / \alpha_{к32} = (60/32)^{-0.35} = 0{,}80.$$

Таким образом, увеличение диаметра трубы с 32 до 60 мм в сопоставимых условиях привело к уменьшению $\alpha_к$ на 22% в шахматных пучках и на 20% в коридорных пучках.

Пример 6.9. Определить, как меняется коэффициент теплоотдачи $\alpha_к$ при коридорном расположении труб с увеличением поперечного шага s_1 с 88 до 138 мм, а также увеличении продольного шага s_2 с 50 до 60 мм. Остальные данные взять из примера 6.8. Принять $z_2 = 10$, скорость продуктов сгорания 10 м/с.

Решение. 1. Поскольку согласно (6.10) изменение коэффициента теплоотдачи $\alpha_к$ в данном случае определяется только значением поправочного коэффициента C_s, найдем его значение:

для исходного варианта $\sigma_1 = 88/32 = 2{,}75$; $\sigma_2 = 50/32 = 1{,}562$. Поскольку расчетное $\sigma_2 < 2$, а $\sigma_1 < 3$,

$$C_s = \left[1 + (2 \cdot 2{,}75 - 3)(1 - 1{,}562/2)^3\right]^{-2} = 0{,}9886;$$

при увеличении поперечного шага s_1 до 138 мм $\sigma_1 = 138/32 = 4{,}312$ и при расчете C_s принимается $\sigma_1 = 3$, тогда

$$C_s = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3)\left(1 - \frac{1{,}562}{2}\right)^3\right]^{-2} = 0{,}940.$$

Изменение коэффициента $\alpha_к$ при увеличении поперечного шага составит 4,9%.

2. Определяем коэффициент теплоотдачи $\alpha_к'$ при увеличении продольного шага s_2 до 60 мм.

Найдем поправочный коэффициент C_s:

$$\sigma_1 = 138/32 = 4{,}312; \quad \sigma_2 = 60/32 = 1{,}875.$$

Для этих условий

$$C_s = \left[1 + (2 \cdot 3 - 3)\left(1 - \frac{1{,}875}{2}\right)^3\right]^{-2} = 0{,}998.$$

Расчетный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_к = 0{,}20 \cdot 0{,}998 \frac{9{,}07 \cdot 10^{-5}}{0{,}032}\left(\frac{10{,}0 \cdot 0{,}032}{126{,}0 \cdot 10^{-6}}\right)^{0{,}65} 0{,}585^{0{,}33} = 77{,}4 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Таким образом, при коридорном расположении труб увеличение продольного шага труб s_2 при значениях $\sigma_2 < 2{,}0$ ведет к некоторому увеличению коэффициента теплоотдачи $\alpha_к$ (в данном примере в $0{,}998/0{,}94 = 1{,}062$ раза).

Пример 6.10. Определить, как изменится коэффициент теплоотдачи в конвективной поверхности при сжигании природного газа в высоконапорном паровом котле при давлении $p = 1$ МПа. Принять природный газ (приложение, табл. П4, топливо № 8), имеющий $V_в^0 = 9{,}91$ м^3/м^3, $V_г^0 = 11{,}12$ м^3/м^3, $r_{H_2O} = 0{,}191$. Исходные данные поверхности: $\sigma_1 = 3{,}0$; $\sigma_2 = 1{,}5$; $d = 32$ мм; $z_2 > 10$; средняя температура газов $\vartheta = 600^\circ$ С; скорость газов 10 м/с.

Решение. 1. Физические свойства продуктов сгорания при $\vartheta = 600^\circ$ С (приложение, табл. П9):

$$\lambda' = 7{,}420 \cdot 10^{-5} \text{ кВт/(м} \cdot \text{К)}; \quad \nu' = 89{,}4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \text{Pr}' = 0{,}61.$$

Поправки к составу продуктов сгорания: $M_\lambda = 1{,}018$; $M_\nu = 1{,}05$; $M_{\text{Pr}} = 1{,}048$. Тогда

$$\lambda = 7{,}420 \cdot 10^{-5} \cdot 1{,}018 = 7{,}55 \cdot 10^{-5} \text{ кВт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$\nu = 89{,}4 \cdot 10^{-6} \cdot 1{,}05 = 93{,}87 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \text{Pr} = 0{,}61 \cdot 1{,}048 = 0{,}639.$$

2. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_к$ в обычных топках (при близком к атмосферному давлению газов)

$$\alpha_к = 0{,}360 \cdot 1{,}0 \frac{7{,}55 \cdot 10^{-5}}{0{,}032}\left(\frac{10 \cdot 0{,}032}{93{,}87 \cdot 10^{-6}}\right)^{0{,}6} \times$$

$$\times\, 0{,}639^{0{,}33} = 98{,}37 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

3. То же в высоконапорном котле.

Для высоконапорных котлов, работающих при давлении выше атмосферного, кинематическая вязкость определяется по формуле

$$\nu_p = \frac{\nu}{p} = \frac{93{,}87 \cdot 10^{-6}}{1{,}0 \cdot 10} = 9{,}387 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Остальные величины, входящие в (6.10), при этом останутся без изменения. Тогда

$$\alpha_к^р = \alpha_к (93{,}87/9{,}387)^{0{,}6} = 98{,}37 \cdot 10^{-3} \cdot 3{,}98 = $$
$$= 391{,}62 \cdot 10^{-3} \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Таким образом, с повышением давления в газоходе при прочих равных условиях коэффициент теплоотдачи конвекцией существенно увеличивается. Количественно это увеличение пропорционально изменению давления газовой среды в степени 0,6.

Пример 6.11. Определить коэффициент теплоотдачи $\alpha_к$ в поверхности при наличии участков с различными сечениями для прохода газов. При выполнении расчетов принять: расположение труб — коридорное; $d = 42$ мм; $s_1 = 138$ мм; $s_2 = 63$ мм; $z_2 = 10$; $r_{H_2O} = 0{,}184$; $\vartheta = 800$ С; расход топлива $B_р = 19{,}28$ м^3/с; $V_г = 13{,}25$ м^3/с; сечение для прохода продуктов сгорания на первом участке $F_{г1} = 60{,}0$ м^2, на втором $F_{г2} = 50$ м^2, поверхности нагрева участков соответственно $F_1 = 1000$ м^2 и $F_2 = 1500$ м^2.

Решение. 1. Произведем усреднение сечения поверхности по формуле

$$F_{ср} = \frac{F_1 + F_2}{\frac{F_1}{F_{г1}} + \frac{F_2}{F_{г2}}} = \frac{1000 + 1500}{\frac{1000}{60} + \frac{1500}{50}} = 53{,}57 \text{ м}^2.$$

2. Средняя по поверхности скорость газов по (6.7)

$$w_г = \frac{13{,}25 \cdot 19{,}28 (800 + 273)}{53{,}57 \cdot 273} = 18{,}7 \text{ м/с}.$$

3. Поправка на геометрию пучка

$$C_s = [1 + (2 \cdot 3{,}0 - 3)(1 - 1{,}5/2)^3]^{-2} = 0{,}912; \quad C_z = 1{,}0.$$

4. Физические параметры продуктов сгорания при $\vartheta = 800$ С:

$$\lambda = 9{,}610 \cdot 10^{-5} \text{ кВт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \quad \nu = 428{,}9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \text{Pr} = 0{,}614.$$

5. Коэффициент теплоотдачи конвекцией $\alpha_к = 100{,}6 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$ К).

6. При плавном изменении сечения возможно применить более простую формулу усреднения:

$$F_{ср} = \frac{2 F_{г1} F_{г2}}{F_{г1} + F_{г2}} = \frac{2 \cdot 50 \cdot 60}{50 + 60} = 54{,}5 \text{ м}^2.$$

Скорость газов при этом составит 18,4 м/с, а коэффициент теплоотдачи $\alpha_к = 99{,}8 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$ К), погрешность такого расчета 1%.

Пример 6.12. Имеется конвективный пароперегреватель с коридорным и шахматным расположением труб в зоне высоких температур продуктов сгорания 9. Определить средний коэффициент теплоотдачи $\alpha_к$, если известно, что $F_{кор} = 1000$ м^2, $F_{шахм} = 1500$ м^2. При решении задачи принять $\sigma_1 = 3{,}0$; $\sigma_2 = 1{,}5$; $d = 32$ мм; $z_2 = 30$; $\vartheta = 800$ С; $r_{H_2O} = 0{,}184$; $w_г = 10$ м/с.

Решение. 1. Определяем коэффициент теплоотдачи $\alpha_к$ в части с коридорным расположением труб.

Аналогично предыдущим примерам находим

$$C_s = 0{,}912; \quad C_z = 1{,}0; \quad \lambda = 9{,}610 \cdot 10^{-5} \text{ кВт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$\nu = 128{,}9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \text{Pr} = 0{,}614;$$

$$\alpha_{кор} = 0{,}2 \cdot 0{,}912 \cdot 1{,}0 \frac{9{,}610 \cdot 10^{-5}}{0{,}032} \left(\frac{10 \cdot 0{,}032}{128{,}9 \cdot 10^{-6}} \right)^{0{,}65} \cdot 0{,}614^{0{,}33} = 75{,}1 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

2. То же в части с шахматным расположением труб:

$$C_s = 0{,}360; \quad C_z = 1{,}0; \quad \lambda = 5{,}543 \cdot 10^{-5} \text{ кВт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$\nu = 128{,}9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \text{Pr} = 0{,}614;$$

$$\alpha_{шахм} = 0{,}360 \cdot 1{,}0 \frac{9{,}610 \cdot 10^{-5}}{0{,}032} \left(\frac{10 \cdot 0{,}032}{128{,}9 \cdot 10^{-6}} \right)^{0{,}60} \cdot 0{,}614^{0{,}33} = 100{,}3 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

3. Средний коэффициент теплоотдачи конвекцией $\alpha_к$ определяется по формуле

$$\alpha_к = \frac{\alpha_{кор} F_{кор} + \alpha_{шахм} F_{шахм}}{F_{кор} + F_{шахм}} = \frac{75{,}1 \cdot 10^{-3} \cdot 1000 + 100{,}3 \cdot 10^{-3} \cdot 1500}{1000 + 1500} = 90{,}2 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/м}^2.$$

Пример 6.13. Как изменится коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_л$ при увеличении температуры продуктов сгорания от 500 до 800° С? Принять температуру загрязненной стенки $t_з = 400$° С; коэффициент излучения газовой среды $\varepsilon = 0{,}15$; топливо — беззольное (природный газ).

Решение. 1. Определяем отношение температур $\dfrac{1-(T_з/T)^n}{1-T_з/T}$ в исходном варианте — при температуре газов 500° С.

Для беззольного топлива $n = 3{,}6$; при заданных исходных величинах отношение температур

$$\left[1 - \left(\frac{400+273}{500+273}\right)^{3{,}6}\right] \Big/ \left[1 - \frac{400+273}{500+273}\right] = 3{,}035.$$

2. Коэффициент теплоотдачи излучением от продуктов сгорания к стенке в исходном варианте по (6.12)

$$\alpha_{л\,1} = 5{,}13 \cdot 10^{-11} \cdot 0{,}15 \cdot (500+273)^3 \cdot 3{,}035 = 10{,}8 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

3. Находим отношение температур для второго варианта — при температуре продуктов сгорания 800° С:

$$\left[1 - \left(\frac{400+273}{800+273}\right)^{3{,}6}\right] \Big/ \left[1 - \frac{400+273}{800+273}\right] = 2{,}182.$$

4. Коэффициент теплоотдачи излучением при $\vartheta = 800$° С

$$\alpha_{л\,2} = 298 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Таким образом, повышение температуры продуктов сгорания с 500 до 800° С при постоянстве температуры $t_з$ привело к существенному увеличению коэффициента теплоотдачи излучением.

Пример 6.14. Как изменится коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_л$ при увеличении поперечного шага труб в пучке s_1 с 70 до 96 мм? При решении задачи принять: $d=32$ мм; $s_2=48$ мм; $\vartheta=800$ °С; $t_з=400$ °С; $p=0{,}1$ МПа; $r_{H_2O}=0{,}12$; $r_п=0{,}300$; топливо — природный газ (беззольное).

Решение. 1. Определяем коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_л$ в исходном варианте (при значении $s_1=70$ мм).

Эффективная толщина излучающего слоя по (6.6)

$$s=0{,}9\cdot 0{,}032\left(\frac{4\cdot 70\cdot 48}{\pi\cdot 32^2}-1\right)=0{,}092 \text{ м}.$$

Коэффициент поглощения газовой средой $k_г$ [см. (4.14)]:

$$p_п s=0{,}1\cdot 0{,}300\cdot 0{,}092=0{,}0027 \text{ МПа}\cdot\text{м};$$

$$k_г=\left(\frac{0{,}78+1{,}6\cdot 0{,}12}{0{,}316\sqrt{0{,}0027}}-1\right)\left(1-0{,}37\,\frac{1073}{1000}\right)=34{,}78 \text{ 1/(МПа}\cdot\text{м)}.$$

Коэффициент излучения газовой среды в межтрубном объеме по (4.17) и (4.11)

$$kps=34{,}78\cdot 0{,}300\cdot 0{,}1\cdot 0{,}09=0{,}096;\quad \varepsilon=1-e^{-0{,}096}=0{,}0915.$$

Значение $\alpha_л$ в исходном варианте по (6.12)

$$\alpha_л=5{,}13\cdot 10^{-11}\cdot 0{,}0915\cdot(800+273)^3\times$$

$$\times\frac{1-\left(\frac{400+273}{800+273}\right)^{3{,}6}}{1-\frac{400+273}{800+273}}=12{,}6\cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

2. Определяем коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_л$ при увеличении поперечного шага s_1 до 96 мм.

Эффективная толщина излучающего слоя (по 6.6)

$$s=0{,}136 \text{ м}.$$

Коэффициент поглощения газовой средой:

$$p_п s=0{,}00409 \text{ МПа}\cdot\text{м};$$

$$k_г=28{,}40 \text{ 1/(МПа}\cdot\text{м)}.$$

Коэффициент излучения газовой среды в межтрубном объеме:

$$kps=0{,}116;\quad \varepsilon=1-e^{-0{,}116}=0{,}110.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением по (6.12)

$$\alpha_{л2} = 15{,}2 \cdot 10^{-3} \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Таким образом, увеличение поперечного шага труб приводит к росту $\alpha_л$ в данном случае в 1,206 раза.

Пример 6.15. Установить степень влияния газового объема перед поверхностью нагрева либо внутри ее на коэффициент теплоотдачи излучением при сжигании каменного угля. Поверхность установлена в верхней части конвективной шахты. При решении задачи принять: температуру продуктов сгорания на входе в поверхность нагрева 900° С; среднюю температуру газов 850° С; температуру загрязненной стенки 550° С; $r_{H_2O} = 0{,}080$; $r_п = 0{,}246$; безразмерную концентрацию золовых частиц $\mu_{зл} = 0{,}019$; тип мельниц — среднеходные; поверхность нагрева состоит из двух пакетов каждый высотой 1000 мм. Рассмотреть три варианта выполнения газовых объемов: а) глубина объема перед поверхностью нагрева 800 мм; б) то же 1600 мм; в) глубина объема перед поверхностью 1600 мм, внутри поверхности нагрева (между пакетами) 1200 мм. Эффективная толщина излучения межтрубного объема $s = 0{,}125$ м; $p = 0{,}1$ МПа.

Решение. 1. Определяем коэффициенты поглощения лучей трехатомными газами и золовыми частицами:

$$p_п s = 0{,}1 \cdot 0{,}246 \cdot 0{,}125 = 0{,}00307 \text{ МПа} \cdot \text{м};$$

$$k_г = \left(\frac{0{,}78 + 1{,}6 \cdot 0{,}08}{0{,}316\sqrt{0{,}00307}} - 1\right)\left(1 - 0{,}37\,\frac{1123}{1000}\right) = 29{,}70 \text{ 1}/(\text{МПа} \cdot \text{м});$$

$$K_{зл} = \frac{43\,000 \cdot 1{,}3}{\sqrt[3]{1123^2 \cdot 16^2}} = 81{,}49 \text{ 1}/(\text{МПа} \cdot \text{м}).$$

2. Коэффициент излучения межтрубного объема в пакете поверхности по (4.17) и (4.11):

$$kps = (29{,}70 \cdot 0{,}246 + 81{,}49 \cdot 0{,}019)0{,}1 \cdot 0{,}125 = 0{,}111;$$

$$\varepsilon = 1 - e^{-0{,}111} = 0{,}105.$$

3. Коэффициент теплоотдачи излучением в пакете без учета излучения газового объема

$$\alpha_л = 5{,}13 \cdot 10^{-11} \cdot 0{,}105(850 + 273)^3 \times$$

$$\times \frac{1 - \left(\dfrac{550 + 273}{850 + 273}\right)^4}{1 - \dfrac{550 + 273}{850 + 273}} = 20{,}3 \cdot 10^{-3} \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

4. Уточненный коэффициент теплоотдачи излучением с поправкой на излучение газового объема по (6.14):

газовый объем перед поверхностью $l_0 = 800$ мм

$$\alpha'_л = 20{,}3 \cdot 10^{-3} \left[1 + 0{,}4 \left(\frac{900 + 273}{1000} \right)^{0{,}25} \left(\frac{800}{2000} \right)^{0{,}07} \right] =$$
$$= 28{,}2 \cdot 10^{-3} \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

газовый объем перед поверхностью с $l_0 = 1600$ мм

$$\alpha'_л = 28{,}6 \cdot 10^{-3} \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

газовый объем перед поверхностью и между пакетами $l_0 = 1200 + 1600 = 2800$ мм

$$\alpha'_л = 28{,}95 \cdot 10^{-3} \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Пример 6.16. Как изменится теплоотдача от стенки к рабочей среде α_2 в зависимости от назначения поверхности нагрева: экономайзер, переходная зона, пароперегреватель — при сопоставимых условиях (одинаковые расходы, сечения для прохода внутренней среды, внутренние диаметры труб). При решении задачи принять: расход среды 272,22 кг/с; давление 29,43 МПа; количество труб 716 шт.; их внутренний диаметр 0,020 м. Принять температуру среды в экономайзере 300° С, в переходной зоне 390° С, в пароперегревателе 500° С, тепловой поток в переходной зоне 50 кВт/м^2.

Решение. 1. Сечение для прохода внутренней среды по (6.2)

$$f = 0{,}785 \cdot 0{,}02^2 \cdot 716 = 0{,}225 \text{ м}^2.$$

2. Массовая скорость среды

$$\rho w = D / f = 272{,}22 / 0{,}225 = 1210 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

3. Коэффициент теплоотдачи α_2 в экономайзере.

При $p = 29{,}43$ МПа и $t = 300°$ С удельная плотность воды $v = 1{,}333 \cdot 10^{-3}$ м^3/кг и скорость воды $w_в = \rho w v = 1210 \cdot 1{,}333 \times \times 10^{-3} = 1{,}61$ м/с.

Физические параметры воды по табл. П10—П12 приложения:

$$\lambda = 59{,}08 \cdot 10^{-5} \text{ кВт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \quad \text{Pr} = 0{,}82;$$

по П11 определяем кинематическую вязкость воды:

$$\nu = 0{,}127 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

По (6.15) определяем α_2. При течении внутри трубы значения C_t, C_d и C_l принимаются равными единице, тогда

$$\alpha_2 = 0{,}023 \frac{59{,}08 \cdot 10^{-5}}{0{,}02} \left(\frac{1{,}613 \cdot 0{,}02}{0{,}127 \cdot 10^{-6}} \right)^{0{,}8} \cdot 0{,}82^{0{,}4} = 13{,}19 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

4. То же для поверхности переходной зоны. По рис. П6 приложения при массовой скорости среды 1210 кг/(м^2·с) и $d_{вн}=0{,}02$ м $\alpha_н=10{,}41$ кВт/(м^2·К).

При $p=29{,}43$ МПа и $t=390$ С энтальпия рабочей среды $h=1974{,}5$ кДж/кг, при этом поправочный коэффициент $A=1{,}5$:

$$\alpha_2=\alpha_н A=10{,}41\cdot 1{,}5=15{,}61 \text{ кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

5. То же для поверхности пароперегревателя. При $p=29{,}43$ МПа и $t=500$ С удельный объем пара $v=0{,}008922$ м^3/кг, при этом скорость пара $w_п=1210\cdot 0{,}008922=10{,}80$ м/с.

Физические параметры пара. Из табл. П10, П11 и П12 приложения определяем: $\lambda=11{,}40\cdot 10^{-5}$ кВт/(м^2·К); Pr$=1{,}23$; $\nu=0{,}297\cdot 10^{-6}$ м^2/с.

Коэффициент теплоотдачи α_2 по (6.15)

$$\alpha_2=0{,}023\,\frac{11{,}40\cdot 10^{-5}}{0{,}02}\left(\frac{10{,}795\cdot 0{,}02}{0{,}297\cdot 10^{-6}}\right)^{0{,}8}\cdot 1{,}23^{0{,}4}=6{,}97 \text{ кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Таким образом, при одной и той же массовой скорости рабочей среды наименьшая линейная скорость имеет место при течении воды в экономайзере, поскольку вода обладает малым удельным объемом, а в пароперегревателе скорость пара наибольшая.

В то же время коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочей среде α_2 в пароперегревателе оказался самым низким, поскольку он зависит не столько от скорости среды, сколько от ее физических параметров (прежде всего плотности или удельного объема). Самое высокое значение α_2 — в переходной зоне, где сохраняется повышенный турбулентный массообмен при высокой плотности среды (зона фазового перехода).

Пример 6.17. Определить, насколько изменится коэффициент теплоотдачи при увеличении внутреннего диаметра трубы от 20 до 52 мм.

Решение. Преобразуем зависимость (6.15) в виде функции $\alpha_2=f(d_{вн})$:

$$\alpha_2=A d_{вн}^{-1} d_{вн}^{0,8}=A d_{вн}^{0,2}.$$

Отсюда следует, что изменение коэффициента α_2 от соотношения диаметров труб выразится следующим образом:

$$\alpha_2=\alpha_{20}\left(d_{вн\,0}/d_{вн}\right)^{-0,2},$$

где α_{20} и $d_{вн\,0}$ — исходные значения коэффициента теплоотдачи α_2 и внутреннего диаметра трубы $d_{вн}$.

В данном случае коэффициент теплоотдачи при переходе от труб внутренним диаметром 20 к диаметру 52 мм снизится в соотношении

$$\alpha_{2(52)} = \alpha_{2(20)}(20/52)^{0,2} = 0,826\alpha_{2(20)}.$$

Пример 6.18. Для обеспечения надежности работы труб ступени промежуточного перегревателя, выполненного из труб наружным диаметром 50 мм и толщиной стенки 4 мм, необходимо увеличить коэффициент теплоотдачи с $650 \cdot 10^{-3}$ до $850 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$К). Обеспечит ли необходимые условия переход на трубы наружным диаметром 42 мм при сохранении той же толщины стенки и конструкции пароперегревателя?

Решение. Путем преобразования (6.15) при сохранении физических параметров получим следующую зависимость:

$$\alpha_2 = \alpha_{20}(d/d_0)^{-0,2}(w/w_0)^{0,8}. \qquad (а)$$

Так как скорость пара при постоянном массовом расходе обратно пропорциональна живому сечению для его прохода, получаем следующее соотношение:

$$w = w_0(d_0/d)^2. \qquad (б)$$

Подставив значение w в зависимость (а), получим взаимосвязь коэффициентов теплоотдачи:

$$\alpha_2 = \alpha_{20}(d/d_0)^{-0,2}(d_0/d)^{1,6} = \alpha_{20}(d_0/d)^{1,8}. \qquad (в)$$

При исходном значении $\alpha_{20} = 650 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$К) новое значение α_2 при установке труб ∅42 мм соответствует

$$\alpha_2 = 0,650 \cdot (42/34)^{1,8} = 0,951 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Переход на трубы меньшего диаметра является эффективным средством увеличения коэффициента теплоотдачи α_2 и связанного с этим улучшения температурного режима труб перегревателя, однако при этом возрастает гидравлическое сопротивление трубного пакета.

ЗАДАЧИ

Задача 6.7. Как изменится коэффициент теплоотдачи конвекцией $\alpha_к$ при увеличении количества труб по ходу газов с 4 до 15 шт. Принять: $w_г = 10$ м/с; $d = 32$ мм; $s_1 = 120$ мм; $s_2 = 50$ мм; $\vartheta = 900$ °С; парциальное давление водяных паров $r_{H_2O} = 0,100$; расположение труб — коридорное.

Задача 6.8. Определить, как меняется коэффициент теплоотдачи $\alpha_к$ для пучков труб с шахматным расположением при изменении поперечного шага s_1 со 120 до 138 мм и при изменении продольного шага с 50 до 70 мм. Принять $z_2 = 10$ (остальные данные по задаче 6.7).

Задача 6.9. Как повлияет на коэффициент теплоотдачи $\alpha_к$ при коридорном расположении труб в пучке замена сжигания в котле природного газа на мазут? При решении задачи принять $w_г = 25$ м/с; $\sigma_1 = 3,3$; $\sigma_2 = 1,5$; $d = 42$ мм; $z_2 = 10$; $\vartheta = 800$ °С. Природный газ — топливо № 6 (табл. П2 приложения);

$\varepsilon_1 = 1{,}05$; мазут — топливо № 19 (табл. П1 приложения), избыток в газоходе $\alpha_г = 1{,}03$.

Задача 6.10. Сопоставить значения коэффициента теплоотдачи конвекцией $\alpha_к$ для труб коридорного пучка при атмосферном давлении и увеличении давления в газоходе до $p = 0{,}5$ МПа и сохранении постоянной скорости продуктов сгорания.

Задача 6.11. Определить коэффициент теплоотдачи конвекцией $\alpha_к$ при наружных диаметрах труб $d_1 = 38$ мм и $d_2 = 32$ мм. При решении задачи принять: $9 = 900$ °С; $r_{H_2O} = 0{,}100$; $w_г = 10$ м/с; $\sigma_1 = 3{,}0$; $\sigma_2 = 1{,}5$; $z_2 = 10$. пучки с коридорным и шахматным расположением труб.

Задача 6.12. Поверхность нагрева конвективного пароперегревателя с коридорным расположением труб имеет фестонированную часть. Определить средний коэффициент теплоотдачи конвекцией $\alpha_к$, если известно, что поверхность нагрева фестонированной части 449 м^2 при полной поверхности нагрева 898 м^2, сечение для прохода газов в фестонированной части $F_{г.ф} = 83{,}3$ м^2, шаги труб в этой части $s_1 = 276$ мм и $s_2 = 55$ мм, в нефестонированной части $F_г = 71{,}4$ м^2, $s_1 = 138$ мм, $s_2 = 55$ мм.

Трубы имеют диаметр 36 мм, z_2 в фестонированной части равно 12, в нефестонированной 6. Принять: в обеих частях среднюю температуру газов $9 = 1100$ °С; $V_г = 8{,}85$ м^3/кг; $B_р = 22{,}0$ кг/с; $r_{H_2O} = 0{,}08$.

Задача 6.13. Как изменится коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_л$ при увеличении температуры продуктов сгорания каменного угля с 600 до 800 °С? Принять: коэффициент излучения объема $\varepsilon = 0{,}15$, температуру загрязненной стенки $t_1 = 450$ °С.

Задача 6.14. Определить коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_л$ при увеличении продольного шага s_2 от 48 до 64 мм. При решении задачи принять: $d = 32$ мм; $s_1 = 138$ мм; $9 = 900$ °С; $t_1 = 400$ °С; $r_{H_2O} = 0{,}08$; $r_п = 0{,}226$; топливо — каменный уголь: безразмерная концентрация золы в продуктах сгорания $\mu_{зл} = 0{,}019$; тип мельницы — среднеходные, давление в топке $p = 0{,}1$ МПа.

Задача 6.15. Как изменится коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_л$ при изменении безразмерной концентрации золы в газовом потоке от 0,010 до 0,020 кг/кг? (Остальные условия по задаче 6.14.)

Задача 6.16. Сравнить коэффициенты теплоотдачи α_2 в экономайзере и в экранах котла докритического давления ($p = 14{,}715$ МПа) при одинаковой массовой скорости рабочей среды 1000 кг/(м^2·с) и температурах соответственно 250 °С и $t_{нас}$. Принять внутренний диаметр труб 20 мм. Зависит ли α_2 в экранах, в трубах которых протекает кипящая вода, от массовой скорости?

Задача 6.17. Как изменится коэффициент теплоотдачи α_2 при повышении температуры среды с 200 до 300 °С при $p = 14.715$ МПа, $\rho w = 900$ кг/(м^2·с) и $d_{вн} = 24$ мм? Проанализировать изменение теплофизических свойств рабочей среды при повышении температуры и выявить влияние температуры среды на коэффициент теплоотдачи α_2.

Задача 6.18. Как изменится значение α_2 при повышении скорости пара с 10 до 30 м/с и одинаковых других параметрах? Установить дополнительное влияние на изменение α_2 перехода на другой внутренний диаметр труб — с 34 до 20 мм.

6.3. РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ЗМЕЕВИКОВЫХ КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА

Уравнение конвективного теплообмена

$$Q_т = k\,\Delta t F / B_р, \qquad (6.17)$$

где $Q_т$ — удельное тепловосприятие поверхности нагрева, кДж/кг (кДж/м^3); k — коэффициент теплопередачи, кВт/(м^2·К); Δt — температурный напор, °С; F — расчетная поверхность нагрева, м^2.

Коэффициенты теплопередачи для поверхностей пароперегревателей и промежуточных перегревателей, переходных зон и экономайзеров определяются по формулам, приведенным в табл. 6.2.

Таблица 6.2

Расчетная формула	Вид поверхности нагрева и топливо
$k=\dfrac{\alpha_1}{1+\left(\varepsilon_з+\dfrac{1}{\alpha_2}\right)\alpha_1}$	Шахматные пучки при сжигании твердых топлив
$k=\dfrac{\psi\alpha_1}{1+\alpha_1/\alpha_2}$	Коридорные пучки при сжигании всех видов топлив и шахматные пучки при сжигании газа и мазута
$k=\dfrac{\alpha_1}{1+\left(1+\dfrac{Q_л}{Q}\right)\left(\varepsilon_з+\dfrac{1}{\alpha_2}\right)\alpha_1}$	Шахматные пучки при сжигании твердых топлив с учетом получения теплоты излучения из топки (фестон, котельный пучок на выходе из топки)
$k=\dfrac{\psi\alpha_1}{\left(1+\dfrac{Q_л}{Q}\right)\left(1+\dfrac{\alpha_1}{\alpha_2}\right)-\psi\dfrac{Q_л}{Q}}$	Коридорные пучки при сжигании всех видов топлив и шахматные пучки при сжигании газа и мазута с учетом получения теплоты излучения из топки (ширмы пароперегревателя, фестон)
$k=\dfrac{\alpha_1}{1+\varepsilon_з\alpha_1}$	Шахматные пучки экономайзера при сжигании твердых топлив
$k=\alpha_1\psi$	Коридорные пучки экономайзера при сжигании всех видов топлив и шахматные пучки экономайзера при сжигании газа и мазута

Примечание. В расчетных формулах использованы следующие величины: α_1 — коэффициент теплоотдачи с газовой стороны, кВт/(м^2·К); α_2 — то же со стороны рабочей среды, кВт/(м^2·К); $\varepsilon_з$ — коэффициент загрязнения поверхности, м^2·К/кВт; ψ — коэффициент тепловой эффективности; $(1+Q_л/Q)$ — множитель, учитывающий дополнительное тепловое излучение из топки, воспринятое поверхностью.

При смешанном поперечно-продольном омывании пучков труб коэффициенты теплопередачи определяются раздельно для поперечно и продольно омываемых участков с учетом скоростей продуктов сгорания в каждом из участков. Полученные коэффициенты теплопередачи в каждой части поверхности затем усредняются по формуле

$$k = \frac{k_{поп} F_{поп} + k_{пр} F_{пр}}{F_{поп} + F_{пр}}. \qquad (6.18а)$$

Подробно этот вопрос рассмотрен в гл. 8 в примерах расчетов радиационно-конвективных поверхностей нагрева.

Для мембранных поверхностей нагрева в соответствии с рекомендациями научно-производственного объединения «Центральный котлотурбинный институт» (НПО ЦКТИ) расчет мембранного экономайзера проводится следующим образом.

Средневзвешенный коэффициент теплопередачи определяется по формуле

$$k_{ср} = (k_м F_м + k_{гл} F_{гл})/(F_м + F_{гл}), \qquad (6.18б)$$

где $k_м$ и $k_{гл}$ — коэффициент теплопередачи мембранных и гладкотрубных участков, кВт/(м^2 · К); $F_м$ и $F_{гл}$ — расчетные поверхности нагрева этих участков, м^2; под $F_м$ понимается суммарная поверхность ребер и гладких труб в оребренной (мембранной) части.

Коэффициент теплопередачи для мембранного участка:

при шахматном расположении труб

$$k_м = \frac{\alpha_{1\,пр}}{1 + \left(\varepsilon_э + \frac{1}{\alpha_2}\frac{F_м}{F_{вн}}\right)\alpha_{1\,пр}}; \qquad (6.19а)$$

при коридорном расположении труб

$$k_м = \frac{\psi\,\alpha_{1\,пр}}{1 + \frac{\alpha_{1\,пр}}{\alpha_2}\frac{F_м}{F_{вн}}}, \qquad (6.19б)$$

где $F_м/F_{вн}$ — отношение поверхности нагрева мембранного участка к внутренней поверхности труб этого участка; $\alpha_{1\,пр}$ — приведенный коэффициент теплоотдачи конвекцией и межтрубным излучением на мембранном участке, кВт/(м^2 · К).

Если мембранная поверхность нагрева дополнительно получает теплоту излучением из топки, то (6.19а) и (6.19б) имеют вид

$$k_м = \frac{\alpha_{1\,пр}}{1 + \left(1 + \frac{Q_л}{Q}\right)\left(\varepsilon_э + \frac{1}{\alpha_2}\frac{F_м}{F_{вн}}\right)\alpha_{1\,пр}}; \qquad (6.19в)$$

$$k_{м}=\frac{\alpha_{1\,пр}}{1+\left(1+\frac{Q_{л}}{Q}\right)\left(1+\frac{\alpha_{1\,пр}}{\alpha_{2}}\frac{F_{м}}{F_{вн}}\right)-\psi Q_{л}/Q}. \qquad (6.19г)$$

Приведенный коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке

$$\alpha_{1\,пр}=F_{тр}/F_{м}\left(\psi_{тр}\alpha_{к}+\alpha_{л}\right)+F_{рб}/F_{м}\left(\psi_{рб}\alpha_{к}+\alpha_{л}\right), \qquad (6.20)$$

где $\psi_{тр}=\alpha_{тр}/\alpha_{к}$ — отношение коэффициента теплоотдачи по трубе к среднему его значению в пучке; $\psi_{тр}=0{,}03\sigma_{1}+1{,}02$ — для коридорных пучков и $\psi_{тр}=0{,}033\left(\sigma_{1}\sigma_{2}^{0,5}\right)^{0,8}+0{,}98$ — для шахматных пучков; $\psi_{рб}=\alpha_{рб}/\alpha_{к}$ — отношение коэффициента теплоотдачи по ребру к среднему значению в пучке; для коридорных и шахматных пучков

$$\psi_{рб}=\frac{(\pi d-2b)(1-\psi_{тр})}{4h}+1;$$

b — средняя толщина ребра, м; h — расчетная высота ребра, равная половине ширины проставки между трубами, м.

Относительная поверхность ребер определяется либо после определения $F_{рб}$ и $F_{м}$, либо приближенно через отношение

$$F_{рб}/F_{м}=h/\left[\pi d l_{зм}/(2 l_{рб} n_{рб})+h-b/2\right],$$

где $l_{зм}$ — длина змеевика в мембранной части, м; $l_{рб}$ — длина ребер в мембранной части, м; если расчет коэффициента теплопередачи проводится только для мембранной части, то $l_{зм}=l_{рб}$, если же расчет коэффициента теплопередачи упрощенный — для всей поверхности в целом, то $l_{зм}$ — суммарная длина змеевика с учетом гладкотрубной части.

Относительная поверхность труб

$$F_{тр}/F_{м}=1-F_{рб}/F_{м},$$

где $F_{тр}$ — поверхность гладких труб в мембранной части пучка, м.

Коэффициент эффективности ребра E находится в зависимости от параметра mh:

$$E=\frac{e^{mh}-e^{-mh}}{(e^{mh}+e^{-mh})\,mh};$$

$$m=\left[\frac{2\left(\psi_{рб}\alpha_{к}+\alpha_{л}\right)}{b\lambda_{рб}}\right]^{0,5},$$

где $\lambda_{рб}$ — коэффициент теплопроводности металла ребра, кВт/(м·К), определяется при температуре $t_{рб}=t+100$; t — средняя температура рабочей среды, °С.

При использовании (6.19) и ее модификаций коэффициенты $\varepsilon_{з}$ и ψ определяются так же, как и для гладкотрубных поверхностей нагрева, в то же время коэффициенты теплоот-

дачи конвекцией $\alpha_к$ и излучением $\alpha_л$ определяются по новым зависимостям, приведенным ниже.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией $\alpha_{к.ш}$ для шахматных мембранных пучков

$$\alpha_{к.ш}=C_z C_s \frac{\lambda}{d}\left(\frac{wd}{\nu}\right)^{0,7} \mathrm{Pr}^{0,33}. \qquad (6.21а)$$

Поправочные коэффициенты C_z и C_s имеют следующие значения: при $\sigma_1 < 3,0$ и $z_2 < 8$ $C_z = 1,0 - 0,0167(8 - z_2)$; при $\sigma_1 \geqslant 3,0$ и $z_2 < 8$ $C_z = 1,0 - 0,0083(8 - z_2)$; если $z_2 \geqslant 8$, то $C_z = 1,0$.

Поправочный коэффициент на геометрию пучка

$$C_s = 0,115\varphi^{-1,2} + 0,11,$$

где

$$\varphi = \frac{\sigma_1 - 1}{[\sigma_1^2 + (2\sigma_2)^2]^{0,5} - 2}.$$

При $\sigma_1 > 5,0$ для шахматных пучков коэффициент теплоотдачи определяется, как для коридорных пучков, но при этом принимают $\sigma_1 = \sigma_{1\,\text{шахм}} \cdot 0,5$; $\sigma_2 = 2\sigma_{2\,\text{шахм}}$, а скорость газов находят по условному сечению для коридорных пучков.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией $\alpha_{к.к}$ для коридорных мембранных пучков

$$\alpha_{к.к}=C_z C_s \frac{\lambda}{d}\left(\frac{wd}{\nu}\right)^{0,75} \mathrm{Pr}^{0,33} \qquad (6.21б)$$

где $C_z = 1,0 - 0,167(8 - z_2)$, если $z_2 < 8$; $C_z = 1,0$, если $z_2 \geqslant 8$;

$C_s = 0,063$ при $1,5 \leqslant \sigma_1 \leqslant 3,5$ и $1,45 \leqslant \sigma_2 \leqslant 3,5$;

$C_s = 0,058$ при $\sigma_1 > 3,5$ и $1,45 \leqslant \sigma_2 \leqslant 3,5$.

Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_л$ для мембранных поверхностей нагрева находится по тем же зависимостям, что и для гладкотрубных поверхностей (см. § 6.2). При этом эффективная толщина излучающего слоя

$$s = 0,9d\left(\frac{1,274\sigma_1\sigma_2 - 1}{1,274h/d + 1}\right). \qquad (6.22)$$

Средняя температура наружного слоя золовых отложений

$$t_з = t + \left(\varepsilon_з + \frac{1}{\alpha_2}\frac{F_м}{F_{вн}}\right)\frac{B_р}{F}(Q_к + Q_л). \qquad (6.23)$$

При определении коэффициентов теплопередачи k используется либо коэффициент загрязнения $\varepsilon_з$ (шахматные пучки при сжигании твердых топлив), либо коэффициент эффективности ψ (коридорные пучки при сжигании твердых топлив и во всех случаях при сжигании жидких и газообразных топлив).

Коэффициент загрязнения для шахматных пучков труб при сжигании твердых топлив $\varepsilon_з$, $м^2 \cdot К/кВт$, определяется по формуле

$$\varepsilon_з = C_d C_{фр} \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon, \qquad (6.24)$$

где C_d — поправка на диаметр труб, определяемая по рис. П7; $C_{фр}$ — поправка на фракционный состав золы, которая находится по зависимости $C_{фр} = 1 - 1{,}18 \lg(R_{30}/33{,}7)$; R_{30} — доля содержания в пылевидном топливе частиц размером более 30 мкм; при отсутствии данных о фракционном составе для углей и сланцев принимают $C_{фр} = 1$, для торфа $C_{фр} = 0{,}7$; ε_0 — исходный коэффициент загрязнения, $(м^2 \cdot К)/кВт$, зависящий от скорости продуктов сгорания и относительного шага труб, определяется по рис. П8; $\Delta\varepsilon$ — поправка к значению коэффициента загрязнения, $(м^2 \cdot К)/кВт$, принимается по табл. 6.3.

При расчете коридорных пучков коэффициент загрязнения $\varepsilon_з$ не используется (см. табл. 6.2).

Таблица 6.3

Поверхность нагрева	Поправка $\Delta\varepsilon$, $м^2 \cdot К/кВт$			
	Топлива, образующие сыпучие отложения (для АШ только при $Г_{ун} > 20\%$)	Антрацитовый штыб		Канско-ачинские бурые угли с очисткой, фрезторф — без очистки поверхности
		с очисткой дробью	без очистки дробью	
Первые ступени экономайзеров, одноступенчатые экономайзеры при $\vartheta' \leqslant 400°$ С	0	0	1,72	0
Вторые ступени экономайзеров, одноступенчатые экономайзеры при $\vartheta' > 400°$ С и переходные зоны прямоточных котлов	1,72	1,72	4,30	2,58
Шахматные пучки пароперегревателей в конвективной шахте	2,58	2,58	4,30	3,44

Примечание. При сжигании канско-ачинских бурых углей с использованием полуразомкнутой или разомкнутой схем пылеприготовления $\Delta\varepsilon$ уменьшают на 2,58 $м^2 \cdot К/кВт$.

Для коридорных пучков при сжигании твердых топлив коэффициенты эффективности ψ принимаются в соответствии с табл. 6.4а.

При сжигании мазута с избытками воздуха $\alpha_т > 1{,}03$ коэффициенты тепловой эффективности пароперегревателей и экономайзеров независимо от расположения труб принимаются по табл. 6.4б.

Таблица 6.4а

Сжигаемое топливо (твердое)	Очистка поверхности	Коэффициент ψ
АШ и тощие угли	Имеется	0,60
Каменные, бурые угли (кроме канско-ачинских), промпродукты каменных углей	»	0,65
Подмосковный бурый уголь	Не требуется	0,70
Бурые угли канско-ачинского месторождения, фрезторф	»	0,60*
Сланцы (северо-западные, кашпирские)	»	0,50

Примечание. При сжигании канско-ачинского бурого угля в котлах с использованием полуразомкнутой или разомкнутой схем пылеприготовления коэффициент эффективности $\psi = 0{,}65$.

Таблица 6.4б

Поверхность нагрева	Скорость газов w, м/с	Коэффициент тепловой эффективности ψ
Первая и вторая ступени экономайзера и переходная зона при очистке дробью	4—12	0,70—0,65
	12—20	0,65—0,60
Перегреватели, расположенные в конвективной шахте, при очистке дробью, а также коридорные пучки в горизонтальном газоходе без очистки, включая котельные пучки и фестон	4—12	0,65—0,60
	12—20	0,60

Примечание. Большее значение ψ соответствует меньшей скорости газов.

При сжигании мазута с избытками воздуха $\alpha_т \leqslant 1{,}03$ и наличии очистки коэффициент эффективности принимают на 0,05 больше указанных в табл. 6.4б.

При сжигании газа коэффициенты эффективности всех поверхностей нагрева при $\vartheta' \leqslant 400°$ С принимаются $\psi = 0{,}90$, а при $\vartheta' > 400°$ С $\psi = 0{,}85$.

При сжигании смеси топлив коэффициенты загрязнения принимаются по более загрязняющему топливу.

ПРИМЕРЫ

Пример 6.19. Определить коэффициент теплопередачи в конвективном пароперегревателе с коридорным расположением

труб. При проведении расчетов принять: $\alpha_к = 80 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$К); $\alpha_л = 25 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$К); $\alpha_2 = 5$ кВт/(м$^2 \cdot$К); топливо — каменные угли (имеется паровая обдувка поверхности).

Решение. 1. Коэффициент тепловой эффективности в соответствии с табл. 6.4а для каменных углей $\psi = 0{,}65$.

2. Коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке трубы по (6.9):

$$\alpha_1 = (80 \cdot 10^{-3} + 25 \cdot 10^{-3}) \cdot 1{,}0 = 105 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент использования для равномерно омываемой поверхности принят $\xi = 1{,}0$.

3. Коэффициент теплопередачи по табл. 6.2:

$$k = \frac{0{,}65 \cdot 105 \cdot 10^{-3}}{1 + 105 \cdot 10^{-3}/5} = 66{,}8 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Пример 6.20. Определить коэффициент теплопередачи в экономайзере с шахматным расположением труб при сжигании каменных углей, дающих сыпучие отложения.

Принять: наружный диаметр труб ∅32 мм; продольный шаг труб 50 мм; скорость газов 10 м/с; коэффициент теплоотдачи конвекцией $\alpha_к = 95 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$К), излучением — $\alpha_л = 15 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$К), температуру продуктов сгорания на входе 500° С.

Решение. 1. Определяем коэффициент загрязнения. По формуле 6.24 и рис. П7 и П8 получаем: $C_d = 0{,}8$; $C_{фр} = 1{,}0$; $\varepsilon_0 = 2{,}4$ м$^2 \cdot$К/кВт; $\Delta\varepsilon = 1{,}72$ м$^2 \cdot$К/кВт (см. табл. 6.3). В итоге коэффициент загрязнения $\varepsilon_з = 0{,}8 \cdot 1{,}0 \cdot 2 \cdot 4 + 1{,}72 = 3{,}64$ м$^2 \cdot$К/кВт.

2. Коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке трубы составляет

$$\alpha_1 = (95 \cdot 10^{-3} + 15 \cdot 10^{-3}) 1{,}0 = 110 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

3. Коэффициент теплопередачи в экономайзере

$$k = \frac{110 \cdot 10^{-3}}{1 + 3{,}64 \cdot 110 \cdot 10^{-3}} = 76{,}4 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Пример 6.21. Как изменится коэффициент теплопередачи в ступени конвективного пароперегревателя, если учесть дополнительно тепловое излучение из топки после ширмовой ступени пароперегревателя? При проведении расчетов принять: скорость продуктов сгорания 14,9 м/с; сжигаемое топливо — мазут, коэффициенты теплоотдачи $\alpha_к = 89{,}55 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$К); $\alpha_л = 47{,}2 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$К); $\alpha_2 = 6{,}78$ кВт/(м$^2 \cdot$К). Тепловосприятие поверхности $Q_л = 239$ кДж/кг; $Q_к = 2659$ кДж/кг.

Решение. 1. Коэффициент тепловой эффективности для конвективного пароперегревателя по табл. 6.4б $\psi = 0{,}6$. 2. Коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке по (6.9)

$$\alpha_1 = 1{,}0(89{,}55 \cdot 10^{-3} + 47{,}2 \cdot 10^{-3}) = 136{,}75 \cdot 10^{-3} \ \text{кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

3. Коэффициент теплопередачи (табл. 6.2) в исходном варианте (без учета теплового излучения из топки)

$$k = \frac{0{,}60 \cdot 136{,}75 \cdot 10^{-3}}{1 + 136{,}75 \cdot 10^{-3}/6{,}78} = 80{,}4 \cdot 10^{-3} \ \text{кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

4. Коэффициент теплоотдачи в варианте с получением пароперегревателем лучистой теплоты из топки

$$k = \frac{0{,}60 \cdot 136{,}75 \cdot 10^{-3}}{\left(1 + \frac{239}{2659}\right)\left(1 + \frac{136{,}75 \cdot 10^{-3}}{6{,}78}\right) - 0{,}60\,\frac{239}{2659}} = 77{,}6 \cdot 10^{-3} \ \text{кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Таким образом, переизлучение теплоты из топки привело к уменьшению расчетного коэффициента теплопередачи в поверхности в данном примере на 3,5% в связи с увеличением наружной температуры загрязнения $t_з$ и некоторым снижением межтрубного излучения, однако доля теплового излучения из топки составляет около 9% – $Q_к$ и в целом тепловосприятие поверхности возрастает.

Пример 6.22. Как изменится коэффициент теплопередачи пароперегревателя в зависимости от изменения коэффициента теплоотдачи от стенки к пару в пределах с $\alpha_2 = 4$ до 8 кВт/(м^2·К)?

Изменится ли характер влияния α_2 на коэффициент теплопередачи применительно к промежуточному пароперегревателю, в котором величина α_2 значительно меньше (принять $\alpha_2 = 0{,}5$ кВт/(м^2·К) и $\alpha_2 = 1{,}0$ кВт/(м^2·К))?

При решении задачи принять: $\alpha_к = 90 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2·К); $\alpha_л = 40 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2·К) в первичном пароперегревателе и $\alpha_к = 100 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2·К); $\alpha_л = 25 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2·К) в промежуточном пароперегревателе; $\psi = 0{,}6$ в обоих вариантах.

Решение. 1. Определяем коэффициенты теплопередачи в пароперегревателе высокого давления:

коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке

$$\alpha_1 = (90 \cdot 10^{-3} + 40 \cdot 10^{-3})\,1{,}0 = 130 \cdot 10^{-3} \ \text{кВт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

коэффициент теплопередачи при $\alpha_2 = 4{,}0$ кВт/(м^2·К)

$$k_1 = \frac{0{,}6 \cdot 130 \cdot 10^{-3}}{1 + \frac{130 \cdot 10^{-3}}{4{,}0}} = 75{,}59 \cdot 10^{-3} \ \text{кВт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

коэффициент теплопередачи при $\alpha_2 = 8{,}0$ кВт/(м^2·К)

$$k_2 = \frac{0{,}6 \cdot 130 \cdot 10^{-3}}{1 + 130 \cdot 10^{-3}/8{,}0} = 76{,}75 \ \text{кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

2. Определяем коэффициенты теплопередачи в промежуточном пароперегревателе:

коэффициент $\alpha_1 = (100 \cdot 10^{-3} + 25 \cdot 10^{-3})\,1{,}0 = 125{,}0 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2·К);

при $\alpha_2 = 0{,}5$ кВт/(м^2·К)

$$k_{\text{пр}_1} = \frac{0{,}6 \cdot 125 \cdot 10^{-3}}{1 + 125 \cdot 10^{-3}/0{,}5} = 60 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

при $\alpha_2 = 1{,}0$ кВт/(м^2·К)

$$k_{\text{пр}_2} = \frac{0{,}6 \cdot 125 : 10^{-3}}{1 + 125 \cdot 10^{-3}/1{,}0} = 66{,}7 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Таким образом, увеличение коэффициента теплоотдачи от стенки к пару α_2 в пароперегревателе высокого давления, в котором значения α_2 относительно велики, практически не влияет на изменение коэффициента теплопередачи. В то же время в промежуточном пароперегревателе увеличение α_2 заметно повышает коэффициент теплопередачи поверхности.

Пример 6.23. В связи с использованием средств очистки загрязнение конвективного пароперегревателя с шахматным расположением труб уменьшилось. Определить, как влияет это на коэффициент теплопередачи, а также на коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке излучением $\alpha_л$. При решении задачи принять: температуру среды $t = 450^\circ$ С; коэффициент излучения $\varepsilon_2 = 0{,}135$; воспринятый тепловой поток $q_в = 44{,}1$ кВт/м^2; температуру продуктов сгорания 1018° С; сжигаемое топливо — антрацитовый штыб: скорость продуктов сгорания 10 м/с; диаметр труб 42 мм; продольный шаг 65 мм; коэффициент теплоотдачи от стенки к пару $\alpha_2 = 6{,}78$ кВт/(м^2·К); коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке трубы конвекцией $\alpha_к = 89{,}5 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2·К).

Решение. 1. Определяем коэффициент загрязнения пароперегревателя в исходном варианте. В соответствии с рис. П7, П8 и табл. 6.3:

$$C_d = 1{,}13; \quad C_{\text{фр}} = 1{,}0; \quad \varepsilon_0 = 2{,}32 \text{ м}^2 \cdot \text{К/кВт}; \quad \Delta\varepsilon = 4{,}3 \text{ м}^2 \cdot \text{К/кВт}.$$

По (6.24) получаем

$$\varepsilon_з = 1{,}13 \cdot 1{,}0 \cdot 2{,}32 + 4{,}3 = 6{,}922 \text{ м}^2 \cdot \text{К/кВт}.$$

2. Температура загрязненной стенки в исходном варианте (по 6.13)

$$t_з = 450 + \left(6{,}922 + \frac{1}{6{,}78}\right) \cdot 44{,}1 = 762^\circ \text{ С} \quad (1035 \text{ К}).$$

3. Коэффициент теплоотдачи излучением от продуктов сгорания к стенке по (6.12)

$$\alpha_л = 5{,}13 \cdot 10^{-11} \cdot 0{,}135 \cdot 1291^3 \frac{1 - \left(\frac{1035}{1291}\right)^4}{1 - \left(\frac{1035}{1291}\right)} = 44{,}2 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

4. Коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке трубы

$$\alpha_1 = (89{,}5 \cdot 10^{-3} + 44{,}2 \cdot 10^{-3}) \cdot 1{,}0 = 133{,}7 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

5. Коэффициент теплопередачи в исходном варианте (без очистки поверхности)

$$k = \frac{133{,}7 \cdot 10^{-3}}{1 + \left(6{,}922 + \frac{1}{6{,}780}\right) \cdot 133{,}7 \cdot 10^{-3}} = 68{,}7 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

6. Температура загрязненной стенки трубы при наличии очистки поверхности: $\Delta\varepsilon = 1{,}72$ м$^2 \cdot$К/кВт (по табл. 6.3).

При этом $\varepsilon_з = 1{,}13 \cdot 1{,}0 \cdot 2{,}32 + 1{,}72 = 4{,}34$ м$^2 \cdot$К/кВт;

$$t_з = 450 + \left(4{,}34 + \frac{1}{6{,}78}\right) \cdot 44{,}1 = 648 \text{ С } (921 \text{ К}).$$

7. Коэффициент теплоотдачи излучением от продуктов сгорания к стенке

$$\alpha_л = 5{,}13 \cdot 10^{-11} \cdot 0{,}135 \cdot 1291^3 \frac{1 - \left(\frac{921}{1291}\right)^4}{1 - \frac{921}{1291}} = 38{,}5 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

8. Коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке трубы

$$\alpha_1 = (89{,}5 \cdot 10^{-3} + 38{,}5 \cdot 10^{-3}) \cdot 1{,}0 = 128{,}0 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

9. Коэффициент теплопередачи для регулярно очищаемой поверхности

$$k = \frac{128{,}0 \cdot 10^{-3}}{1 + \left(4{,}34 + \frac{1}{6{,}78}\right) 128 \cdot 10^{-3}} = 81{,}3 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Таким образом, организация очистки поверхности нагрева привела к увеличению коэффициента теплопередачи в данном случае в 1,183 раза. При этом снизилась температура наружных загрязнений и уменьшился расчетный коэффициент теплоотдачи излучением.

Пример 6.24. Содержание в летучей золе частиц размером более 30 мкм (R_{30}) изменяется от 55 (вариант 1) до 35% (вариант 2). Как изменится при этом коэффициент загрязнения $\varepsilon_з$, если трубный пучок имеет трубы диаметром 32 мм; $s_2 = 48$ мм; скорость газов $w_г = 10$ м/с и $\Delta\varepsilon = 0$?

Решение. 1. Определяем поправку на фракционный состав золы:

при $R_{30} = 55\%$

$$C_{фр} = 1 - 1{,}18 \lg \frac{55}{33{,}7} = 0{,}749;$$

при $R_{30}=35\%$

$$C_{\text{фр}}=1-1{,}18\lg\frac{35}{33{,}7}=0{,}981.$$

2. Коэффициент загрязнения для различных значений R_{30}: по рис. П7 при $d=32$ мм $C_d=0{,}8$; по рис. П8 при $w_1=10$ м/с и $s_2/d=48/32=1{,}5$ исходный коэффициент загрязнения $\varepsilon_0=2{,}235$ м$^2\cdot$К/кВт, тогда:

при $R_{30}=55\%$

$$\varepsilon_1=0{,}8\cdot0{,}749\cdot2{,}235+0=1{,}34\ \text{м}^2\cdot\text{К/кВт};$$

при $R_{30}=35\%$

$$\varepsilon_2=0{,}8\cdot0{,}981\cdot2{,}235+0=1{,}754\ \text{м}^2\cdot\text{К/кВт}.$$

Таким образом, при более мелкой летучей золе (при тонком размоле угля) коэффициент загрязнения труб увеличился в данном случае в 1,309 раза, однако при переходе на тонкий размол топлива обеспечивается более полное выгорание топлива.

Пример 6.25. Найти коэффициент теплопередачи для пароперегревателя, имеющего смешанное поперечное и продольное омывание газами поверхности. Как изменится расчетная поверхность нагрева, если принять, что вся поверхность пароперегревателя имеет поперечное омывание? При проведении расчетов принять коэффициенты: $\alpha_{\text{к}}^{\text{поп}}=80\cdot10^{-3}$ кВт/(м$^2\cdot$К); $\alpha_{\text{к}}^{\text{пр}}=25\cdot10^{-3}$ кВт/(м$^2\cdot$К); $\alpha_{\text{л}}=45\cdot10^{-3}$ кВт/(м$^2\cdot$К); $\alpha_2=5{,}0$ кВт/(м$^2\cdot$К); поверхности нагрева $F_{\text{поп}}=1500$ м^2; $F_{\text{пр}}=300$ м^2; коэффициенты тепловой эффективности и омывания $\psi=0{,}65$; $\xi=1{,}0$.

Решение. 1. Коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке при поперечном омывании

$$\alpha_1^{\text{поп}}=(80\cdot10^{-3}+25\cdot10^{-3})\cdot1{,}0=105\cdot10^{-3}\ \text{кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

2. Коэффициент теплопередачи при поперечном омывании (см. табл. 6.2)

$$k_{\text{поп}}=\frac{0{,}65\cdot105\cdot10^{-3}}{1+\dfrac{105\cdot10^{-3}}{5{,}0}}=66{,}8\cdot10^{-3}\ \text{кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

3. Коэффициент теплоотдачи при продольном омывании

$$\alpha_1^{\text{пр}}=(25{,}0\cdot10^{-3}+25\cdot10^{-3})\cdot1{,}0=50\cdot10^{-3}\ \text{кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

4. Коэффициент теплопередачи при продольном омывании

$$k_{\text{пр}}=\frac{0{,}65\cdot50\cdot10^{-3}}{1+50\cdot10^{-3}/5{,}0}=32{,}5\cdot10^{-3}\ \text{кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

5. Средний коэффициент теплопередачи для поверхности по (6.18б)

$$k_{ср}=\frac{66{,}8\cdot10^{-3}\cdot1500+32{,}5\cdot10^{-3}\cdot300}{1500+300}=61{,}1\cdot10^{-3}\ \text{кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

6. Определяем условную поверхность нагрева для полностью поперечного омывания. Для получения одинакового тепловосприятия в поверхностях со смешанным омыванием и чисто поперечным омыванием необходимо выдержать равенства

$$k_{поп}F_{усл}=k_{ср}(F_{поп}+F_{пр}),$$

откуда

$$F_{усл}=\frac{k_{ср}}{k_{поп}}(F_{поп}+F_{пр})=\frac{61{,}1\cdot10^{-3}}{66{,}8\cdot10^{-3}}(1500+300)=1646\ \text{м}^2.$$

В результате расчетная поверхность уменьшилась на 8,5%. Следует иметь в виду, что результат зависит от соотношения $\alpha_к^{поп}$, $\alpha_к^{пр}$ и $\alpha_л$. При больших значениях $\alpha_л$ это уменьшение будет менее значительным, что и дает возможность для полурадиационных поверхностей на выходе из топки идти на упрощение расчета.

Пример 6.26. Сопоставить коэффициенты теплопередачи ступени конвективного пароперегревателя при работе котла под разрежением, работе под наддувом, а также в высоконапорном котле. При решении задачи принять: давление в газоходе котла при работе под разрежением 0,1 МПа, под наддувом 0,103 МПа, в высоконапорном котле 1,0 МПа; скорость продуктов сгорания 10 м/с; наружный диаметр труб 32 мм; шаги труб: поперечный 138 мм, продольный 50 мм; расположение труб — коридорное; количество труб по глубине 20 шт.; температуру продуктов сгорания 800 °С; парциальное давление водяных паров $r_{H_2O}=0{,}191$; полное парциальное давление водяных паров и трехатомных газов $r_п=0{,}282$; топливо — природный газ; температуру наружного загрязнения стенки трубы $t_з=450$ °С; коэффициент теплоотдачи от стенки к пару $\alpha_2=6$ кВт/(м$^2\cdot$К).

Решение. 1. При работе котла под разрежением определяем коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к стенке $\alpha_к$:

относительные шаги труб $\sigma_1=s_1/d=138/32=4{,}312$; $\sigma_2=s_2/d=50/32=1{,}562$;

поправки на количество труб по ходу газов и геометрию пакета. Так как $z_2>10$, то $C_z=1{,}0$; при $\sigma_1>3$ принимаем в расчете $\sigma_1'=3$, тогда $C_s=\left[1+(2\cdot3-3)\times(1-1{,}562/2)^3\right]^{-2}=0{,}940$;

физические характеристики дымовых газов при $\vartheta=800$ °С и $r_{H_2O}=0{,}191$. Из табл. П9 приложения с учетом поправок получаем

$$\nu=126{,}0\cdot1{,}025\cdot10^{-6}=129{,}15\cdot10^{-6}\ \text{м}^2/\text{с};\quad\lambda=9{,}153\times$$
$$\times10^{-5}\cdot1{,}055=9{,}656\cdot10^{-5}\ \text{кВт/(м}\cdot\text{К)};\quad Pr=0{,}59\cdot1{,}048=0{,}618;$$

коэффициент теплоотдачи

$$k_к=0{,}2\cdot1{,}0\cdot0{,}940\frac{9{,}656\cdot10^{-5}}{0{,}032}\left(\frac{10\cdot0{,}032}{129{,}15\cdot10^{-6}}\right)^{0{,}65}\times$$
$$\times0{,}618^{0{,}33}=77{,}8\cdot10^{-3}\ \text{кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Определяем коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке трубы излучением $\alpha_л$:

эффективная толщина излучающего слоя по (6.6)

$$s = 0{,}9 \cdot 0{,}032\left(\frac{4}{\pi}\frac{138 \cdot 50}{32^2} - 1\right) = 0{,}218 \text{ м};$$

произведение $p_п s = 0{,}1 \cdot 0{,}282 \cdot 0{,}218 = 0{,}00615$ МПа · м;

коэффициент ослабления лучей трехатомными газами по (4.14)

$$k_г = \left(\frac{0{,}78 + 1{,}6 \cdot 0{,}191}{0{,}316\sqrt{0{,}00615}} - 1{,}0\right)\left(1 - 0{,}37\frac{1073}{1000}\right) = 25{,}82 \text{ 1/(МПа · м)};$$

коэффициент излучения по (4.13)

$$\varepsilon_г = 1 - e^{-25{,}82 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}282 \cdot 0{,}218} = 0{,}147;$$

коэффициент теплоотдачи излучением от продуктов сгорания к стенке трубы $\alpha_л$ по (6.10)

$$\alpha_л = 5{,}13 \cdot 10^{-11} \cdot 0{,}147 \cdot 1073^3 \frac{1 - \left(\frac{723}{1073}\right)^{3{,}6}}{1 - \frac{723}{1073}} = 19{,}8 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где $T_з = 450 + 273 = 723$ К — абсолютная температура наружного слоя загрязнения, К.

Определяем коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке трубы по (6.9):

$$\alpha_1 = 1{,}0(77{,}8 \cdot 10^{-3} + 19{,}8 \cdot 10^{-3}) = 97{,}6 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи в ступени пароперегревателя:

при $\vartheta > 400$ С коэффициент тепловой эффективности $\psi = 0{,}85$;

коэффициент теплопередачи

$$k_1 = \frac{97{,}6 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}85}{1 + 97{,}6 \cdot 10^{-3}/6} = 81{,}6 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

2. При работе котла под наддувом. Определяем коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к стенке $\alpha_к$. Исходя из (6.11) и прямой зависимости кинематической вязкости от давления, получаем

$$\alpha_{к.н} = \alpha_к\left(\frac{p_н}{p}\right)^{0{,}65} = 77{,}8 \cdot 10^{-3}\left(\frac{0{,}103}{0{,}1}\right)^{0{,}65} = 79{,}3 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Определяем коэффициент теплоотдачи излучением от продуктов сгорания к стенке $\alpha_л$:

произведение $p_п s = 0{,}103 \cdot 0{,}282 \cdot 0{,}218 = 0{,}00633$ МПа · м;

коэффициент $k_г = 25{,}43$ 1/(МПа · м);

коэффициент излучения $\varepsilon = 0{,}149$;

коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_л = 20{,}1 \cdot 10^{-3}$ кВт/м^2.

Коэффициент теплопередачи:

$$\alpha_{1н} = 99{,}4 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$k_2 = 83{,}1 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

3. При расчете высоконапорного котла определяем коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к стенке:

$$\alpha_{к.в} = 77{,}8 \cdot 10^{-3}\left(\frac{1{,}0}{0{,}1}\right)^{0{,}65} = 347{,}5 \cdot 10^{-3} \text{ кВт (м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением от продуктов сгорания к стенке:
произведение $p_п s = 1{,}0 \cdot 0{,}282 \cdot 0{,}218 = 0{,}0615$ МПа · м;

коэффициент $k_г = \left(\frac{0{,}78 + 1{,}6 \cdot 0{,}191}{0{,}316\sqrt{0{,}0615}} - 1\right)\left(1 - 0{,}37\frac{1073}{1000}\right) = 7{,}752$ 1/(МПа · м);

коэффициент излучения $\varepsilon = 0{,}379$;
коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha_л = 20{,}1 \cdot 10^{-3}\frac{0{,}379}{0{,}149} = 51{,}1 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи:

$$\alpha_{1в} = 1{,}0(347{,}5 \cdot 10^{-3} + 51{,}0 \cdot 10^{-3}) = 398{,}5 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$k_3 = \frac{398{,}5 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}85}{1 + \frac{398{,}5 \cdot 10^{-3}}{6}} = 317{,}7 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Таким образом, переход на работу котла под наддувом незначительно изменяет коэффициент теплопередачи (на 1,8%), теплообмен в поверхностях высоконапорного котла при $p = 1{,}0$ МПа увеличивается в 3,893 раза по сравнению с работой котла под разрежением.

Пример 6.27. Определить коэффициент теплопередачи в мембранном экономайзере с коридорным пучком труб. При выполнении расчета принять: трубы наружным диаметром 28 мм и толщиной стенки 4 мм; поперечный шаг труб $s_1 = 85$ мм, продольный $s_2 = 45$ мм; секции змеевиков имеют по две параллельные трубы; высоту ребра $h_{рб} = 31$ мм, среднюю толщину ребра $b_{рб} = 3$ мм; поверхность мембранной части $F_м = 7040$ м^2; поверхность гладкотрубной части $F_{1л} = 1572$ м^2; внутреннюю поверхность труб мембранной части $F_{вн} = 2148$ м^2; сжигаемое топливо — мазут; коэффициент тепловой эффективности $\psi = 0{,}702$; число рядов труб $z_2 = 80$; скорость продуктов сгорания $w_г = 11{,}65$ м/с; среднюю температуру продуктов сгорания 460° С, на входе 609° С; температуру воды 293° С, парциальную долю водяных паров $r_{H_2O} = 0{,}118$, долю трехатомных газов и водяных паров $r_п = 0{,}258$; отношение $F_{рб}/F_м = 0{,}602$; $F_м/F_{вн} = 3{,}277$. Отношение глубины газового объема на входе в поверхность к глубине конвективного пакета $l_0/l_п = 0{,}522$. Коэффициенты теплообмена в трубах, кВт/(м^2 · К): $\alpha_2 = 11{,}63$, $k_{гл} = 84{,}9 \cdot 10^{-3}$.

Решение. 1. Определяем коэффициент теплоотдачи конвекцией:

относительные шаги труб $\sigma_1 = 85/28 = 3{,}036$, $\sigma_2 = 45/28 = 1{,}61$;

поправочный коэффициент на геометрию пучка и число рядов труб

$$\varphi = \frac{3{,}036 - 1}{\left[3{,}036^2 + (2 \cdot 1{,}61)^2\right]^{0{,}5} - 2} = 0{,}841;$$

$$C_s = 0{,}115 \cdot 3{,}036^{-1{,}2} \cdot 0{,}841 + 0{,}11 = 0{,}135.$$

Так как $z_2 > 8$, то $C_z = 1{,}0$.

Физические параметры продуктов сгорания при $\vartheta = 460^\circ$ С и $r_{H_2O} = 0{,}118$ (с учетом поправок): $\nu = 67{,}054 \cdot 10^{-6}$ м^2/с;

$$\lambda = 6{,}227 \cdot 10^{-5} \text{ кВт/(м} \cdot \text{К)}; \quad \text{Pr} = 0{,}629;$$

коэффициент теплоотдачи конвекцией к гладким трубам

$$\alpha_к = 1{,}0 \cdot 0{,}135 \frac{6{,}227 \cdot 10^{-5}}{0{,}028} \left(\frac{11{,}65 \cdot 0{,}028}{67{,}054 \cdot 10^{-6}} \right)^{0{,}7} \cdot 0{,}629^{0{,}33} =$$

$$= 98{,}5 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

2. Определяем коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке излучением $\alpha_л$:

эффективная толщина излучающего слоя

$$s = 0{,}9 \cdot 0{,}028 \left(\frac{1{,}274 \cdot 3{,}036 \cdot 1{,}607 - 1}{\frac{1{,}274 \cdot 31}{28} + 1} \right) = 0{,}054 \text{ м};$$

коэффициент ослабления лучей трехатомными газами

$$p_п s = 0{,}1 \cdot 0{,}258 \cdot 0{,}054 = 0{,}00141 \text{ МПа} \cdot \text{м};$$

$$k_г = \left(\frac{0{,}78 + 1{,}6 \cdot 0{,}118}{0{,}316 \sqrt{0{,}0014}} - 1{,}0 \right) \cdot \left(1 - 0{,}37 \frac{733}{1000} \right) = 59{,}6 \text{ 1/(МПа} \cdot \text{м)};$$

оптическая толщина излучающего слоя

$$kps = 59{,}6 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}258 \cdot 0{,}545 = 0{,}0838;$$

коэффициент излучения межтрубного объема

$$\varepsilon = 1 - e^{-0{,}0838} = 0{,}080;$$

температура загрязненной стенки

$$t_з = t + 100 = 293 + 100 = 393^\circ \text{ С} \quad (666 \text{ К});$$

коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке излучением

$$\alpha_{л} = 5{,}13 \cdot 10^{-11} \cdot 0{,}080 \cdot 733^{3} \frac{1-\left(\frac{666}{733}\right)^{3{,}6}}{1-\frac{666}{733}} = 5{,}16 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

С учетом поправки на излучение газового объема

$$\alpha'_{л} = 5{,}16 \cdot 10^{-3}\left[1+0{,}3\left(\frac{882}{1000}\right)^{0{,}25} \cdot 0{,}522^{0{,}07}\right] =$$

$$= 6{,}6 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

3. Определяем приведенный коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к мембранной поверхности $\alpha_{1пр}$ по (6:20):

отношение коэффициентов теплоотдачи по трубе к среднему в пучке

$$\psi_{ср} = 0{,}033 \cdot 3{,}036^{0{,}8} \cdot 1{,}61^{0{,}4} + 0{,}98 = 1{,}077;$$

отношение коэффициента теплоотдачи по ребру к среднему в пучке

$$\psi_{рб} = \frac{(\pi\, 0{,}028 - 2 \cdot 0{,}003) \cdot (1 - 1{,}077)}{4 \cdot 0{,}031} + 1 = 0{,}949;$$

отношение $F_{тр}/F_{м} = 1 - F_{рб}/F_{м} = 1 - 0{,}602 = 0{,}398$;

параметр $m = \left(\frac{2 \cdot (0{,}949 \cdot 98{,}5 \cdot 10^{-3} + 6{,}6 \cdot 10^{-3})}{0{,}003 \cdot 41{,}87 \cdot 10^{-3}}\right)^{0{,}5} = 39{,}92$, где $\lambda_{рб} = 41{,}87 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м · К), определено при $t_{рб} = t + 100 = 293 + 100 = 393^{\circ}$ С;

параметр $mh = 39{,}92 \cdot 0{,}031 = 1{,}237$;

коэффициент эффективности ребра

$$E = \frac{3{,}447 - 0{,}29}{(3{,}447 + 0{,}29) \cdot 1{,}237} = 0{,}683.$$

Полученные величины позволяют определить коэффициент теплоотдачи по (6.20):

$$\alpha_{1пр} = 0{,}398 \cdot (1{,}077 \cdot 98{,}5 \cdot 10^{-3} + 6{,}6 \cdot 10^{-3}) + 0{,}602 \cdot 0{,}683 \times$$
$$\times (0{,}949 \cdot 98{,}5 \cdot 10^{-3} + 6{,}6 \cdot 10^{-3}) = 86{,}0 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

4. Коэффициент теплопередачи в мембранной части поверхности по (6.19б)

$$k_{м} = \frac{0{,}702 \cdot 86 \cdot 10^{-3}}{\left(1 + \frac{86 \cdot 10^{-3}}{11{,}63} 3{,}277\right)} = 58{,}9 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

5. Определяем средний коэффициент теплопередачи для мембранного экономайзера в целом.

Коэффициент теплопередачи в гладкотрубной части определяется, как в обычном конвективном пучке с поперечным омыванием и в соответствии с заданием $k_{гл} = 84{,}9 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2·К). По (6.22) определяется средний коэффициент теплопередачи

$$k_{ср} = \frac{58{,}9 \cdot 10^{-3} \cdot 7040 + 84{,}9 \cdot 10^{-3} \cdot 1572}{7040 + 1572} = 63{,}6 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

ЗАДАЧИ

Задача 6.19. Определить коэффициент теплопередачи в конвективном пароперегревателе, расположенном в горизонтальном газоходе при сжигании мазута без очистки поверхности. Для выполнения расчетов принять: скорость 15 м/с; коэффициенты $\alpha_к = 80 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2·К), $\alpha_л = 25 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2·К), $\alpha_2 = 6$ кВт/(м^2·К).

Задача 6.20. Определить коэффициент теплопередачи в поверхности нагрева переходной зоны с шахматным расположением труб при сжигании канско-ачинских бурых углей. При решении задачи принять: скорость продуктов сгорания 12 м/с; наружный диаметр труб 42 мм; продольный шаг $s_2 = 75$ мм; коэффициент теплоотдачи с газовой стороны конвекцией $\alpha_к = 90 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2·К); то же излучением $\alpha_л = 30 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2·К); термическим сопротивлением со стороны рабочей среды $1/\alpha_2$ пренебречь.

Задача 6.21. Определить, какая погрешность будет иметь место при определении коэффициента теплопередачи в шахматном пучке, но без учета внутреннего термического сопротивления $1/\alpha_2$ вместо более точной формулы по табл. 6.2? При решении задачи принять: $\alpha_2 = 9{,}00$ кВт/(м^2·К); остальные данные из задачи 6.20.

Задача 6.22. В соответствии с опытными данными примем коэффициент загрязнения пароперегревателя $\varepsilon_з = 1{,}72$ м^2·К/кВт вместо рекомендованного $\varepsilon_з = 4{,}3$ м^2·К/кВт. Насколько изменится коэффициент теплопередачи в данном пароперегревателе при сохранении постоянными значений $\alpha_к$ и α_2?

При решении задачи принять: $\alpha_к = 90 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2·К); $\varepsilon = 0{,}15$; $\alpha_2 = 5$ кВт/(м^2·К); $t = 450°$ С; $\vartheta = 850°$ С; воспринятый тепловой поток $q_в = 45$ кВт/м^2.

Задача 6.23. Определить коэффициент загрязнения для конвективного пароперегревателя с шахматным расположением труб при скорости продуктов сгорания 8 и 16 м/с. Принять: $d = 32$ мм; $s_2 = 48$ мм; $\Delta\varepsilon = 2{,}6$ м^2·К/кВт, сжигаемое топливо — каменный уголь. Как изменится коэффициент загрязнения при переходе на сжигание торфа?

Задача 6.24. Как влияет на коэффициент загрязнения трубного пучка с шахматным расположением труб изменение продольного шага s_2? Принять в исходном варианте: $w_г = 7$ м/с; диаметр труб 36 мм; продольные шаги труб $s_2 = 55$ и 75 мм; топливо — торф; $\Delta\varepsilon = 2{,}6$ м^2·К/кВт.

Задача 6.25. Сопоставить коэффициенты загрязнения при сжигании каменных углей при диаметрах труб 32, 42 и 60 мм при одинаковых условиях $s_2/d = 1{,}4$; $\Delta\varepsilon = 0$; $w_г = 11$ м/с.

Задача 6.26. Как изменяется коэффициент тепловой эффективности и коэффициент теплопередачи экономайзера с коридорным расположением труб при переходе на сжигание подмосковного бурого угля вместо тощего каменного угля? Принять в расчете: $\alpha_к = 100 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2·К); $\alpha_л = 15 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2·К).

6.4. РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРНОГО НАПОРА В ЗМЕЕВИКОВЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА

Основными видами взаимного движения сред в конвективных змеевиковых поверхностях нагрева являются противоток, прямоток, смешанный ток. Температурный напор — усредненная по поверхности нагрева разность температур между теплообменивающимися средами — определяется по формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln \Delta t_б / \Delta t_м}, \qquad (6.25)$$

где $\Delta t_б$ и $\Delta t_м$ — больший и меньший перепады температур между средами на концах поверхности нагрева, °С.

Так как массовая теплоемкость рабочей среды, как правило, больше массовой теплоемкости продуктов сгорания, изменение температуры газов при прохождении поверхности происходит в большей мере, чем рабочей среды. Только при пропуске через поверхность нагрева части расхода рабочей среды возможно одинаковое или обратное соотношение в изменении температур газов и рабочей среды.

В тех случаях, когда $\Delta t_б / \Delta t_м \leqslant 1{,}7$, температурный напор как при прямотоке, так и при противотоке можно с достаточной точностью определять по упрощенной формуле как среднеарифметическую разность температур

$$\Delta t = \vartheta - t, \qquad (6.26)$$

где ϑ и t — средние температуры греющей и обогреваемой сред в пределах поверхности нагрева, °С.

При смешанном токе, когда во взаимном движении сред в пределах поверхности нагрева имеются противоток и прямоток, температурный напор определяется по формуле

$$\Delta t = \psi \Delta t_{прт}, \qquad (6.27)$$

где $\Delta t_{прт}$ — температурный напор, определяемый для всей поверхности по (6.25), как для противотока, °С; ψ — поправочный коэффициент пересчета от противоточной к смешанной схеме взаимного движения.

В тех случаях, когда $\Delta t_{прт}$ близко по значению к напору при прямотоке ($\Delta t_{прм}$), т. е. в случае $\Delta t_{прм} / \Delta t_{прт} \geqslant 0{,}92$, температурный напор в поверхности с достаточной точностью может быть определен по формуле

$$\Delta t = (\Delta t_{прм} + \Delta t_{прт}) 0{,}5. \qquad (6.28)$$

Различают два вида смешанных схем: последовательно-смешанные и параллельно-смешанные. На рис. П9 и рис. П10 показаны эти схемы и номограммы, по которым следует определять поправочные коэффициенты пересчета ψ.

В схеме с последовательно смешанным током (см. рис. П9) поверхность состоит из двух участков, включаемых по обеим средам последовательно, но при переходе из одного участка во второй меняется взаимное движение сред. Коэффициент ψ для этих схем определяется по номограмме (см. рис. П9), при пользовании которой необходимо вычислить три безразмерных параметра:

$$A = F_{\text{прм}}/F; \quad p = \tau_2/(\vartheta' - t'); \quad R = \tau_1/\tau_2, \tag{6.29}$$

где $F_{\text{прм}}$, F — поверхности нагрева прямоточного участка и полная поверхность, м^2; τ_1 и τ_2 — полные перепады температур (вход-выход) по каждой среде, °С.

В схемах с параллельно-смешанным током предусматривается включение участков поверхности нагрева последовательно по рабочей среде, но по отношению к газовому потоку участки поверхности включены параллельно (верхнее поле рис. П10 приложения). Определение поправочного коэффициента для таких схем производится по нижнему полю рис. П10. Здесь $\tau_б$ — полный перепад температур той среды, где он больше, °С; $\tau_м$ — полный перепад температур второй среды, °С.

При использовании номограммы рис. П10 приложения необходимо выдержать два положения: во-первых, полное перемешивание среды в каждом ходе и, во-вторых, поверхности нагрева отдельных ходов должны мало различаться, т. е. когда $0{,}7 \leqslant \dfrac{F_{\text{прт}}}{F_{\text{прм}}} \leqslant 1{,}5$ где $F_{\text{прт}}$ и $F_{\text{прм}}$ — поверхности нагрева соответственно противоточной и прямоточной частей, м^2.

В остальных случаях температурный напор считается отдельно для каждой из частей. Любые сложные схемы могут быть разбиты на части со схемой включения по противотоку и с определением Δt для каждой из этих частей. Средний температурный напор для такой поверхности нагрева определяется по формуле

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_1 F_1 + \Delta t_2 F_2 + \ldots + \Delta t_n F_n}{\sum F_i}. \tag{6.30}$$

Для определения Δt на каждом участке нужно задаться промежуточными значениями температуры рабочей среды. Правильность их значений проверяется соотношением

$$Q_1/Q_2 = \Delta t_1 F_1/(\Delta t_2 F_2).$$

Схема с перекрестным движением сред (см. рис. П11 приложения) предусматривает взаимное пересекающееся направление обоих потоков в пределах поверхности с числом

ходов одной из сред не более четырех. При числе перекрестных ходов более четырех схема движения рассматривается как противоточная или прямоточная.

Коэффициент ψ для этих схем при общем противоточном направлении потоков определяется по рис. П11 приложения (нижняя часть). Для пользования номограммой вычисляются безразмерные параметры

$$P=\frac{\tau_м}{\vartheta'-t'} \text{ и } R=\frac{\tau_б}{\tau_м}. \tag{6.31}$$

Номограмма рис. П11 приложения пригодна для расчета схем при общем противоточном взаимном направлении потоков.

При общем прямоточном направлении потоков по найденным параметрам P и R рассчитывается параметр P_1:

$$P_1=\frac{1-[1-P(R+1)]^{1/n}}{R+1}, \tag{6.32}$$

где n — число ходов рассчитываемой поверхности. В этом случае коэффициент ψ определяют по параметрам R и P_1 с помощью кривой *1* (рис. П11 приложения). Номограммой можно пользоваться и в случае различия теплообменных поверхностей отдельных ходов (не более чем на 20%) при значении для всей поверхности $\psi \geqslant 0{,}9$. В противном случае расчет температурного напора следует вести отдельно по участкам.

Расчет Δt в поверхностях нагрева, в которых теплоемкость одной из сред значительно меняется либо изменяется агрегатное состояние среды в пределах поверхности, производится для каждого из участков со стабильными значениями параметров с последующим усреднением этих напоров в целом по поверхности:

$$\Delta t_{ср}=\frac{Q_1+Q_2+\ldots+Q_n}{\frac{Q_1}{\Delta t_1}+\frac{Q_2}{\Delta t_2}+\ldots+\frac{Q_n}{\Delta t_n}}. \tag{6.33}$$

Для конкретных случаев работы поверхностей парового котла можно применить следующие упрощения:

для «кипящих» экономайзеров температура воды на выходе условно принимается равной

$$t''_{эк}=t_{усл}=t_{кип}+\frac{\Delta h_{пар}}{8{,}4},$$

где $t_{кип}$ — температура кипящей воды при давлении на выходе из экономайзера, °С; $\Delta h_{пар}=h''_{эк}-h_{кип}$ — количество теплоты, затраченной на парообразование, кДж/кг; $h_{кип}$ — энтальпия кипящей воды при давлении на выходе из экономайзера,

кДж/кг; $h''_{эк}$ — энтальпия пароводяной смеси за экономайзером, кДж/кг.

Такое упрощение допустимо при паросодержании на выходе $x \leqslant 0{,}3$, температуре воды на входе в поверхность больше 180° С, температурном напоре на входе в ступень экономайзера больше 80° С и при давлении выше 1,4 МПа;

при высокой начальной влажности пара, если параметр $\frac{(1-x)r}{h_{п.п}-h_x} < 0{,}12$, допускается использовать обычные формулы для однофазной среды. Здесь $(1-x)$ — влажность поступающего в поверхность пара; r, $h_{п.п}$, h_x — соответственно теплота парообразования и энтальпии перегретого на выходе и влажного пара на входе, кДж/кг.

Если условие не соблюдается, то необходимо вести расчет по участкам и затем усреднять Δt по (6.33).

ПРИМЕРЫ

Пример 6.28. Определить температурный напор в поверхности нагрева пароперегревателя при температуре продуктов сгорания на входе $\vartheta' = 1070°$ С, на выходе $\vartheta'' = 956°$ С и при температуре пара на входе $t' = 470°$ С и на выходе $t'' = 519°$ С. Пароперегреватель имеет прямоточную схему движения сред. Найти погрешность в определении Δt при использовании упрощенной формулы.

Решение. 1. Определяем больший и меньший перепады температур между средами:

$$\Delta t_б = \vartheta' - t' = 1080 - 470 = 610° \text{ С};$$

$$\Delta t_м = \vartheta'' - t'' = 956 - 519 = 437° \text{ С}.$$

2. Средний температурный напор по (6.25)

$$\Delta t = \frac{610 - 437}{\ln 610/437} = 518{,}7° \text{ С}.$$

Так как $\Delta t_б / \Delta t_м = 610/437 = 1{,}396$ и меньше 1,7, возможно использование упрощенной формулы (6.26). В этом случае $\Delta t = 0{,}5(1080 + 956) - 0{,}5(470 + 519) = 523{,}5°$ С. Погрешность определения Δt

$$a = \frac{523{,}5 - 518{,}7}{518{,}7} \cdot 100 = 0{,}81\%,$$

что является допустимым, так как точность определения тепловосприятия поверхностей нагрева $\pm 2\%$.

Пример 6.29. Определить температурный напор в поверхности нагрева, имеющей вначале прямоточное движение сред, а затем противоточное. При решении задачи принять:

$\vartheta' = 861°$ С; $\vartheta'' = 739°$ С; $t'' = 545°$ С; $t' = 448°$ С; $F = 2690$ м^2; $F_{прм} = 896{,}7$ м^2.

Решение. 1. Определяем параметры A, P и R:

$$A = 896{,}7/2690 = 0{,}333; \quad P = \frac{545-448}{861-448} = 0{,}235;$$

$$R = \frac{861-739}{545-448} = 1{,}258.$$

2. Определяем температурный напор при противотоке по (6.25) и для смешанного тока. Коэффициент пересчета по рис. П9 приложения $\psi = 0{,}994$.

Температурный напор:

$$\Delta t_б = 861 - 545 = 316°\text{ С}; \quad \Delta t_м = 739 - 448 = 291°\text{ С};$$

$$\Delta t_{прт} = \frac{316-291}{\ln(316/291)} = 303{,}4°\text{ С};$$

$$\Delta t = 0{,}994 \cdot 303{,}4 = 301{,}58°\text{ С}.$$

Пример 6.30. В одновитковом котле, используемом для нагнетания пара в нефтяные пласты, имеется конвективный пучок, в котором происходит подогрев воды до кипения и ее испарение до массового паросодержания $x = 0{,}35$. Определить температурный напор, если известно: $\vartheta'' = 680°$ С; $\vartheta' = 1030°$ С; расход воды 2,78 кг/с; давление воды $p = 18{,}05$ МПа; $t' = 300°$ С.

Решение. 1. Определяем энтальпию воды на входе и выходе из поверхности и при температуре кипения. По термодинамическим таблицам воды и пара определяем: $h' = 1336{,}1$ кДж/кг; $t_{кип} = 357°$ С; $h_{кип} = 1735{,}4$ кДж/кг; $r = 777{,}0$ кДж/кг.

Энтальпия воды при $x = 0{,}35$ в экономайзере

$$h''_{эк} = h_{кип} + xr = 1735{,}4 + 0{,}35 \cdot 777{,}0 = 2007{,}4\text{ кДж/кг}.$$

2. Определяем тепловосприятие экономайзера в некипящей его части:

$$Q_1 = (h_{кип} - h')G = (1735{,}4 - 1336{,}1)\,2{,}78 = 1110{,}1\text{ кДж/с}.$$

3. Определяем тепловосприятие экономайзера в его кипящей части:

$$Q_2 = (h''_{эк} - h_{кип})G = (2007{,}4 - 1735{,}4)\,2{,}78 = 756{,}2\text{ кДж/с}.$$

4. Определяем температуру продуктов сгорания в сечении газохода, в котором $t = t_{кип}$. Так как теплоемкость продуктов сгорания изменяется незначительно, принимаем

$$\vartheta_{пр} = \vartheta' - \frac{Q_2}{Q_1 + Q_2}(\vartheta' - \vartheta'') = 1030 - \frac{756{,}2}{1110{,}1 + 756{,}2} \times$$

$$\times (1030 - 680) = 888°\text{ С}.$$

5. Определяем температурный напор в некипящей части экономайзера:

$$\Delta t_б = 888 - 357 = 531^\circ\ \text{С};$$

$$\Delta t_м = 680 - 300 = 380^\circ\ \text{С};$$

$$\Delta t = \frac{531 - 340}{\ln(531/380)} = 451{,}3^\circ\ \text{С}.$$

6. То же в кипящей части экономайзера:

$$\Delta t_б = 1030 - 357 = 673^\circ\ \text{С};\quad \Delta t_м = 888 - 357 = 531^\circ\ \text{С}.$$

Температурный напор по (6.25)

$$\Delta t = \frac{673 - 531}{\ln(673/531)} = 599{,}2^\circ\ \text{С}.$$

По упрощенной зависимости: $\vartheta = 0{,}5\,(1030 + 888) = 959^\circ$ С; $\Delta t = 959 - 357 = 602^\circ$ С. Расхождение незначительно.

7. Определяем средний температурный напор в поверхности нагрева в целом:

$$\Delta t = \frac{1110{,}1 + 756{,}2}{\dfrac{1110{,}1}{451{,}3} + \dfrac{756{,}2}{599{,}2}} = 501{,}5^\circ\ \text{С}.$$

Пример 6.31. Найти температурный напор в первой ступени пароперегревателя, в которую поступает пар с массовым паросодержанием $x = 0{,}9$. Принять: $p = 15{,}1$ МПа; $D = 138{,}89$ кг/с; $t'' = 370^\circ$ С; газы имеют $\vartheta' = 755^\circ$ С; $\vartheta'' = 488^\circ$ С; движение теплообменивающихся сред — противоточное.

Решение. 1. Найдем значение комплекса $\dfrac{(1-x)r}{h_{п.п} - h_x}$. По термодинамическим таблицам воды и водяного пара при $p = 15{,}1$ МПа и $t'' = 370^\circ$ С $h_{п.п} = 2826{,}9$ кДж/кг, $r = 992{,}7$ кДж/кг; $t_{кип} = 343^\circ$ С; $h'' = 2608{,}5$ кДж/кг. В этом случае $h_x = 2608{,}5 - 0{,}1 \cdot 992{,}7 = 2509{,}5$ кДж/кг; параметр $П = \dfrac{(1-0{,}9)992{,}7}{2826{,}9 - 2509{,}5} = 0{,}313$. Так как значение параметра более 0,12, считаем температурный напор по участкам.

2. Определяем теплоту испарения оставшейся части влаги

$$Q_1 = D(1-x)r = 138{,}89\,(1-0{,}9)\cdot 992{,}7 = 13787{,}6\ \text{кДж/с}.$$

3. Определяем теплоту перегрева пара

$$Q_2 = D(h_{п.п} - h'');\quad Q_2 = 138{,}89\,(2826{,}9 - 2608{,}8) = 30291{,}9\ \text{кДж/с}.$$

4. Определяем температуру продуктов сгорания в месте завершения испарения влаги ($x = 1$)

$$\vartheta_{пр} = \vartheta' - \frac{Q_2}{Q_1 + Q_2}(\vartheta' - \vartheta'') =$$

$$= 755 - \frac{30291{,}9}{13787{,}6 + 30191{,}9}(755 - 488) = 571{,}5^\circ\ \text{С}.$$

5. Температурный напор в первой части поверхности (участок испарения влаги) $\Delta t_б = 571{,}5 - 343 = 228{,}5^\circ$ С; $\Delta t_м = 488 - 343 = 145^\circ$ С;

$$\Delta t_1 = \frac{228{,}5 + 145{,}0}{\ln(228{,}5/145{,}0)} = 183{,}6^\circ\ \text{С}.$$

6. То же на участке перегрева пара:

$$\Delta t_б = 755 - 370 = 385^\circ\ \text{С};$$

$$\Delta t_м = 571{,}5 - 343 = 228{,}5^\circ\ \text{С};$$

$$\Delta t_2 = \frac{385 - 228{,}5}{\ln 385/228{,}5} = 300^\circ\ \text{С}.$$

7. Средний температурный напор в поверхности пароперегревателя

$$\Delta t_{ср} = \frac{13787{,}6 + 30291{,}9}{\dfrac{13787{,}6}{183{,}6} + \dfrac{30291{,}9}{300}} = 250{,}3^\circ\ \text{С}.$$

ЗАДАЧИ

Задача 6.27. Как изменится поправочный коэффициент и температурный напор в конвективном перегревателе при изменении доли прямоточного участка поверхности нагрева с 0,333 до 0,43? При решении задачи принять: $\vartheta' = 532^\circ$ С; $\vartheta'' = 400^\circ$ С; $t'' = 450^\circ$ С; $t' = 350^\circ$ С.

Задача 6.28. Определить температурный напор в кипящем экономайзере с противоточным движением сред с массовым паросодержанием пара $x = 0{,}10$. Принять: $p = 15{,}1$ МПа; $t' = 250^\circ$ С; $\vartheta' = 730^\circ$ С; $\vartheta'' = 340^\circ$ С.

Задача 6.29. Как изменится температурный напор при увеличении массового паросодержания x с 0,35 до 0,4? Исходные данные принять по примеру 6.33.

Задача 6.30. Как различаются отношения $\Delta t_{прт}$ и $\Delta t_{прм}$ в ширмовом пароперегревателе и экономайзере? При выполнении задачи принять: в ширмовом пароперегревателе $\vartheta' = 997^\circ$ С; $\vartheta'' = 921^\circ$ С; $t' = 443^\circ$ С; $t'' = 469^\circ$ С; в экономайзере $\vartheta' = 507^\circ$ С; $\vartheta'' = 413^\circ$ С; $t' = 276^\circ$ С; $t'' = 308^\circ$ С.

6.5. ТЕПЛОВОЙ И КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТЫ ЗМЕЕВИКОВЫХ КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Тепловосприятие поверхности нагрева на 1 кг (м^3) топлива $Q_т$, кДж/кг (кДж/м^3), определяется по уравнению теплопередачи

$$Q_т = k\Delta t F / B_р. \qquad (6.34)$$

Это тепловосприятие равно теплоте, отдаваемой продуктами сгорания и определяемой по разности энтальпий газов на концах поверхности (по балансу теплоты):

$$Q_б = \varphi\left(H' - H'' + \Delta\alpha_{пр} H^0_{прс}\right), \qquad (6.35)$$

где H' и H'' — энтальпии продуктов сгорания на входе и выходе из поверхности нагрева, кДж/кг; $H^0_{прс}$ — теоретическая энтальпия присосанного холодного воздуха, кДж/кг.

При наличии в газоходе, где расположена основная поверхность, дополнительных поверхностей нагрева (например, на стенах газохода) необходимо учесть также ее тепловосприятие $Q_{доп}$ от газового потока. Тогда тепловосприятие основной поверхности составит

$$Q_б = \varphi\left(H' - H'' + \Delta\alpha_{пр} H^0_{прс}\right) - Q_{доп}. \qquad (6.35а)$$

При необходимости определения энтальпии и температуры продуктов сгорания за конвективной поверхностью нагрева при известной температуре и энтальпии продуктов сгорания на входе в поверхность и ее тепловосприятия формула (6.35а) преобразуется:

$$H'' = H' - \frac{Q_б + Q_{доп}}{\varphi} + \Delta\alpha_{пр} H^0_{прс}. \qquad (6.35б)$$

По энтальпии H'' с помощью данных таблиц П3 и П4 находится температура продуктов сгорания за поверхностью нагрева.

Тепловосприятие рабочей среды в конвективной поверхности на 1 кг ее расхода Δh, кДж/кг, определяется по зависимости

$$\Delta h = \frac{Q_т B_р}{D}, \qquad (6.36)$$

где D — расход среды через данную ступень поверхности, кг/с.

При тепловосприятии ступени поверхности как за счет конвективного теплообмена, так и прямого излучения из топки формула (6.36) примет вид

$$\Delta h = \frac{\left(Q_т + Q_л\right) B_р}{D}. \qquad (6.36а)$$

При выполнении конструктивного расчета поверхность нагрева определяется с помощью уравнения теплопередачи

$$F = \frac{B_р Q_б}{k \Delta t}. \qquad (6.37)$$

После определения общего размера поверхности нагрева необходимо установить ряд ее конструктивных характеристик. Решение этой задачи зависит от того, какие исходные условия известны или заданы.

При заданном габаритном размере газохода, где располагается поверхность нагрева ab, м^2, и поперечном шаге труб в первом ряду конвективной поверхности s_1, мм, определяется число секций (рядов) трубной поверхности по ее ширине:

$$n_c = a/s_1 \cdot 10^{-3} - 1, \qquad (6.38)$$

где a — определяющий размер сечения газохода, вдоль которого размещен раздающий коллектор поверхности, м.

При заданном диаметре труб и полном проходном сечении для пропуска рабочей среды (пара, воды) $f_{р.с}$, м^2, общее число труб, обеспечивающее заданное значение $f_{р.с}$, составляет

$$n_о = f_{р.с}/(0{,}785 d^2_{вн}), \qquad (6.39)$$

и массовая скорость рабочей среды, кг/(м$^2 \cdot$ с)

$$w\rho = D/(0{,}785 d^2_{вн}). \qquad (6.40)$$

Число труб в одной секции

$$n_{тр} = f_{р.с}/(0{,}785 d^2_{вн} n_c) = n_о/n_c. \qquad (6.41)$$

Рабочая длина прямого горизонтального или вертикального участка трубы

$$l_р = b - 2l_з, \qquad (6.42)$$

где $l_з$ — размер зазора между гибом трубы и стеной газохода, м.

Поверхность нагрева одной петли змеевика, м^2:

$$F_{пет} = (2l_р + 2\pi R)\pi d, \qquad (6.43)$$

где R — радиус гиба трубы, м; обычно $R = (1{,}75 \div 2{,}5) d \cdot 10^{-3}$ м.

Количество петель, которые образует змеевик вдоль потока газов,

$$n_{пет} = F/(F_{пет} n_{тр} n_c). \qquad (6.44)$$

Число $n_{пет}$ принимают либо целым, либо кратным 0,5.

Глубина змеевикового пакета по ходу газов при шахматном расположении труб

$$l_п = (4n_{пет} - 2) R + (n_{тр} - 1) s_2. \qquad (6.45а)$$

То же при коридорном расположении труб:

$$l_п = (4n_{пет} - 2) R + 2n_{пет} (n_{тр} - 1) s_2. \qquad (6.45б)$$

ПРИМЕРЫ

Пример 6.32. Определить размер поверхности гладкотрубного экономайзера котла, сжигающего мазут. При выполнении расчетов принять: по газовой среде: $\vartheta' = 496°$ С; $\vartheta'' = 375°$ С; $H' = 9533$ кДж/кг; $H'' = 7087$ кДж/кг; $\varphi = 0{,}99$; $Q_{доп} = 4{,}0$ кДж/кг;

по рабочей среде: $t' = 275°$ С; $h' = 1206$ кДж/кг; $D = 263{,}89$ кг/с; давление $p' = 29{,}92$ МПа, $p'' = 29{,}63$ МПа; данные по сжигаемому топливу: $B_р = 19{,}278$ кг/с; $V_г = 13{,}25$ м^3/кг (с учетом рециркуляции газов); $r_{H_2O} = 0{,}1168$; $r_п = 0{,}2566$; $\alpha_т = 1{,}03$. Котел газоплотный, давление в газоходе $p = 0{,}1$ МПа.

Предварительно принять конструкцию: живое сечение газохода $F_г = 63{,}7$ м^2; сечение для прохода воды $f_в = 0{,}254$ м^2; трубы $\varnothing 32$ мм с толщиной стенки 6 мм; число рядов $z_2 > 10$; расположение труб — коридорное с шагом $s_1 = 80$ мм; $s_2 = 42{,}5$ мм; эффективная толщина излучающего объема в пучке труб $s = 0{,}228$ м; относительный размер предвключенного газового объема $l_0/l_п = 1{,}04$; ширина газохода 16 320 мм, глубина 6360 мм.

Решение. 1. Определяем тепловосприятие экономайзера по балансу [см. (6.35)]:

$$Q_б = (9533 - 7087 + 0) \cdot 0{,}9936 - 4 = 2426 \text{ кДж/кг}.$$

2. Приращение энтальпии воды в экономайзере по (6.36)

$$\Delta h = \frac{2426 \cdot 19{,}278}{263{,}89} = 177{,}2 \text{ кДж/кг}.$$

3. Энтальпия и температура воды на выходе из экономайзера

$$h'' = h' + \Delta h = 1206 + 177{,}2 = 1383{,}2 \text{ кДж/кг}.$$

По таблицам воды и водяного пара при давлении $p'' = 29{,}63$ МПа этой энтальпии соответствует температура воды $t'' = 310°$ С.

4. Средняя температура продуктов сгорания и воды в поверхности:

$$\bar{\vartheta} = 0{,}5(\vartheta' + \vartheta'') = 0{,}5(496 + 375) = 435° \text{ С} \quad (708 \text{ К});$$

$$\bar{t} = 0{,}5(t' + t'') = 0{,}5(275 + 310) = 292° \text{ С}.$$

5. Определяем температурный напор по (6.27) при противоточном взаимном движении сред:

$$\Delta t_б = 496 - 310 = 186° \text{ С};$$

$$\Delta t_м = 375 - 275 = 100° \text{ С};$$

$$\Delta t = \frac{186 - 100}{\ln 186/100} = 138{,}6° \text{ С}.$$

6. Определяем скорость воды на входе в экономайзер по (6.8):

$$w_в = \frac{263{,}89 \cdot 0{,}0012546}{0{,}254} = 1{,}3 \text{ м/с}.$$

При этом массовая скорость воды

$$w\rho = 263{,}89/0{,}254 = 1040 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

Полученная скорость воды является достаточной для обеспечения бескоррозионного режима и допустимого уровня температуры металла труб.

7. Средняя скорость продуктов сгорания по (6.7)

$$w_г = \frac{13{,}25 \cdot 19{,}278 \cdot (435+273)}{63{,}7 \cdot 273} = 10{,}4 \text{ м/с}.$$

8. Определяем коэффициент теплоотдачи конвекцией и излучением в соответствии с § 6.3:

$$\alpha_к = 0{,}2 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 \frac{4{,}999 \cdot 10^{-5}}{0{,}032} \left(\frac{10{,}4 \cdot 0{,}032}{63{,}25 \cdot 10^{-6}} \right)^{0{,}65} \cdot 0{,}634^{0{,}33} =$$

$$= 81{,}9 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Найдем коэффициент теплоотдачи излучением. В соответствии с § 6.2:

$t_з = 292 + 60 = 352°$ С (625 К); $p_п s = 0{,}1 \cdot 0{,}2566 \cdot 0{,}228 =$ $= 0{,}00584$ м · МПа; $k_г = 0{,}0584$ 1/(м · МПа); $kps = 0{,}166$; $\varepsilon = 0{,}151$. Тогда по формуле (6.12)

$$\alpha_л = 5{,}13 \cdot 10^{-11} \cdot 0{,}151 \cdot 708^3 \frac{1 - \left(\frac{625}{708} \right)^{3{,}6}}{1 - \frac{625}{708}} =$$

$$= 8{,}5 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

С поправкой на излучение объема перед входом в экономайзер по (6.14)

$$\alpha'_л = 8{,}5 \cdot 10^{-3} \left[1 + 0{,}3 \left(\frac{769}{1000} \right)^{0{,}25} \cdot 1{,}04^{0{,}07} \right] =$$

$$= 10{,}9 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

9. Коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке по (6.9)

$$\alpha_1 = 1{,}0(81{,}9 \cdot 10^{-3} + 10{,}9 \cdot 10^{-3}) = 92{,}8 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

10. Коэффициент тепловой эффективности экономайзера по табл. 6.4

$$\psi = 0{,}66 + 0{,}05 = 0{,}71.$$

11. Коэффициент теплопередачи (по табл. 6.2)

$$k = 0{,}71 \cdot 92{,}8 \cdot 10^{-3} = 65{,}9 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

12. Расчетная поверхность нагрева ступени экономайзера по (6.37)

$$F=\frac{19{,}278\cdot 2426}{65{,}9\cdot 138{,}6}=5106\ \text{м}^2.$$

При заданных размерах сечения газохода и расположении раздающих коллекторов вдоль фронта число параллельных секций по (6.38) составляет

$$n'_{\text{с}}=16\,320/80-1=203\ \text{шт.}$$

С учетом увеличения зазора между крайними секциями и стеной принимаем четное число секций $n_{\text{с}}=202$ шт.

При заданном сечении для прохода воды $f_{\text{в}}=0{,}254$ м^2 число труб в секции по (6.41)

$$n_{\text{тр}}=0{,}254/(0{,}785\cdot 20^2\cdot 202\cdot 10^{-6})=4.$$

13. Поверхность одной петли по (6.43) при $l_{\text{р}}=6{,}36-2\cdot 0{,}08=6{,}2$ м

$$F_{\text{пет}}=(2\cdot 6{,}2+2\cdot 3{,}14\cdot 0{,}06)\cdot 3{,}14\cdot 0{,}032=1{,}284\ \text{м}^2.$$

Количество петель по ходу газов по (6.44)

$$n_{\text{пет}}=5106/(1{,}284\cdot 4\cdot 202)=4{,}9.$$

Принимаем $n_{\text{пет}}=5$, тогда полная глубина змеевикового пакета по (6.45б)

$$l_{\text{п}}=(4\cdot 5-2)\cdot 0{,}06+2\cdot 5(4-1)0{,}042=2{,}34\ \text{м.}$$

Поскольку $l_{\text{п}}>1{,}4$ м, поверхность выполняется в виде двух пакетов по ходу газов $l_{\text{п1}}=1{,}36$ м (три петли) и $l_{\text{п2}}=0{,}86$ м (две петли) с разъемом между ними 0,8 м.

Пример 6.33. Определить необходимую поверхность нагрева ступени мембранного экономайзера в котле, сжигающем мазут. При выполнении расчета принять:

газовый поток: $\vartheta'=609°$ С; $\vartheta''=312°$ С; $H'=10\,743$ кДж/кг; $H''=5288$ кДж/кг; $Q_{\text{доп}}=105$ кДж/кг; рабочая среда: $t'=254°$ С; $h'=1104$ кДж/кг; $D=186{,}11$ кг/с; $p''=15{,}8$ МПа; взаимное движение сред — противоток; конструктивные данные: $F_{\text{м}}/F=0{,}817$; $F_{\text{м}}^{\text{тр}}/F_{\text{м}}=0{,}398$; расход топлива и тепловая эффективность: $B_{\text{р}}=14{,}528$ кг/с; $\varphi=0{,}9971$. Размеры газохода — фронт $a=18{,}0$ м; глубина $b=3{,}32$ м; удельный объем продуктов сгорания $V_{\text{г}}=11{,}84$ м^3/кг; поперечный шаг $s_1=85$ мм; продольный шаг $s_2=45$ мм.

Решение. 1. Определяем тепловосприятие экономайзера по балансу по (6.32):

$$Q_{\text{б}}=(10\,743-5288)\cdot 0{,}9971-105=5334\ \text{кДж/кг.}$$

2. Приращение энтальпии воды в экономайзере по (6.36)

$$\Delta h = \frac{5334 \cdot 14{,}528}{186{,}11} = 416{,}4 \text{ кДж/кг}.$$

3. Энтальпия и температура воды на выходе из экономайзера

$$h'' = h' + \Delta h = 1104 + 416{,}4 = 1520{,}4 \text{ кДж/кг}.$$

При $p = 15{,}8$ МПа по таблицам воды и водяного пара температура воды $t'' = 330°$ С.

4. Средняя температура продуктов сгорания и воды в поверхности:

$$\bar{\vartheta} = 0{,}5(609 + 312) = 460° \text{ С } (733 \text{ К});$$

$$\bar{t} = 0{,}5(254 + 330) = 292° \text{ С}.$$

5. Температурный напор в ступени

$$\Delta t = \frac{(609 - 330) - (312 - 254)}{\ln 279/58} = 140{,}7° \text{ С}.$$

6. В соответствии с примером 6.27 средний коэффициент теплопередачи в мембранном экономайзере $k_{ср} = 63{,}62 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$К).

7. Расчетная поверхность нагрева мембранного экономайзера по (6.73)

$$F = \frac{14{,}528 \cdot 5334}{63{,}62 \cdot 10^{-3} \cdot 140{,}7} = 8657 \text{ м}^2.$$

8. Определяем поверхность оребренной (мембранной) части:

$$F_м = F(F_м/F) = 8657 \cdot 0{,}817 = 7077 \text{ м}^2.$$

9. Определяем поверхность труб в ступени экономайзера: в мембранной части

$$F_м^{тр} = F_м(F_м^{тр}/F_м) = 7077 \cdot 0{,}398 = 2817 \text{ м}^2;$$

в гладкотрубной части

$$F_{гл} = F - F_м = 8657 - 7077 = 1580 \text{ м}^2;$$

суммарная в мембранном экономайзере

$$F_{тр} = 2817 + 1580 = 4397 \text{ м}^2.$$

10. Выполним расчет геометрических характеристик экономайзера. Принимаем в соответствии с рекомендациями [1] массовую скорость воды в экономайзере $w\rho = 700$ кг/(м$^2 \cdot$с). При этом необходимое сечение для прохода воды

$$f_в = D/w\rho = 186{,}11/700 = 0{,}266 \text{ м}^2.$$

Так как по условию задачи $d = 28 \cdot 4$ мм, то число параллельно включенных труб по (6.39)

$$n_0 = 0{,}266/(0{,}785 \cdot 0{,}02^2) = 846.$$

Расположение труб экономайзера принято перпендикулярно фронту с поперечным шагом $s_1 = 85$ мм (по условию задачи). При шахматном пучке число секций труб $n_c = 18\,000/85 - 1 = 210{,}76$ шт. Принимаем $n_c = 210$. Число труб в секции: $n_{тр} = 846/210 = 4{,}0$.

Определяем сечение для прохода газов и его скорость: при $l_з = 0{,}07$ м $l_1 = 3{,}32 - 0{,}07 = 3{,}25$ м.

Сечение для прохода газов по (6.3)

$$F_г = 18{,}0 \cdot 3{,}32 - 210 \cdot 3{,}25 \cdot 0{,}028 = 40{,}65 \text{ м}^2.$$

Скорость газов в пакете экономайзера по (6.7)

$$w_г = \frac{11{,}84 \cdot 14{,}53\,(460{,}5 + 273)}{273 \cdot 40{,}65} = 11{,}36 \text{ м/с}.$$

ЗАДАЧИ

Задача 6.31. Найти температуру продуктов сгорания за экономайзером с шахматным расположением труб. При решении принять: $\vartheta' = 357°$ С; $H' = 6972$ кДж/кг; $\Delta\alpha_{пр} = 0{,}02$; $H^0_{х.в} = 257{,}5$ кДж/кг; $\varphi = 0{,}9972$; $B_р = 22{,}278$ кг/с; $r_{H_2O} = 0{,}072$; $r_п = 0{,}219$; $\mu_{зл} = 0{,}0146$ кг/кг; $V_г = 8{,}48$ м^3/кг; сжигаемое топливо — нерюнгринский уголь СС; тип мельниц — молотковая; очистка труб экономайзера — дробью; рабочая среда $t' = 250°$ С; $h' = 1086{,}5$ кДж/кг; $D = 186{,}11$ кг/с; движение среды — противоточное. Конструктивные характеристики: $f_в = 0{,}188$ м^2; $F_г = 73{,}3$ м^2; $F = 6972$ м^2; трубы $\varnothing 28$ мм с толщиной стенки 4 мм; шаги труб $s_1 = 85$ мм; $s_2 = 44$ мм; $s = 0{,}128$ м; отношение $l_0/l_п = 1{,}0$.

Принять $\varepsilon_з = 4{,}47$ м$^2 \cdot$ К/кВт и энтальпия газов при температурах $\vartheta = 400$, 300 и 200° С соответственно $H = 5078{,}6$; 3755,6 и 2407,2 кДж/кг.

Задача 6.32. Как изменится температура продуктов сгорания за экономайзером, если коэффициент загрязнения $\varepsilon_з$ увеличится с 4,47 до 6,19 м$^2 \cdot$ К/кВт? При решении задачи принять необходимые данные из задачи 6.3, коэффициент теплоотдачи от газов к стенке α_1 принять постоянным и $k = 77{,}8 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$ К).

Задача 6.33. Определить необходимую расчетную поверхность нагрева первой ступени промежуточного пароперегревателя, расположенной в опускном газоходе и очищаемой дробью. При выполнении расчетов принять: по газовой среде: $\vartheta' = 697°$ С; $\vartheta'' = 496°$ С; $H' = 13\,746$ кДж/кг; $H'' = 9533$ кДж/кг; $Q_{доп} = 327$ кДж/кг; $\Delta\alpha_{пр} = 0$; $\varphi = 0{,}9936$; $B_р = 19{,}278$ кг/с; $V_г = 13{,}25$ м^3/кг; $r_{H_2O} = 0{,}1168$; $r_п = 0{,}2566$; сжигаемое топливо — мазут, избыток воздуха за топкой $\alpha_т \leqslant 1{,}03$; по рабочей среде: $D = 216{,}11$ кг/с; $t' = 310°$ С; $h' = 2982{,}3$ кДж/кг; $p' = 4{,}12$ МПа; $p'' = 4{,}07$ МПа; предварительные конструктивные данные: $F_п = 0{,}975$ м^2; $F_г = 49{,}2$ м^2; трубы $\varnothing 50$ мм с толщиной стенки 4 мм, расположение труб — коридорное с шагами $s_1 = 92$ и $s_2 = 80$ мм; $z \geqslant 10$; $s = 0{,}195$; $l_0/l_п = 2{,}284$.

Задача 6.34. Как изменится необходимая поверхность нагрева, если приращение энтальпии пара в выходной ступени промежуточного пароперегревателя увеличится с $\Delta h = 157{,}3$ кДж/кг (задача 6.33) до $\Delta h = 200$ кДж/кг? Энтальпии продуктов сгорания принять при температурах $\vartheta = 900$, 800 и 700° С соответственно $H_г = 7268{,}3$; 6380,7; 5505,6 кДж/кг. Коэффициент теплопередачи принять по задаче 6.33 $k = 68{,}9 \cdot 10^{-3}$ кДж/(м^2·К), данные по топливу и воде также принять по задаче 6.33.

Глава седьмая
РАСЧЕТЫ ТРУБЧАТЫХ И РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

7.1. ПРЕДЕЛЬНОЕ ТЕПЛОВОСПРИЯТИЕ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ. ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР

Изменение температуры подогрева воздуха и температуры продуктов сгорания в воздухоподогревателе (ВП) определяются из балансового уравнения

$$t_{г.в} - t'_{вп} = (\vartheta'_{вп} - \vartheta_{ух}) \frac{(Vc)_г}{(Vc)_в}, \qquad (7.1)$$

где $t_{г.в}$, $t'_{вп}$, $\vartheta'_{вп}$, $\vartheta_{ух}$ — температуры горячего воздуха и воздуха на входе в ВП, продуктов сгорания на входе и выходе из ВП, °С; $(Vc)_г$, $(Vc)_в$ — суммарные массовые теплоемкости продуктов сгорания и воздуха, кДж/(кг·К).

При полном проходе продуктов сгорания и воздуха через ВП отношение $(Vc)_г/(Vc)_в > 1$ и поэтому $(t_{г.в} - t'_{вп}) > (\vartheta'_{вп} - \vartheta_{ух})$.

С увеличением тепловосприятия ВП температурный напор между средами (газ — воздух) на «горячем» конце ВП уменьшается. Теоретически он может достигнуть нуля. Тепловосприятие ВП, при котором температурный напор на «горячем» конце становится равным нулю, называется предельным теоретическим тепловосприятием $[Q_{вп}]_{теор}$. Оно может быть определено по зависимости

$$[Q_{вп}]_{теор} = \frac{\vartheta_{ух} \dfrac{(Vc)''_г}{(Vc)'_г + 0{,}5\Delta\alpha_{вп}(Vc)''_в} - t'_в \left[\dfrac{(Vc)'_в}{(Vc)''_в} + \dfrac{0{,}5\Delta\alpha_{вп}(Vc)'_в}{(Vc)'_г + 0{,}5\Delta\alpha_{вп}(Vc)''_в} \right]}{1 \qquad 1}, \qquad (7.2)$$
$$\bar{\beta}(Vc)''_в \quad [(Vc)'_г + 0{,}5\Delta\alpha_{вп}(Vc)''_в]\varphi$$

где ′ и ″ — индексы, определяющие значения величин на входе и выходе из ВП; $\bar{\beta}$ — средний избыток воздуха в ВП, равный

$\bar{\beta}=\beta''+(\Delta\alpha_{вп}/2)$; $\Delta\alpha_{вп}$ — переток воздуха в газовый тракт ВП; β'' — коэффициент избытка воздуха на выходе из ВП; φ — коэффициент сохранения теплоты.

Для расчета $[Q_{вп}]_{теор}$ необходимо предварительно задаться ожидаемой температурой горячего воздуха или газов на входе в ВП и из баланса теплоты ВП найти другие значения температур, после чего определять массовые теплоемкости газов и воздуха.

Действительное предельное тепловосприятие одноступенчатого ВП $[Q_{вп}]_{пред}$ зависит кроме отношения $(Vc)_г/(Vc)_в$ от минимального температурного напора на «горячем» конце $\Delta t_м$ и равно:

$$[Q_{вп}]_{пред}=[Q_{вп}]_{теор}-\frac{\Delta t_м\dfrac{(Vc)'_г}{(Vc)'_г+0{,}5\Delta\alpha_{вп}(Vc)''_в}}{\dfrac{1}{\bar{\beta}(Vc)''_в}-\dfrac{1}{[(Vc)'_г+0{,}5\Delta\alpha_{вп}(Vc)''_в]\varphi}}. \qquad (7.3)$$

Наибольший (предельный) подогрев воздуха $[t_{г.в}]_{пред}$ в одноступенчатом ВП при заданных $[Q_{вп}]_{пред}$, $\vartheta_{ух}$, $t'_в$ типа ВП, $\bar{\beta}$ находится по формуле

$$[t_{г.в}]_{пред}=\frac{[Q_{вп}]_{пред}}{\bar{\beta}(Vc)''_в}+t'_в\frac{(Vc)'_в}{(Vc)''_в}. \qquad (7.4)$$

Температурный напор для перекрестного тока определяется по (6.31) и зависит от количества ходов воздуха, общего взаимного направления движения сред (прямоток или противоток), схемы соединений ходов по воздушной среде и условий перемешивания в пределах ходов и между ними. Учет этих факторов производится введением поправочного коэффициента ψ. Отсюда расчет температурного напора производят по формуле $\Delta t_{вп}=\psi\Delta t_{прт}$, где $\Delta t_{прт}$ — температурный напор при противоточной схеме, определяемый по (6.27).

Коэффициент ψ находится по рис. П11 приложения. Для пользования рис. П11 необходимо определить параметры

$$P=\tau_м/(\vartheta'-t'); \quad R=\tau_б/\tau_м, \qquad (7.5)$$

где $\tau_м$ — изменение (перепад) температуры при прохождении поверхности нагрева той средой, у которой оно меньше, °С; $\tau_б$ — изменение температуры второй среды, °С.

ПРИМЕРЫ

Пример 7.1. Найти предельное тепловосприятие одноступенчатого воздухоподогревателя и температуру горячего воздуха за ним при сжигании нерюнгринского угля марки СС. Принять:

$\Delta t_м = 55°$ С; $t'_в = 50°$ С; $\vartheta_{ух} = 142°$ С; $\alpha_{ух} = 1{,}28$; $\Delta\alpha_{вп} = 0{,}03$; $\beta'' = 1{,}17$; $\varphi = 0{,}9972$; теоретические энтальпии воздуха и продуктов сгорания при различных температурах имеют следующие значения, кДж/кг (табл. П3, топливо № 16):

Температура, °С	100	200	300	400
Энтальпия $H^0_г$	971,3	1967,8	2993,6	4048,6
Энтальпия $H^0_в$	858,3	1725,0	2608,4	3508,5

Решение. 1. Задаемся предварительно температурой горячего воздуха $t_{г.в} = 270°$ С и определяем соответствующее ей балансовое тепловосприятие воздухоподогревателя. При $t_{г.в} = 270°$ С теоретическая энтальпия воздуха $H^0_{г.в} = 2343{,}4$ кДж/кг, а при $t'_в = 50°$ С $H^{0'}_в = 429{,}2$ кДж/кг.

Тогда $Q_б = (\beta'' + \Delta\alpha_{вп}/2)(H^0_{г.в} - H^{0'}_в) = (1{,}17 + 0{,}03/2) \times (2343{,}4 - 429{,}2) = 2268{,}3$ кДж/кг.

2. Определяем энтальпию и температуру продуктов сгорания на входе в воздухоподогреватель

$$H'_{вп} = H_{ух} + Q_б/\varphi - \Delta\alpha_{вп} H^0_{прс},$$

где $H^0_{прс}$ — энтальпия присасываемого воздуха, кДж/кг, которая для трубчатого ВП определяется при $t_{ср} = 0{,}5(270 + 50) = 160°$ С и равна 1378,4 кДж/кг.

Энтальпия уходящих газов при $\vartheta_{ух} = 142°$ С и избытке воздуха $\alpha_{ух} = 1{,}28$ $H_{ух} = 1732{,}1$ кДж/кг. В результате $H'_{вп} = 1732{,}1 + 2268{,}3/0{,}9972 - 0{,}03 \cdot 1378{,}4 = 3965{,}4$ кДж/кг.

При $\alpha'_{вп} = 1{,}28 - 0{,}03 = 1{,}25$ полученное значение $H'_{вп}$ соответствует температуре газов на входе в ВП $\vartheta'_{вп} = 325°$ С.

3. Средний коэффициент избытка воздуха в ВП

$$\bar{\beta} = \beta'' + 0{,}5\Delta\alpha_{вп} = 1{,}17 + 0{,}5 \cdot 0{,}03 = 1{,}185.$$

4. Определяем массовые теплоемкости продуктов сгорания и воздуха на входе и выходе из ВП, кДж/(кг · К):

$$(Vc)'_г = 3965{,}4/325 = 12{,}201; \quad (Vc)''_г = 1732{,}1/142 = 12{,}198;$$

$$(Vc)'_в = 429{,}2/50 = 8{,}584; \quad (Vc)''_в = 2343{,}4/270 = 8{,}679.$$

5. Теоретическое тепловосприятие воздухоподогревателя по (7.2):

вспомогательная величина

$$A = (Vc)'_г + 0{,}5\Delta\alpha_{вп}(Vc)''_в = 12{,}201 + 0{,}5 \cdot 0{,}03 \cdot 8{,}679 =$$

$$= 12{,}331 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)};$$

$$[Q_{вп}]_{теор} = \frac{142\dfrac{12{,}198}{12{,}331} - 50\dfrac{8{,}584}{8{,}679} + \dfrac{0{,}5 \cdot 0{,}03 \cdot 8{,}584}{12{,}331}}{\dfrac{1}{1{,}185 \cdot 8{,}679} - \dfrac{1}{12{,}331 \cdot 0{,}997}} = 5691{,}5 \text{ кДж/кг}.$$

6. Определяем по (7.3) предельное тепловосприятие при $\Delta t_м = 55°$ С:

$$[Q_{вп}]_{пред} = 5691{,}5 - \frac{55\dfrac{12{,}201}{12{,}331}}{\dfrac{1}{1{,}185 \cdot 8{,}679} - \dfrac{1}{12{,}331 \cdot 0{,}997}} = 2270{,}67 \text{ кДж/кг}.$$

7. Определяем по (7.4) предельную температуру горячего воздуха:

$$[t_{г.в}]_{пред} = \frac{2270{,}67}{1{,}185 \cdot 8{,}679} + 50\frac{8{,}584}{8{,}679} = 270{,}2° \text{ С}.$$

Пример 7.2. Рассчитать, какую долю газов нужно направить в РВП, чтобы обеспечить $t_{г.в} = 400°$ С при применении схемы «расщепленного хвоста»? Температурный напор на «горячем» конце принять $\Delta t_м = 50°$ С; $\vartheta_{ух} = 130°$ С; $t'_в = 50°$ С; $\beta'' = 1{,}13$; $\alpha'_{вп} = 1{,}25$; $\alpha_{ух} = 1{,}45$; $\varphi = 0{,}997$; топливо — антрацитовый штыб (приложение, табл. П1, топливо № 5).

Решение. 1. Определяем энтальпию воздуха и газов, кДж/кг, при разных температурах (теоретические значения $H^0_г$ и $H^0_в$ — см. в табл. П3):

Температура, °С	200	400	600
$H_г$ при $\alpha = 1{,}25$	1918	3942,3	6076,8
$H_г$ при $\alpha = 1{,}45$	2059,2	4229,0	—

2. Определяем тепловосприятие РВП по воздушной стороне при заданных температурах горячего и холодного воздуха. Принимаем предварительно долю газов, проходящих через РВП, $x_г = 0{,}85$, при этом $\Delta\alpha_{вп} = (1{,}45 - 1{,}25)0{,}85 = 0{,}170$; $Q_б = (1{,}13 + 0{,}170/2)(2873 - 353) = 3062$ кДж/кг.

3. Определяем энтальпии и температуры газов на входе в РВП. При $\vartheta_{ух} = 130°$ С и $\alpha_{ух} = 1{,}45$ энтальпия уходящих газов $H_{ух} = 1430{,}3$ кДж/кг;

$$H'_{вп} = 1430{,}3 + \frac{3062}{0{,}85 \cdot 0{,}997} - \frac{0{,}200}{2} \cdot 2873 = 4719{,}9 \text{ кДж/кг}.$$

Этой энтальпии при $\alpha'_{вп} = 1{,}25$ соответствует температура газов

$$\vartheta'_{вп} = 400 + \frac{4719{,}9 - 3942{,}3}{6076{,}8 - 3942{,}3}(600 - 400) = 472{,}9° \text{ С}.$$

4. Отношение средних массовых теплоемкостей газов и воздуха:

при $x_г = 0{,}85$

$$(Vc)_г/(Vc)_в = (400 - 50)/(472{,}9 - 130) = 1{,}021;$$

при заданном значении $\Delta t_м = 50°$ С

$$\vartheta'_{вп} = 400 + 50 = 450° \text{ С};$$

$$(Vc)_г/(Vc)_в = (400 - 50)/(450 - 130) = 1{,}094.$$

Следовательно, доля газов, проходящая через РВП, должна составлять

$$x_г = 0{,}85 \frac{1{,}094}{1{,}021} = 0{,}911.$$

5. Проверим полученное значение:

присос воздуха в РВП

$$\Delta\alpha_{вп} = (1{,}45 - 1{,}25) \cdot 0{,}911 = 0{,}182;$$

тепловосприятие РВП по балансу

$$Q_б = (1{,}13 + 0{,}182/2)(2873 - 353) = 3077 \text{ кДж/кг};$$

энтальпия и температура газов на входе в РВП:

$$H'_{вп} = 1430{,}3 + \frac{3077}{0{,}9109 \cdot 0{,}977} - \frac{0{,}20}{2} 2873 = 4495{,}3 \text{ кДж/кг};$$

$$\vartheta'_{вп} = 400 + \frac{4495{,}3 - 3942{,}3}{6076{,}8 - 3942{,}3} \cdot 200 = 451{,}8° \text{ С};$$

температурный напор на «горячем» конце $\Delta t_м = 451{,}8 - 400 = 51{,}8°$ С при заданном 50° С.

Пример 7.3. Определить температурный напор в трубчатом воздухоподогревателе с трехкратным перекрестным движением воздуха. При решении принять $\vartheta'_г = 285°$ С; $\vartheta_{ух} = 142°$ С; $t_{г.в} = 221°$ С; $t'_в = 50°$ С. Как изменится температурный напор при уменьшении количества ходов до двух?

Решение. В соответствии с (7.5) находим параметры P и R:

$$P = \frac{285 - 142}{285 - 50} = 0{,}608; \quad R = \frac{221 - 50}{285 - 142} = 1{,}196.$$

По рис. П11 (кривая *3*) находим $\psi = 0{,}96$.

Определяем температурный напор при противотоке по (6.1)

$$\Delta t_{прт} = \frac{(142 - 50) - (285 - 221)}{\ln 92/64} = 77{,}2° \text{ С}.$$

Действительный температурный напор в трехходовом ВП

$$\Delta t = 77{,}2 \cdot 0{,}96 = 74{,}1° \text{ С}.$$

При уменьшении количества ходов до двух поправочный коэффициент $\psi = 0{,}905$ (рис. П11, кривая *2*),

$$\Delta t = 77{,}2 \cdot 0{,}905 = 69{,}9° \text{ С}.$$

Таким образом, уменьшение количества ходов с трех до двух при принятых условиях уменьшает расчетный температурный напор на 4,2° С (6%).

ЗАДАЧИ

Задача 7.1. Насколько изменится предельная температура горячего воздуха при вводе 3% рециркуляции продуктов сгорания перед воздухоподогревателем? Исходные данные принять по примеру 7.1.

Задача 7.2. Задана температура продуктов сгорания на входе в одноступенчатый воздухоподогреватель $\vartheta'_{вп}=350$ С. Определить балансовую температуру уходящих газов для вариантов выполнения воздухоподогревателя трубчатым и регенеративным при сжигании назаровского бурого угля (приложение, табл. П1, топливо № 15). Принять: $\Delta t_м=45°$ С; $t'_в=35°$ С; $\alpha'=1{,}20$; $\beta''=1{,}23$; $\varphi=0{,}9972$, присосы в ТВП 0,03; в РВП 0,20.

Задача 7.3. Как изменится действительное предельное тепловосприятие РВП при появлении в газовом тракте котла присосов воздуха в количестве $\sum\Delta\alpha=0{,}06$? Принять: $\vartheta_{ух}=150°$ С; $t'_в=50°$ С; $\Delta t_м=40°$ С; $\varphi=0{,}9972$; $\alpha_{т1}=1{,}03$ и $\alpha_{т2}=1{,}09$ (при наличии присосов), присосы в РВП $\Delta\alpha_{РВП}=0{,}20$; $\beta''=1{,}03$; принять $t_{г.в}$ в исходном варианте 300° С.

Задача 7.4. Возможно ли в одноступенчатом ТВП обеспечить подогрев воздуха до $t_{г.в}=280°$ С при сжигании кузнецкого угля СС (приложение, табл. П1, топливо № 6) при $\Delta t_м$ не менее 35° С? При расчетах принять: $\Delta t_б=115°$ С; $t'_в=30°$ С; $\alpha_{ух}=1.23$; $\alpha'=1{,}20$; $\beta''=1{,}14$; $\varphi=0{,}9972$.

Задача 7.5. Насколько изменится температура горячего воздуха в РВП, установленном в «расщепленном газоходе», если долю продуктов сгорания через РВП уменьшить с 0,911 до 0,80? Остальные данные принять по примеру 7.2.

Задача 7.6. Определить, как изменятся поправочные коэффициенты к температурному напору ψ при одновременном повышении входной (и соответственно выходной) температуры продуктов сгорания в ТВП на 20° С, оставив температуры воздуха неизменными. При решении задачи принять за исходные: $\vartheta'=410°$ С; $\vartheta_{ух}=150°$ С; $t_{г.в}=380°$ С; $t'_в=50°$ С. Задачу решить для двух вариантов выполнения воздухоподогревателя: при четырехкратном и двухкратном перекрестном токе.

7.2. КОЭФФИЦИЕНТЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ТРУБЧАТОМ И РЕГЕНЕРАТИВНОМ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯХ

Коэффициент теплопередачи трубчатого воздухоподогревателя

$$k_{вп}=\xi\Big/\left(\frac{1}{\alpha_в}+\frac{1}{\alpha_г}\right), \qquad (7.6)$$

где $\alpha_г$, $\alpha_в$ — коэффициенты теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке и от стенки к воздуху; ξ — коэффициент использования.

Для вертикальных трубчатых воздухоподогревателей с выполнением хода воздуха отдельным кубом (без установки промежуточных трубных досок) коэффициенты использования принимают следующими:

Вид топлива	Холодная ступень	Горячая ступень
АШ, фрезерный торф, канско-ачинские бурые угли	0,9	0,75
Мазут	0,85	0,90
Все остальные твердые и газообразные топлива	0,90	0,90

При наличии межходовых промежуточных трубных досок в пределах блока воздухоподогревателя коэффициент использования снижается по сравнению с указанными выше значениями на 0,15 в двухходовой ступени с одной промежуточной доской и трехходовой ступени с двумя промежуточными досками; на 0,05 в трехходовой ступени при одной промежуточной доске и в четырехходовой при двух промежуточных досках.

Для определения $\alpha_г$ и $\alpha_в$ используется зависимость

$$\alpha_г = \alpha_к + \alpha_л, \tag{7.7}$$

где $\alpha_к$ и $\alpha_л$ — коэффициенты теплоотдачи конвекцией и излучением, кВт/(м^2·К); их значения определяются по § 6.2.

Значение $\alpha_л$ рассчитывают по эффективной толщине излучающего слоя $s_{эф} = 0{,}9d_{вн}$ при температуре загрязнения $t_з = 0{,}5(\bar{\vartheta}_г + \bar{t}_в)$. Однако ввиду малого значения $\alpha_л$ из-за низких температур газов и незначительной $s_{эф}$ ее значением для одноступенчатых воздухоподогревателей пренебрегают.

В случае продольного омывания поверхности трубы расчет $\alpha_г$ производится по (6.15), в которой $d_э$ принимается равным внутреннему диаметру труб.

Коэффициент теплоотдачи от стенки труб к воздуху для поперечного омывания труб определяется аналогично, как при движении продуктов сгорания в шахматных пучках по (6.10).

Скорость воздуха в межтрубном пространстве определяют по формуле

$$w_в = B_р \beta_{вп} V^0_в (t + 273)/(273F_в), \tag{7.8}$$

где $\beta_{вп}$ — коэффициент избытка воздуха в ВП,

$$\beta_{вп} = \beta'' + \frac{\Delta\alpha_{вп}}{2} + \beta_{рц},$$

$\beta_{рц}$ — доля рециркуляции горячего воздуха в ВП; $F_в$ — площадь для прохода воздуха, м^2; $F_в$ определяется по (6.3).

Для регенеративных воздухоподогревателей коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле

$$k = \xi П \Big/ \left[\frac{1}{x_г \alpha_г} + \frac{1}{x_в \alpha_в}\right], \tag{7.9}$$

где $x_г$ и $x_в$ — доли поверхности нагрева или живого сечения для прохода продуктов сгорания и воздуха: $x_г = F_г/F_{вп}$; $x_в = F_в/F_{вп}$; $F_г$, $F_в$, $F_{вп}$ — сечения для прохода продуктов сгорания, воздуха и общее проходное сечение РВП; $П$ — поправочный коэффициент, учитывающий нестационарность процесса теплообмена; для РВП с пластинчатой набивкой и толщиной листов 0,6—1,2 мм коэффициент $П$ зависит от скорости вращения ротора: при $n = 1$ об/мин $П = 0{,}97$, при $n \geqslant 1{,}5$ об/мин $П = 1{,}0$; ξ — коэффициент использования поверхности, принимается для всех топлив (твердых, жидких и газообразных) равным 0,8 при $\Delta\alpha_{РВП} \geqslant 0{,}20$ и 0,9 при $\Delta\alpha_{РВП} \leqslant 0{,}15$; при значениях $\Delta\alpha_{РВП}$ в интервале 0,20—0,15 коэффициенты ξ интерполируют.

Коэффициенты теплоотдачи по газовой и воздушной сторонам РВП определяют по формуле

$$\alpha = A\frac{\lambda}{d}\left(\frac{wd_э}{\nu}\right)^{0,8} Pr^{0,4} C_t, \qquad (7.10)$$

где A — коэффициент, зависящий от типа набивки.

При использовании для набивки стальных листов коэффициент принимает значения: для волнистых листов интенсифицированной набивки горячей части РВП при суммарной высоте изгиба двух соседних листов $a+b = 24$ мм $A = 0{,}027$ и при $a+b = 4{,}8$ мм $A = 0{,}037$; для сочетания волнистых и гладких листов горячей части РВП $A = 0{,}027$: для гладких и дистанционирующих (с выступами) утолщенных листов набивки холодной части РВП $A = 0{,}021$. В случае эмалированных листов холодной части РВП коэффициент снижается на 5% по сравнению с металлическими листами. При этом, как правило, эмалирование набивки холодной части выполняется из гладких и волнистых промежуточных листов, т. е. по типу набивки горячей части, для которой принимают $A = 0{,}027$.

Поправка C_t вводится только при нагревании воздуха:

$$C_t = (T/T_{ст})^{0,5},$$

где T, $T_{ст}$ — температуры воздуха и стенки листов набивки, К.

Средняя температура стенки листов набивки

$$t_{ст} = (\vartheta_г x_г + t_в x_в)/(x_г + x_в).$$

Температурный напор в РВП рассчитывается по формулам § 6.4.

ПРИМЕРЫ

Пример 7.4. Определить коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху для трубчатого воздухоподогревателя (ТВП) из труб наружным диаметром 40 мм с толщиной стенки 1,6 мм, шахматным расположением труб с шагами $s_1 = 60$ и $s_2 = 42$ мм.

При решении задачи принять: $F_в = 44$ м^2; $z_2 > 10$; $\beta''_{вп} = 1{,}17$; $\Delta\alpha_{вп} = 0{,}03$; $t'_в = 50°$ С; $t_{г.в} = 221°$ С. Исходные данные по топливу: $B_р = 22{,}278$ кг/с; $V^0_в = 6{,}47$ м^3/кг. Как изменится коэффициент теплоотдачи при переходе на уплотненные шаги труб $s_1 = 52$ и $s_2 = 40$ мм при сохранении скорости воздуха?

Решение. 1. Находим среднюю скорость воздуха по (7.8) при средней температуре воздуха $t_в = 0{,}5(50 + 221) = 135{,}5°$ С:

$$w_в = 22{,}278(1{,}17 + 0{,}03/2) \cdot 6{,}47(135{,}5 + 273)/(273 \cdot 44) = 5{,}8 \text{ м/с}.$$

2. Определяем коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воздуху в исходном варианте. Предварительно вычисляем поправочные коэффициенты C_s и C_z (см. § 6.2): $\sigma'_2 = 1{,}29$; $\varphi = 1{,}722$; $C_s = 0{,}275 \cdot 1{,}722^{0.5} = 0{,}361$; $C_z = 1{,}0$, так как $z_2 > 10$.

При $t_в = 135{,}5°$ С физические характеристики воздуха:

$$\nu = 27{,}318 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda = 3{,}438 \cdot 10^{-5} \text{ кВт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$\text{Pr} = 0{,}69.$$

По (6.8) коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_в = 1{,}0 \cdot 0{,}361 \frac{3{,}438 \cdot 10^{-5}}{0{,}040}\left(\frac{5{,}8 \cdot 0{,}04}{27{,}318 \cdot 10^{-6}}\right)^{0{,}60} \cdot 0{,}69^{0{,}33} =$$

$$= 62{,}5 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

3. То же при уплотненных шагах труб $s_1 = 52$ и $s_2 = 40$ мм. При сохранении скорости воздуха в этом варианте меняется только поправочный коэффициент C_s; $\sigma'_2 = 1{,}193$; $\varphi = 1{,}557$; $C_s = 0{,}34 \cdot 1{,}557^{0{,}1} = 0{,}355$:

$$\alpha_к = \alpha_{к0}\frac{C_s}{C_{s0}} = 62{,}5\frac{0{,}355}{0{,}361} = 61{,}5 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Таким образом, использование «тесных» шагов несколько уменьшает коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воздуху (в данном случае на 1,7%). В то же время за счет компактности увеличилась поверхность нагрева в $\frac{60 \cdot 42}{52 \cdot 40} = 1{,}21$ раза, т. е. на 21% в том же объеме.

Пример 7.5. Как изменится коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воздуху при увеличении диаметра труб с ∅40 мм при толщине стенки 1,6 мм до ∅51 мм при толщине стенки 1,5 мм? При решении принять: $F_в = 42{,}3$ м^2, расположение труб — шахматное с шагами $s_1 = 60$ и $s_2 = 42$ мм; $z_2 > 10$; $B_р = 46{,}917$ кг/с; $V^0_в = 3{,}35$ м^3/кг; $\beta''_в = 1{,}06$; $\Delta\alpha_{вп} = 0{,}03$; $t'_в = 50°$ С; $t_{г.в} = 311°$ С. При переходе на трубы ∅51 мм сохранить мостик (расстояние между отверстиями) в диагональном направлении $(s'_2 - d)$ и скорость воздуха.

Решение. 1. Находим по (7.8) среднюю скорость воздуха. Средняя температура воздуха в ТВП $t_{ср} = 0{,}5(50 + 311) = 180{,}5°$ С:

$$w_в = 46{,}917(1{,}06 + 0{,}03/2) \cdot 3{,}35 \cdot (180{,}5 + 273)/(273 \cdot 42{,}3) = 6{,}63 \text{ м/с}.$$

2. Определяем коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху при трубах ∅40 мм. При тех же конструктивных характеристиках, что в примере 7.4, значение $C_s = 0{,}361$. Физические параметры при $t_{ср} = 180{,}5°$ С; $\nu = 32{,}538 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda = 3{,}758 \cdot 10^{-5}$ кВт/(м · К); $Pr = 0{,}69$;

$$\alpha_{в0} = 1{,}0 \cdot 0{,}361 \frac{3{,}758 \cdot 10^{-5}}{0{,}04} \left(\frac{0{,}04 \cdot 6{,}63}{32{,}538 \cdot 10^{-6}} \right)^{0{,}6} \cdot 0{,}69^{0{,}33} =$$

$$= 66{,}7 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

3. То же при переходе на трубы ∅51 мм. Исходя из условия равенства мостиков между отверстиями в диагональном направлении, получаем следующее. В исходном варианте диагональный шаг

$s'_2 = \sqrt{(60/2)^2 + 42^2} = 51{,}614$ мм, тогда мостик $\Delta s = 51{,}614 - 40 = 11{,}614$ мм.

При трубах ∅51 мм $s'_2 = 11{,}614 + 51 = 62{,}614$ мм, т. е. в 1,213 раза больше. Если изменить в таком же отношении значения поперечного и продольного шагов, то получаем $s_1 = 72{,}8$ и $s_2 = 50{,}95$ мм. Принимаем шаги $s_1 = 73$ и $s_2 = 51$ мм. При этих шагах: $\sigma'_2 = 1{,}23$; $\varphi = 1{,}878$; $C_s = 0{,}275 \cdot 1{,}878^{0{,}5} = 0{,}377$;

$$\alpha_в = 1{,}0 \cdot 0{,}377 \frac{3{,}758 \cdot 10^{-5}}{0{,}051} \left(\frac{0{,}051 \cdot 6{,}63}{32{,}538 \cdot 10^{-6}} \right)^{0{,}6} \cdot 0{,}69^{0{,}33} =$$

$$= 63{,}15 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

или другим путем:

$$\alpha_в = \alpha_{в0} \frac{C_s}{C_s^0} \left(\frac{0{,}040}{0{,}051} \right)^{0{,}4} =$$

$$= 66{,}7 \cdot 10^{-3} \frac{0{,}377}{0{,}361} \cdot 0{,}784^{0{,}4} = 63{,}15 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Таким образом, в сопоставимых условиях увеличение диаметра труб приводит к росту габаритных размеров поверхности и ее металлоемкости. Снижается эффективность теплообмена. Однако для зольных топлив, при сжигании которых необходимо увеличение сечения для проходов газов из-за опасности забивания труб золой, приходится идти на такое увеличение диаметра труб.

Пример 7.6. Определить коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке труб для трубчатого воздухоподогревателя, имеющего следующие конструктивные данные: трубы наружным диаметром 40 мм; толщина стенки 1,6 мм; $w_г = 7{,}7$ м/с; $r_{H_2O} = 0{,}068$; $r_п = 0{,}208$; $\mu_{зл} = 0{,}0146$ кг/кг; мельницы — среднеходные; $\vartheta' = 281°$ С; $\vartheta'' = 142°$ С; $t'_в = 50°$ С, $t''_в = 221°$ С.

Решение. 1. Определяем коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке трубы. Средняя температура продуктов сгорания $\bar{\vartheta}_г = 0{,}5(281 + 142) = 211{,}5°$ С. Физические параметры продуктов сгорания при $\bar{\vartheta} = 211{,}5°$ С и $r_{H_2O} = 0{,}068$: $\nu = 33{,}014 \cdot 10^{-6} \cdot 0{,}995 = 32{,}85 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda = 4{,}107 \cdot 10^{-5} \cdot 0{,}975 = 4{,}005 \cdot 10^{-5}$ кВт/(м · К); $Pr = 0{,}651$.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией

$$\alpha_к = 0{,}023 \frac{4{,}005 \cdot 10^{-5}}{0{,}0368} \left(\frac{7{,}7 \cdot 0{,}0368}{32{,}85 \cdot 10^{-6}} \right)^{0{,}8} \cdot 0{,}651^{0{,}4} = 29{,}7 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Для определения коэффициента теплоотдачи излучением предварительно находим коэффициент излучения ε. Эффективная толщина излучающего слоя $s = 0{,}9 d_{вн} = 0{,}9 \cdot 0{,}037 = 0{,}0333$ м; $p_п s = p r_п s = 0{,}1 \cdot 0{,}208 \cdot 0{,}0333 = 0{,}69 \cdot 10^{-3}$ м · МПа. По (4.14) и (4.17) находим коэффициенты ослабления $k_г$ и $k_{зл}$:

$$k_г = 86{,}9 \ \ 1/(м \cdot МПа);$$

$$k_{зл} = 142{,}7 \ \ 1/(м \cdot МПа).$$

Значение $kps = 0{,}0665$. Коэффициент излучения по (4.11)

$$\varepsilon = 1 - e^{-0.0665} = 0{,}064.$$

3. Коэффициент теплоотдачи излучением определяем по (6.12). Средняя температура стенки трубы $t_з = t_{ст} = 0{,}5(\bar{t}_в + \bar{\vartheta}_г) = 0{,}5(135{,}5 + 211{,}5) = 173{,}5°$ С, или 446,5 К. Средняя температура газов $T_г = 211{,}5 + 273 = 484{,}5$ К;

$$\alpha_л = 5{,}13 \cdot 10^{-11} \cdot 0{,}064 \cdot 484{,}5^3 \frac{1 - \left(\frac{446{,}5}{484{,}5}\right)^4}{1 - \frac{446{,}5}{484{,}5}} = 1{,}3 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

В соответствии с (7.7)

$$\alpha_г = 29{,}7 \cdot 10^{-3} + 1{,}3 \cdot 10^{-3} = 31{,}0 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Как видно из полученных результатов, доля теплообмена излучением составляет 4,2%, что меньше точности расчета.

Пример 7.7. Как изменится коэффициент теплопередачи в вертикальном трубчатом воздухоподогревателе при установке в трехходовой ступени двух промежуточных трубных досок? При проведении расчетов принять: скорость продуктов сгорания 11,1 м/с; скорость воздуха 8,7 м/с; трубы наружным диаметром 40 мм с толщиной стенки 1,6 мм при шахматном расположении труб в воздушном потоке с шагами $s_1 = 60$ и $s_2 = 42$ мм; $z_2 > 10$; топливо — донецкий газовый уголь. Температуры газов и воздуха в ВП: $\vartheta' = 392°$ С; $\vartheta'' = 165°$ С; $t'_в = 66°$ С; $t''_в = 332°$ С. Из предварительных расчетов следует: коэффициент теплоотдачи от газового потока к стенке трубы $\alpha_к^г = 38{,}2 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2 · К), $\alpha_л^г = 2{,}2 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2 · К). То же от стенки к воздуху $\alpha_к^в = 78{,}2 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2 · К).

Решение. 1. Суммарный коэффициент теплоотдачи с газовой стороны по (7.7)

$$\alpha_г = 38{,}2 \cdot 10^{-3} + 2{,}2 \cdot 10^{-3} = 40{,}4 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

2. Определяем коэффициент теплопередачи в исходном варианте (без промежуточных трубных досок):

$$k_0 = \frac{0{,}90}{\frac{1}{78{,}2 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{40{,}4 \cdot 10^{-3}}} = 24{,}0 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

3. Определяем коэффициент теплопередачи в варианте с установкой двух промежуточных трубных досок. В этом случае коэффициент использования уменьшается на 0,15 и составит 0,75. В этом варианте

$$k = 24 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}75/0{,}90 = 20{,}0 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

В данном случае при установке в трехходовом воздухоподогревателе двух промежуточных трубных досок коэффициент теплопередачи уменьшился в 1,2 раза. При движении газов внутри труб и омывании их воздухом с наружной стороны отношение $\alpha_в$ и $\alpha_г$ составляет 1,935.

Пример 7.8. Определить коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке в регенеративном воздухоподогревателе (горячая ступень). Принять следующие исходные данные: $\vartheta' = 376°$ С; $\vartheta'' = 180°$ С; $t'_в = 111°$ С; $t''_в = 132°$ С; $V^0_в = 10{,}08$ м^3/кг; $V^0_г = 10{,}9$ м^3/кг; $V_{RO_2} = 1{,}52$ м^3/кг; $V^0_{H_2O} = 1{,}42$ м^3/кг; $B_р = 20{,}083$ кг/с; $F_г = 56{,}6$ м^2; присос воздуха в РВП $\Delta\alpha_{вп} = 0{,}20$; $\alpha'_{РВП} = 1{,}03$; $d_{экв} = 9{,}6$ мм; тип набивки — горячая интенсифицированная; топливо — беззольное.

Решение. 1. Определяем средний объем газов в РВП. Поскольку присос воздуха в РВП сосредоточен в его верхней и нижней частях, то принимается, что в теплообмене участвует только верхний присос (переток) воздуха, т. е. средний избыток воздуха в газовом тракте $\alpha_{РВП} = \alpha' + \Delta\alpha_{вп}/2 = 1{,}03 + 0{,}2/2 = 1{,}13$. При избытке воздуха $\alpha_{РВП} = 1{,}13$ по (2.15) и (2.14):

$$V_г = 10{,}9 + 1{,}0161\,(1{,}13 - 1) \cdot 10{,}08 = 12{,}23 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$V_{H_2O} = 1{,}42 + 0{,}0161\,(1{,}13 - 1) \cdot 10{,}08 = 1{,}44 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

2. Определяем долю водяных паров и трехатомных газов:

$$r_{H_2O} = 1{,}44/12{,}23 = 0{,}118; \quad r_{RO_2} = 1{,}52/12{,}23 = 0{,}124;$$

$$r_п = 0{,}118 + 0{,}124 = 0{,}242.$$

3. Определяем скорость продуктов сгорания в РВП по (6.7). Средняя температура газов $\bar{\vartheta}_г = 0{,}5\,(376 + 180) = 278°$ С;

$$w_г = 12{,}23 \cdot 20{,}083\,(278 + 273)/(273 \cdot 56{,}6) = 8{,}8 \text{ м/с}.$$

4. Коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке определяем по (7.10). Физические параметры газовой среды с учетом поправок: $\nu = 41{,}19 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; $\lambda = 4{,}66 \cdot 10^{-5}$ кВт/(м · К); Pr = 0,654;

$$\alpha_к = 0{,}037 \frac{4{,}66 \cdot 10^{-5}}{0{,}0096} \left(\frac{8{,}8 \cdot 0{,}0096}{41{,}19 \cdot 10^{-6}} \right)^{0{,}8} \cdot 0{,}654^{0{,}4} =$$

$$= 67{,}7 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

5. Аналогично примеру 7.6 определяем коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке излучением:

эффективная толщина излучающего объема

$$s = 0{,}9 \cdot 0{,}0096 = 0{,}00864 \text{ м};$$

произведение $p_{\text{п}} s = 0{,}1 \cdot 0{,}242 \cdot 0{,}00864 = 0{,}000209$ МПа · м;
коэффициент ослабления лучей трехатомными газами

$$k_{\text{г}} = 168{,}01/(\text{м} \cdot \text{МПа});$$

оптическая толщина излучающего слоя

$$kps = 168{,}0 \cdot 0{,}209 \cdot 10^{-3} = 0{,}035;$$

коэффициент излучения

$$\varepsilon = 1 - e^{-0{,}035} = 0{,}035;$$

средние расчетные температуры:

$$T_{\text{г}} = 278 + 273 = 551 \text{ К};$$

$$T_{\text{з}} = [278 + 0{,}5 \cdot (111 + 132)] \cdot 0{,}5 + 273 = 200 + 273 = 473 \text{ К};$$

коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_{\text{л}} = 5{,}13 \cdot 10^{-11} \cdot 0{,}035 \cdot (551)^3 \frac{1 - \left(\frac{473}{551}\right)^{3{,}6}}{1 - \frac{473}{551}} = 0{,}9 \cdot 10^{-3} \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

6. Суммарный коэффициент теплоотдачи с газовой стороны по (7.7)

$$\alpha_{\text{г}} = 67{,}7 \cdot 10^{-3} + 0{,}9 \cdot 10^{-3} = 68{,}6 \cdot 10^{-3} \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Как показывает данный пример, теплоотдача излучением в горячей части РВП пренебрежимо мала. В данном примере она составляет 1,3% значения $\alpha_{\text{г}}$.

ЗАДАЧИ

Задача 7.7. Как изменится коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке труб при переходе на трубы ∅51 мм с толщиной стенки $\delta = 1{,}5$ мм вместо труб ∅40 мм с $\delta = 1{,}6$ мм? Исходные данные принять по примеру 7.8. При расчетах учесть изменение сечения для прохода газов с учетом того, что трубы диаметром 40 мм имели шаги $s_1 = 60$, $s_2 = 42$ мм, а при переходе ∅51 мм они должны быть $s_1 = 73$ и $s_2 = 51$ мм. Коэффициентом теплоотдачи излучением пренебречь.

Задача 7.8. Найти коэффициент теплоотдачи от стенки РВП к воздуху в холодной части воздухоподогревателя. Принять следующие исходные данные: $t' = 70°$ С; $t'' = 111°$ С; $\vartheta' = 180°$ С; $\vartheta'' = 138°$ С; $V_{\text{в}}^0 = 10{,}08$ м^3/кг; $\beta''_{\text{РВП}} = 1{,}03$; присос в РВП $\Delta\alpha = 0{,}20$; $F_{\text{в}} = 51{,}9$ м^2; $d_{\text{экв}} = 11{,}3$ мм; тип набивки — горячий; $l/d_{\text{экв}} > 50$; $B_{\text{р}} = 20{,}083$ кг/с.

Задача 7.9. Найти коэффициент теплопередачи в вертикальном трубчатом воздухоподогревателе (выходная ступень) с двумя ходами среды при наличии

в ступени одной промежуточной доски. При проведении расчетов принять: скорость продуктов сгорания $w_г = 10{,}9$ м/с; скорость воздуха 8 м/с; трубы наружным диаметром 40 мм с толщиной стенки 1,6 мм; шахматное расположение труб с шагами $s_1 = 60$ и $s_2 = 42$ мм; $z_2 > 10$; топливо — каменный уголь; $r_{H_2O} = 0{,}072$; $r_п = 0{,}219$; $\mu_{зл} = 0{,}0146$ кг/кг; мельницы — молотковые; $\vartheta' = 493°$ С; $\vartheta'' = 357°$ С; $t'_в = 221°$ С; $t''_в = 391°$ С. Как изменится коэффициент теплопередачи, если выполнить ступень в виде двух отдельных кубов — без промежуточной доски?

7.3. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОСПРИЯТИЯ «ХОЛОДНОЙ» И «ГОРЯЧЕЙ» ЧАСТЕЙ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Выделение «холодной» части воздухоподогревателя производится после выбора типоразмера РВП, типа его набивки. На входе в «горячую» часть температура стенки набивки, °С, должна превышать при всех нагрузках температуру точки росы на 5—10° С, т. е. должно выполняться условие

$$t_{ст} \geqslant t_р + (5 - 10), \tag{7.11}$$

что является условием отсутствия коррозии металла в «горячей» части РВП.

Температура точки росы зависит от свойств топлива и при сжигании сернистых твердых топлив в пылевидном состоянии может быть найдена по зависимости (5.31).

При сжигании сернистых мазутов с избытками воздуха 1,03—1,05 температура точки росы зависит от содержания серы в топливе и может быть определена по п. 5.2.1.

При сжигании газообразных сернистых топлив точка росы дымовых газов может быть найдена по (7.12) при условии, что содержание серы в газе рассчитывается, как приведенное по зависимости

$$S^р_{пр} = \frac{5987 m q}{Q^с_н}, \tag{7.12}$$

где m — число атомов серы в молекуле серосодержащего компонента; q — объемный процент серосодержащего компонента H_2S.

Действительная температура металла набивки $t_{ст}$, °С, зависит от температуры продуктов сгорания, греющегося воздуха, условий теплообмена с газовой и воздушной сторон и определяется по формуле

$$t_{ст} = \frac{x_г \alpha_г \vartheta''_г + x_в \alpha_в t'_в}{x_г \alpha_г + x_в \alpha_в}, \tag{7.13}$$

где $\vartheta''_г$ и $t'_в$ — температуры продуктов сгорания на выходе из расчетной части РВП и воздуха на входе в эту часть, °С; $\alpha_г$ и $\alpha_в$ — коэффициенты теплоотдачи в газовой и воздушной

частях РВП, рассчитанные по геометрическим характеристикам этой части РВП.

В уравнении (7.13) температуры $t_в$ и $\vartheta_г$ взаимосвязаны. Это видно из балансовых соотношений теплоты, отданной продуктам сгорания, $Q_б^г$, кДж/кг, и воспринятой воздухом, $Q_б^в$, кДж/кг, в регенеративном воздухоподогревателе:

$$Q_б^г = \left(H'_{вп} - H''_{вп} + \frac{\Delta\alpha_{вп}}{2} H^0_{г.в} + \frac{\Delta\alpha_{вп}}{2} H^{0\prime}_в \right) \varphi; \qquad (7.14)$$

$$Q_б^в = \bar{\beta}_{вп} (H^0_{г.в} - H^{0\prime}_в). \qquad (7.15)$$

При расчете регенеративного воздухоподогревателя по частям присос воздуха распределяется поровну между «холодной» и «горячей» частями. Для первой — энтальпия присоса определяется по температуре холодного воздуха, для второй — по температуре горячего воздуха. Расчет значения $\beta_{вп}$ приведен в § 7.2. Получение температуры воздуха на входе в «горячую» часть на уровне, при котором значение минимальной $t_{ст}$ окажется больше $t_р$, связано с определением тепловосприятия «холодной» части РВП. Эта задача решается методом итерации либо графоаналитически, если принять для параллельного расчета несколько (три-четыре) ожидаемых температур воздуха.

При выполнении трубчатого воздухоподогревателя со сменяемыми холодными либо эмалированными кубами ТВП подход к выбору их тепловосприятия аналогичен. Однако формула определения минимальной температуры металла труб имеет следующий вид:

$$t_{ст} = \frac{0{,}8\alpha_г \vartheta'' + \alpha_в t'_в}{0{,}95\alpha_г + \alpha_в}. \qquad (7.16)$$

ПРИМЕРЫ

Пример 7.9. Найти температуру продуктов сгорания на выходе из «горячей» части РВП и температуру воздуха на входе в эту часть из условий бескоррозионной работы «горячей» части РВП. Определить необходимую высоту набивки «холодной» части РВП. При решении задачи принять: топливо — сернистый мазут (приложение, табл. П1, топливо № 19) с $S^р = 1{,}4\%$; избыток воздуха в газах перед РВП $\alpha' = 1{,}03$; присос воздуха $\Delta\alpha_{вп} = 0{,}16$; отношение количества воздуха к теоретически необходимому на выходе из РВП $\beta'' = 1{,}03$; температуру уходящих газов $\vartheta_{ух} = 150°$ С; температуру воздуха на входе 80° С; коэффициенты теплоотдачи $\alpha_г^{г.ч} = 67{,}1 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2 · К); $\alpha_в^{г.ч} = 53{,}0 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2 · К); $\alpha_г^{х.ч} = 47{,}6 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2 · К); $\alpha_в^{х.ч} = 37{,}8 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2 · К); $x_г = x_в = 0{,}458$, $\varphi = 0{,}997$; $B_р = 19{,}048$ кг/с; частота вращения ротора РВП $n > 1{,}5$ об/мин; количество РВП $n_{вп} = 2$ шт.;

поверхность нагрева на 1 м высоты ротора $F_{уд}=20\,290$ м^2. Корпус РВП закрытый.

Решение. 1. Определяем избытки воздуха в холодной части РВП:

избыток воздуха на выходе из РВП

$$\alpha_{ух}=\alpha'+\Delta\alpha_{вп}=1{,}03+0{,}16=1{,}19;$$

избыток воздуха в «холодной» части РВП

$$\alpha_{х.ч}=\alpha'+\frac{\Delta\alpha_{вп}}{2}=1{,}03+0{,}16/2=1{,}11.$$

2. Значения теоретических и полных энтальпий продуктов сгорания определяем на основе данных топлива (табл. П3 приложения, топливо № 19):

Энтальпия, кДж/кг	Температура, °С	
	200	400
$H^0_г$	3148	6469
$H^0_в$	2780	5656
$H_г$ при $\alpha=1{,}11$	3453,8	7091,2
$H_г$ при $\alpha=1{,}19$	3676,2	7543,6

3. Определяем балансовое тепловосприятие «холодной» части РВП. Предварительно принимаем четыре значения температуры воздуха после «холодной» части РВП: $t_{пр}=130$, 120, 110 и 100° С. Этим значениям температур соответствуют теоретические энтальпии воздуха $H^0_в=1807{,}0$; 1668,0; 1529,0 и 1390,0 кДж/кг. То же на входе в РВП при $t'_в=80°$ С $H^{0\prime}_в=1112{,}0$ кДж/кг.

Балансовое тепловосприятие «холодной» части РВП по воздуху по (7.15): при $t_{пр}=130°$ С $Q^{х.ч}_б=1{,}11(1807{,}0-1112{,}0)=771{,}5$ кДж/кг; при $t_{пр}=120°$ С $Q^{х.ч}_б=1{,}11(1668{,}0-1112{,}0)=617{,}3$ кДж/кг; при $t_{пр}=110°$ С $Q^{х.ч}_б=462{,}9$ кДж/кг и при $t_{пр}=100°$ С $Q^{х.ч}_б=308{,}6$ кДж/кг.

4. Определяем температуру продуктов сгорания на входе в «холодную» часть РВП (выход из «горячей» части). Преобразуем формулу (7.14):

$$H'_{вп}=H_{ух}+Q_б/\varphi-0{,}5\Delta\alpha_{вп}H^0_{прс}.$$

Энтальпия уходящих газов при $\alpha_{ух}=1{,}19$ и $\vartheta_{ух}=150°$ С (после смешения с перетоком воздуха на «холодном» конце с $t'_в=80°$ С)

$$H_{ух}=3676{,}2\,\frac{150}{200}=2757{,}2\text{ кДж/кг}.$$

Находим значения энтальпии газов на входе в «холодную» часть РВП:

при $t_{пр}=130°$ С

$$H'_{вп} = 2757{,}2 + \frac{771{,}5}{0{,}997} - 0{,}08 \cdot 1112{,}0 = 3441{,}8 \text{ кДж/кг}.$$

При этой энтальпии и $\alpha' = 1{,}11$ температура газов

$$\vartheta' = 200\,\frac{3441{,}8}{3453{,}8} = 199{,}3^\circ \text{ C};$$

при $t_{пр} = 120^\circ$ C

$$H'_{вп} = 3287 \text{ кДж/кг}; \quad \vartheta' = 190{,}3^\circ \text{ C};$$

при $t_{пр} = 110^\circ$ C

$$H'_{вп} = 2977{,}6 \text{ кДж/кг}; \quad \vartheta' = 172{,}4^\circ \text{ C}.$$

5. Определяем по (7.13) минимальную температуру стенки в «горячей» части РВП:

при $t_{пр} = 130^\circ$ C

$$t_{ст} = \frac{0{,}458 \cdot 67{,}1 \cdot 10^{-3} \cdot 199{,}3 + 0{,}458 \cdot 53{,}0 \cdot 10^{-3} \cdot 130}{0{,}458 \cdot 67{,}1 \cdot 10^{-3} + 0{,}458 \cdot 53{,}0 \cdot 10^{-3}} = 168{,}7^\circ \text{ C};$$

при $t_{пр} = 120^\circ$ C $t_{ст} = 159{,}3^\circ$ C;
при $t_{пр} = 110^\circ$ C $t_{ст} = 149{,}9^\circ$ C;
при $t_{пр} = 100^\circ$ C $t_{ст} = 140{,}4^\circ$ C.

6. Находим допустимую температуру металла набивки РВП. Температуру точки росы для мазута с заданной сернистостью $S^р = 1{,}4\%$ определяем по П12: $t_р = 137^\circ$ C.

При этом допустимая температура стенки набивки

$$[t_{ст}] = 137 + 10 = 147^\circ \text{ C}.$$

7. Необходимая температура воздуха на входе в «горячую» часть РВП, соответствующая $t_{ст} = 147^\circ$ C, составит

$$t_{пр} = 100 + \frac{147 - 140{,}4}{149{,}9 - 140{,}4} \cdot 10 = 104{,}6^\circ \text{ C}.$$

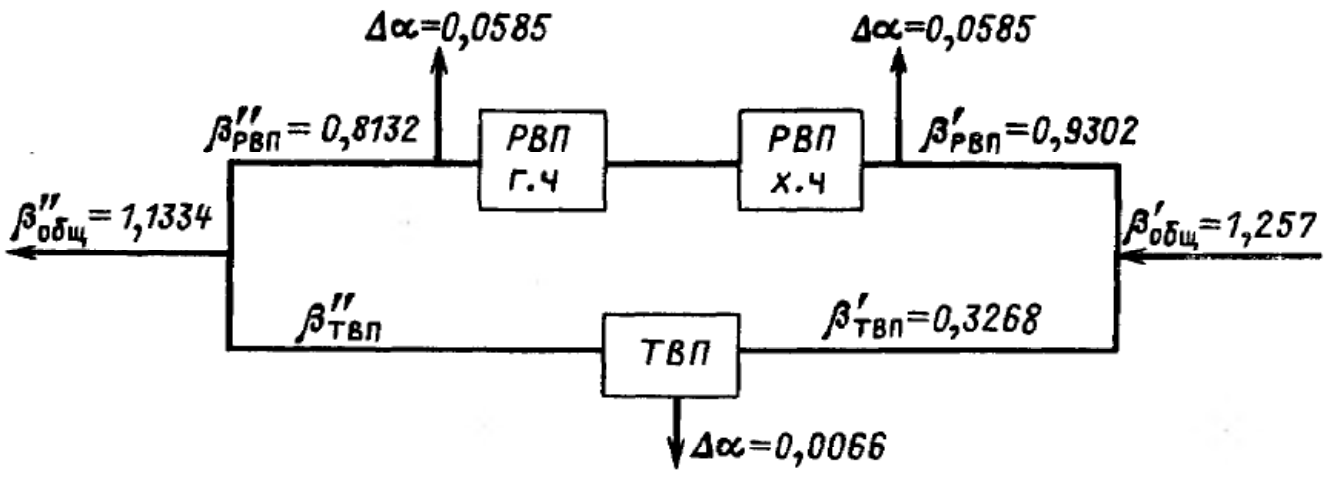


Рис. 7.1. Распределение избытков воздуха в параллельных воздушных трактах с РВП и ТВП

8. Тепловосприятие «холодной» части РВП (по воздуху)

$$Q_6^{\text{х.ч}} = 1{,}11\,(1453{,}7 - 1112{,}0) = 379{,}3 \text{ кДж/кг},$$

где теоретическая энтальпия воздуха при $t_{\text{пр}} = 104{,}6^\circ$ С

$$H^0_{\text{пр}} = 2780\,\frac{104{,}6}{200} = 1453{,}7 \text{ кДж/кг}.$$

При расходе топлива $B_{\text{р}} = 19{,}048$ кг/с полное тепловосприятие «холодной» части $Q_{\text{х.ч}} = 379{,}3 \cdot 19{,}048 = 7224{,}7$ кДж/с.

9. Определяем коэффициент теплопередачи в «холодной» части РВП. Коэффициент использования поверхности при $\Delta\alpha = 0{,}16$

$$\xi = 0{,}80 + \frac{0{,}20 - 0{,}16}{0{,}20 - 0{,}15} \cdot (0{,}90 - 0{,}80) = 0{,}88.$$

По (7.9) коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{0{,}88 \cdot 1{,}0}{\dfrac{1}{0{,}458 \cdot 47{,}6 \cdot 10^{-3}} + \dfrac{1}{0{,}458 \cdot 37{,}8 \cdot 10^{-3}}} = 8{,}49 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

10. Определяем температурный напор в «холодной» части РВП. Энтальпия и температура газов на входе в РВП:

$$H'_{\text{х.ч}} = 2757{,}2 + \frac{379{,}3}{0{,}997} - 0{,}08 \cdot 1112{,}0 = 3048{,}6 \text{ кДж/кг};$$

$$\vartheta'_{\text{х.ч}} = 200\,\frac{3048{,}6}{3453{,}8} = 176{,}5^\circ \text{ С}.$$

Температурный напор по (6.29)

$$\Delta t = \frac{(176{,}5 - 104{,}6) - (150 - 80)}{\ln 71{,}9/70} = 70{,}95^\circ \text{ С}.$$

11. Необходимая поверхность и высота «холодной» части РВП:

$$F_{\text{х.ч}} = \frac{Q_{\text{х.ч}}}{k\,\Delta t} = \frac{7224{,}7}{8{,}49 \cdot 10^{-3} \cdot 70{,}95} = 11\,994 \text{ м}^2;$$

$$h_{\text{х.ч}} = \frac{F_{\text{х.ч}}}{n_{\text{вп}} F_{\text{уд}}} = \frac{11\,994}{2 \cdot 20290} = 0{,}3 \text{ м}.$$

Получена минимальная необходимая высота «холодной» части РВП, при введении запаса против коррозии она может быть несколько больше, однако увеличение $h_{\text{х.ч}}$ требует дополнительных мер защиты от низкотемпературной коррозии в этой части поверхности.

Пример 7.10. Определить температуру продуктов сгорания на выходе из «горячей» части РВП, исключающую сернокислотную коррозию металлической набивки при сжигании сернистого угля — отсевов газовых углей Донецкого месторождения со следующими характеристиками: $A^{р}=22{,}3\%$; $S^{р}=3{,}1\%$; $Q_{н}^{р}=20\,934$ кДж/кг; $B_{р}=17{,}444$ кг/с; $a_{ун}=0{,}85$. При расчете принять: $\alpha'_{вп}=1{,}20$; $\Delta\alpha_{вп}=0{,}16$; $\vartheta'_{вп}=400^{\circ}$ С; $x_{г}=x_{в}=0{,}458$; коэффициент теплоотдачи $\alpha_{г}^{г.ч}=61{,}6\cdot10^{-3}$ кВт/(м$^2\cdot$К); $\alpha_{в}^{г.ч}=49{,}5\cdot10^{-3}$ кВт/(м$^2\cdot$К); коэффициент использования $\xi=0{,}88$; температура $t_{г.в}=340^{\circ}$ С; $\beta''_{вп}=1{,}20$. Установить необходимую высоту горячей части РВП при удельной поверхности нагрева на 1 м высоты ротора 13 850 м^2, количестве РВП на котел — два и частоте вращения ротора $n=2{,}2$ об/мин.

Решение. 1. Избытки воздуха в газовом и воздушном потоке «горячей» части РВП. После перетока воздуха через уплотнения на «горячей» стороне ротора $\alpha_{г.ч}=1{,}2+0{,}5\cdot0{,}16=1{,}28$. Так как корпус ротора выполняется плотным, то этот избыток воздуха сохраняет свое значение в «горячей» части, а также в «холодной» части до ввода присоса на «холодной» стороне.

Относительный избыток воздуха в воздушном тракте $\bar{\beta}_{г.ч}=\beta''_{вп}+0{,}5\Delta\alpha_{вп}=1{,}2+0{,}5\cdot0{,}16=1{,}28$.

2. Энтальпия газов и воздуха при расчетных температурах:

Энтальпия, кДж/кг	Температура, °С	
	200	400
$H_{г}^{0}$	1729,1	3563,0
$H_{в}^{0}$	1477,9	3006,1
$H_{г}$ при $\alpha=1{,}20$	2024,7	4164,2
$H_{г}$ при $\alpha=1{,}28$	2142,9	4404,7
$H_{в}$ при $\alpha=1{,}28$	1891,7	3847,8

3. Определяем балансовое тепловосприятие «горячей» части РВП при расчетных температурах воздуха на выходе для последующих вариантов $t_{пр}=110^{\circ}$ С (вариант 1), 100° С (вариант 2) и 90° С (вариант 3). Этим величинам соответствуют теоретические энтальпии воздуха соответственно $H_{пр}^{0}=812{,}8$ (вариант 1), 739,0 (вариант 2) и 665,1 кДж/кг (вариант 3). Энтальпия теоретически необходимого объема горячего воздуха по п. 2 составляет $H_{г.в}^{0}=2547{,}6$ кДж/кг.

Вариант 1. $Q_{б}^{г.ч}=\bar{\beta}_{г.ч}(H_{гв}^{0}-H_{пр}^{0})=1{,}28\,(2547{,}6-812{,}8)=2220{,}5$ кДж/кг.

Вариант 2. $Q_{б}^{г.ч}=2315{,}0$ кДж/кг.

Вариант 3. $Q_{б}^{г.ч}=2409{,}6$ кДж/кг.

Энтальпия газов на выходе из «горячей» части РВП определяется по (7.14):

$$H''_{вп}=H'_{вп}-Q_{б}^{г.ч}/\varphi+(\Delta\alpha_{вп}/2)H_{г.в}^{0}.$$

При температуре газов на входе в РВП $\vartheta'_{вп}=400^{\circ}$ С и $\alpha=1{,}20$. Энтальпия газов $H'_{г}=4164{,}2$ кДж/кг.

Вариант 1. $H''_{вп}=4164{,}2-2220{,}5/0{,}996+(0{,}16/2)\cdot2547{,}6=2150{,}6$ кДж/кг.

Вариант 2. $H''_{вп}=2043{,}7$ кДж/кг.

Вариант 3. $H''_{вп}=1948{,}7$ кДж/кг.

4. Полученным энтальпиям газов за «горячей» частью РВП соответствуют температуры газов при $\alpha=1{,}28$.

Вариант 1. $\vartheta''_{г.ч}=\dfrac{2150{,}6}{2142{,}9}\cdot200=200{,}7^{\circ}$ С.

Вариант 2. $\vartheta''_{г.ч}=190{,}7^{\circ}$ С.

Вариант 3. $\vartheta''_{г.ч}=181{,}9°$ С.

5. Определяем температуру набивки РВП по (7.13).

Вариант 1. $$t_{ст}=\frac{0{,}458\cdot 61{,}6\cdot 200{,}7+0{,}458\cdot 49{,}5\cdot 110}{0{,}458\cdot 61{,}6+0{,}458\cdot 49{,}5}=160{,}3°\text{ С}.$$

Вариант 2. $t_{ст}=150{,}3°$ С.

Вариант 3. $t_{ст}=141{,}0°$ С.

6. Температура точки росы для данного топлива. Приведенная сернистость и зольность топлива, % кг/МДж:

$$S^{р}_{пр}=\frac{S^{р}}{Q^{р}_{н}\cdot 10^{-3}}=\frac{3{,}1}{20{,}934}=0{,}148;$$

$$A^{р}_{пр}=\frac{A^{р}}{Q^{р}_{н}\cdot 10^{-3}}=\frac{22{,}3}{20{,}934}=1{,}065.$$

При парциальном давлении водяных паров в дымовых газах $r_{H_2O}=0{,}090$ температура конденсации по таблицам воды и водяного пара $t_{кон}=43{,}4°$ С.

По (5.31) определяем температуру точки росы:

$$t_{р}=43{,}4+\frac{202\sqrt[3]{0{,}148}}{1{,}23^{0.85}\cdot 1{,}065}=132°\text{ С}.$$

Допустимая температура стенки

$$t^{доп}_{ст}=132+10=142°\text{ С}.$$

Этому условию соответствует режим с температурой воздуха на входе

$$t'_{в}=90+\frac{100-90}{150{,}3-141}(142-141)=91°\text{ С}.$$

7. Определяем $Q^{г.ч}_{б}$ и температуру газов за «горячей» частью РВП в этом режиме.

Значение $t'_{в}=91°$ С соответствует энтальпия воздуха $H^{0\prime}_{в}=672{,}4$ кДж/кг. При этом $Q^{г.ч}_{б}=1{,}28\,(2547{,}6-672{,}4)=2400{,}2$ кДж/кг.

Энтальпия газов после «горячей» части РВП

$$H''_{вп}=4164{,}2-2400{,}2/0{,}996+(0{,}16/2)\cdot 2547{,}6=1958{,}2\text{ кДж/кг}.$$

При этой энтальпии и $\alpha=1{,}28$

$$\vartheta''_{г.ч}=\frac{1958{,}2}{2142{,}9}\cdot 200=182{,}8°\text{ С}.$$

8. Температурный напор в «горячей» части РВП и коэффициент теплопередачи:

$$\Delta t=\frac{(182{,}8-91)-(400-340)}{\ln 91{,}8/60}=74{,}8°\text{ С};$$

$$k=\frac{0{,}88\cdot 1{,}0}{\dfrac{10^3}{0{,}458\cdot 61{,}6}+\dfrac{10^3}{0{,}458\cdot 49{,}5}}=11{,}06\cdot 10^{-3}\text{ кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Здесь коэффициент использования $\xi=0{,}88$ и $П=1{,}0$, так как $n>1{,}5$ об/мин.

8. Поверхность нагрева и высота «горячей» части РВП

$$F_{г.ч} = B_р Q_б^{г.ч}/k\Delta t = \frac{17{,}444 \cdot 2400{,}2}{11{,}06 \cdot 10^{-3} \cdot 74{,}8} = 50\,610 \text{ м}^2;$$

$$h_{г.ч} = \frac{F_{г.ч}}{n_{вп} F_{уд}} = \frac{50\,610}{2 \cdot 13\,850} = 1{,}827 \text{ м}.$$

ЗАДАЧИ

Задача 7.10. Найти по данным примера 7.11 необходимую температуру предварительного подогрева воздуха на входе в РВП $t'_в$ исходя из условия, что для предотвращения забивания липкими отложениями набивки «холодной» части РВП температура металла набивки $t_{ст}$ должна быть не ниже чем $t_{ст} = t_р - 35°$ С. Удовлетворит ли принятая высота «холодной» части РВП условиям бескоррозионной работы «горячей» части РВП при новой температуре $t'_в$?

Задача 7.11. Определить необходимую высоту «холодной» части РВП из условия бескоррозионной работы «горячей» части. Принять: температуру уходящих газов $\vartheta_{ух} = 120°$ С; $t'_в = 60°$ С; остальные данные — по примеру 7.9.

Задача 7.12. Найти температуру продуктов сгорания на выходе из «горячей» части РВП из условия ее бескоррозионной работы при сжигании антрацитового штыба (приложение, табл. П1, топливо № 5). При решении принять: $\vartheta_{ух} = 120°$ С; $t'_в = 50°$ С; $\alpha' = 1{,}20$; $\Delta\alpha_{вп} = 0{,}16$; $\beta'' = 1{,}1$; $\alpha_г^{г.ч} = 62{,}8 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2·К); $\alpha_в^{г.ч} = 49{,}5 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2·К); $r_{H_2O} = 0{,}0454$ при $\alpha_{ух} = 1{,}36$; $p = 0{,}1$ МПа; $\varphi = 0{,}9972$; $x_г = x_в = 0{,}458$.

Задача 7.13. Как изменится необходимая высота «холодной» части РВП, если зольность антрацитового штыба на рабочую массу повысится с 30,2 по задаче 7.12 до 40%? Принять: $\alpha_г^{х.ч} = 43{,}5$ кВт/(м^2·К); $\alpha_в^{х.ч} = 34{,}3$ кВт/(м^2·К); $\varphi = 0{,}98$; $x_г = x_в = 0{,}458$; $B_р = 44{,}9$ кг/с; поверхность нагрева на 1 м высоты «холодной» части 10 000 м^2; количество аппаратов $n_{вп} = 2$.

Задача 7.14. Найти необходимую температуру продуктов сгорания на входе в сменяемую часть трубчатого воздухоподогревателя (ТВП) при сжигании донецкого тощего угля (приложение, табл. П1, топливо № 4). При решении принять $\alpha' = 1{,}20$; $\Delta\alpha_{вп} = 0{,}015$; $\beta'' = 1{,}20$; $r_{H_2O} = 0{,}066$; $a_{ун} = 0{,}85$; $\vartheta_{ух} = 150°$ С; $t'_в = 66°$ С; $\alpha_г = 40{,}7 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2·К); $\alpha_в = 77{,}7 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2·К); $\varphi = 0{,}996$.

7.4. ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

При поверочном тепловом расчете тепловосприятие воздухоподогревателя $Q_{вп}$, кДж/кг, находится по тем же зависимостям, что и для змеевиковых поверхностей нагрева:

$$Q_{вп} = k_{вп}\Delta t_{вп} F_{вп}/B_р. \qquad (7.17)$$

При конструктивном тепловом расчете воздухоподогревателя и заданных температурах продуктов сгорания либо воздуха определяется необходимая поверхность нагрева

$$F_{вп} = Q_{вп} B_р/(k_{вп}\Delta t_{вп}). \qquad (7.18)$$

При установке воздухоподогревателя в параллельном газоходе и доле расхода газов через один из газоходов x энтальпия газов за ним

$$H'' = H' - Q^{б}_{вп1}/(x\varphi) + \Delta\alpha_{пр} H^{о}_{прс}, \qquad (7.19)$$

где $\Delta\alpha_{пр} = \alpha'' - \alpha'$ — значение присоса в одном газоходе, при этом абсолютный присос равен $\Delta\alpha_{вп} = (\alpha'' - \alpha')\,x$.

Тепловосприятие ВП, установленного в газоходе, по воздушной стороне составляет

$$Q_{б} = (\beta'' + \Delta\alpha_{вп}/2)\,(H^{о}_{г.\,в} - H^{о\prime}_{в}), \qquad (7.20)$$

где β'' — относительный коэффициент избытка воздуха на выходе из ВП.

При определении скорости продуктов сгорания в отдельном газоходе в (6.7) необходимо ввести поправку на долю газов x, проходящую по газоходу, тогда

$$w_{г} = V_{г} B_{р} x\,(\bar{\vartheta} + 273)/(F_{в} 273), \qquad (7.21)$$

где $F_{в}$ — живое сечение для прохода газов в поверхности ВП, м^2.

Расход воздуха через поверхность ВП, находящегося в параллельном газоходе, определяется с использованием среднего относительного коэффициента избытка воздуха в поверхности $\bar{\beta} = \beta'' + 0{,}5\Delta\alpha_{вп}$.

ПРИМЕРЫ

Пример 7.1. Выполнить конструктивный расчет входной ступени трубчатого воздухоподогревателя (ТВП) для парового котла, рассчитанного на сжигание нерюнгринского каменного угля СС. Воздухоподогреватель должен обеспечить подогрев воздуха от 50 до 221° С при температуре продуктов сгорания на входе 281° С ($H'_{г} = 3511{,}4$ кДж/кг); теплоотдачей излучением от продуктов сгорания к стенке пренебречь. При выполнении расчетов принять: трубы наружным диаметром 40 мм с толщиной стенки 1,6 мм и шахматным расположением с шагами $s_1 = 60$ и $s_2 = 42$ мм; схема включения — двукратный перекрест с одной промежуточной доской; сечение для прохода газов $F_{г} = 45$ м^2, $F_{в} = 44$ м^2; $z_2 > 10$; расход топлива $B_{р} = 22{,}278$ кг/с; $V^{о}_{в} = 6{,}47$; $\beta'' = 1{,}17$; избытки воздуха в газовом тракте $\alpha'_{г} = 1{,}25$ и $\alpha''_{г} = 1{,}28$; $\varphi = 0{,}997$; долю $r_{H_2O} = 0{,}069$; при $\alpha''_{г} = 1{,}28$ и $\vartheta = 200$° С; $H_{г} = 2516$ кДж/кг.

Решение. 1. Определяем тепловосприятие ступени по балансу. При температурах воздуха $t'_{в} = 50$ и $t''_{в} = 221$° С теоретические энтальпии воздуха $H^{о}_{б} = 429{,}1$ кДж/кг и $H^{о}_{г.\,в} = 1910{,}4$ кДж/кг; $\Delta\alpha_{вп} = \alpha'' - \alpha' = 1{,}28 - 1{,}25 = 0{,}03$.

По (7.15)

$$Q^{б}_{вп} = (1{,}17 + 0{,}03/2)\,(1910{,}4 - 429{,}2) = 1755{,}2 \text{ кДж/кг}.$$

2. Определяем энтальпию и температуру уходящих газов. При $\alpha=1{,}25$ энтальпия газов на входе в воздухоподогреватель $H'_г=3511{,}4$ кДж/кг. Средняя температура воздуха $t_{ср}=0{,}5(50+221)=135{,}6°$ С, теоретическая энтальпия воздуха при этой температуре $H^{o}_{ср}=1166{,}0$ кДж/кг.

В соответствии с (7.14)

$$H_{ух}=3511{,}4-\frac{1755{,}2}{0{,}9972}+0{,}03\cdot 1166{,}0=1786{,}3 \text{ кДж/кг}.$$

При $\alpha_{ух}=1{,}28$ этой энтальпии соответствует температура $\vartheta_{ух}=142°$ С.

3. Определяем средний температурный напор в ТВП. По (7.5) находим расчетные параметры потока:

$$P=\frac{281-142}{281-50}=0{,}602;\quad R=\frac{221-50}{281-142}=1{,}23.$$

По рис. П11 поправочный коэффициент $\psi=0{,}90$. По (6.25) температурный напор при противотоке

$$\Delta t_{прт}=\frac{(142-50)-(281-221)}{\ln 92/60}=74{,}9° \text{ С}.$$

Действительный температурный напор при перекрестном токе по (6.27)

$$\Delta t=74{,}9\cdot 0{,}90=67{,}4° \text{ С}.$$

4. Определяем коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху: физические параметры воздуха при $t_в=135{,}5°$ С (табл. П9):

$$\nu=27{,}318\cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};\quad \lambda=3{,}438\cdot 10^{-5} \text{ кВт/(м}\cdot\text{К)};\quad Pr=0{,}69;$$

поправочный коэффициент на геометрию пучка:
диагональный шаг $s'_2=\sqrt{(60/2)^2+42^2}=51{,}61$ мм;
относительные шаги $\sigma_1=60/40=1{,}5;\quad \sigma'_2=51{,}61/40=1{,}29;$
параметр $\varphi_\sigma=\frac{1{,}5-1}{1{,}29-1}=1{,}724;\quad C_s=0{,}275\cdot 1{,}724^{0{,}5}=0{,}361;$
поправочный коэффициент на количество рядов труб $C_z=1{,}0$, так как $z_2>10$.

Скорость воздуха в ТВП по (7.8)

$$w_в=\frac{22{,}278\cdot 6{,}47\cdot(1{,}17+0{,}03/2)\cdot(135{,}5+273)}{273\cdot 44{,}0}=5{,}8 \text{ м/с}.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки труб к воздуху по (6.8):

$$\alpha_в=0{,}361\cdot 1{,}0\frac{3{,}438\cdot 10^{-5}}{0{,}040}\left(\frac{5{,}8\cdot 0{,}040}{27{,}318\cdot 10^{-6}}\right)^{0{,}6}\cdot 0{,}69^{0{,}33}=$$
$$=62{,}6\cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

5. Определяем коэффициент теплоотдачи при продольном движении в трубах от продуктов сгорания к стенке:

средняя температура продуктов сгорания $\bar{\vartheta}=0{,}5\cdot(281+142)=211{,}5^{\circ}$ С;

физические параметры продуктов сгорания (табл. П9 и рис. П4): $\nu=32{,}849\cdot10^{-6}$ м^2/с; $\lambda=4{,}107\cdot10^{-5}$ кВт/(м·К); Pr=0,68.

Средняя скорость газов в трубах по (6.7)

$$w_{\text{г}}=\frac{8{,}91\cdot22{,}278\cdot(211{,}5+273)}{273\cdot45{,}0}=7{,}8 \text{ м/с}.$$

Коэффициент теплоотдачи к внутренней стенке по (6.15) $\alpha_{\text{г}}=31{,}1\cdot10^{-3}$ кВт/(м^2·К).

6. Находим коэффициент использования ТВП. В связи с наличием в ТВП одной промежуточной трубной доски $\xi=0{,}90-0{,}15=0{,}75$.

7. Коэффициент теплопередачи в трубчатом воздухоподогревателе

$$k=\frac{0{,}75}{\frac{1}{62{,}6\cdot10^{-3}}+\frac{1}{31{,}1\cdot10^{-3}}}=15{,}6\cdot10^{-3} \text{ кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

8. Необходимая поверхность нагрева ТВП

$$F_{\text{вп}}=\frac{1755{,}2\cdot22{,}278}{15{,}6\cdot10^{-3}\cdot67{,}4}=37\ 190 \text{ м}^2.$$

9. Полученная поверхность нагрева позволяет определить геометрические характеристики воздухоподогревателя:

количество труб в воздухоподогревателе

$$n=\frac{F_{\text{г}}}{0{,}785d_{\text{вн}}^2}=\frac{45{,}0}{0{,}785\cdot0{,}037^2}=42\ 300;$$

высота труб

$$h=F/(\pi nd)=37\ 190/(42\ 300\cdot3{,}14\cdot0{,}040)=7{,}0 \text{ м};$$

количество труб в одном ряду по ходу воздуха при поперечном шаге 60 мм и высоте одного хода $h_{\text{х}}=7{,}0/2=3{,}5$ м:

$$n_1=F_{\text{в}}/[h_{\text{х}}(s_1-d)]=44/[3{,}5(0{,}06-0{,}04)]=628;$$

количество труб по глубине пакета вдоль потока воздуха

$$z_2=n/n_1=42\ 300/628=67.$$

Пример 7.12. Определить необходимую поверхность нагрева РВП, размеры «холодной» и «горячей» частей для парового котла паропроизводительностью 186,11 кг/с, рассчитанного на сжигание сернистого мазута, если известно, что температуру продуктов сгорания в воздухоподогревателе необходимо снизить

с 340 до 155° С и что по условиям предупреждения коррозии «горячей» части температура воздуха на входе в эту часть должна составить 117° С. При выполнении расчетов принять:

$$V_в^0 = 10{,}31 \text{ м}^3/\text{кг};\ V_г^0 = 11{,}08 \text{ м}^3/\text{кг};\ V_{H_2O}^0 = 1{,}34 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$B_р = 13{,}944 \text{ кг/с};\ \alpha' = 1{,}03;\ \alpha_{ух} = 1{,}19;\ \beta'' = 1{,}03;$$

$$F_г^{г.ч} = 31{,}5 \text{ м}^2;\ F_в^{г.ч} = 21{,}4 \text{ м}^2;\ F_г^{х.ч} = 28{,}4 \text{ м}^2;$$

$$F_в^{х.ч} = 19{,}36 \text{ м}^2;\ x_г = 0{,}542;\ x_в = 0{,}375;\ d_{экв}^{г.ч} = 9{,}6 \text{ мм};$$

$$d_{экв}^{х.ч} = 11{,}3 \text{ мм};\ t'_в = 70° \text{ С};\ \varphi = 0{,}9971;\ \psi_{х.ч} = 0{,}76;$$

$\psi_{г.ч} = 0{,}80$; $n = 2{,}2$ об/мин; в «горячей» части — набивка интенсифицированная.

Решение. 1. Энтальпия продуктов сгорания воздуха при температурах 200 и 400° С:

Энтальпия, кДж/кг	Температура, °С 200	400
$H_г^0$	3094	6359,7
$H_в^0$	2746,5	5589,4
$H_г$ при $\alpha = 1{,}03$	3176,4	6527,4
$H_г$ при $\alpha = 1{,}11$	3396,1	6974,5
$H_г$ при $\alpha = 1{,}19$	3615,8	7421,7

2. Определяем балансовое тепловосприятие воздухоподогревателя. Предварительно оцениваем ожидаемую температуру горячего воздуха исходя из соотношения

$$(\vartheta' - \vartheta'') V_г^0 \bar{\alpha}_г = (t_{г.в} - t'_в) V_в^0 \bar{\beta}$$

или

$$t_{г.в} \cong \frac{(340 - 155) \cdot 11{,}08 \cdot 1{,}11}{10{,}31 \cdot 1{,}11} + 70 = 268{,}8° \text{ С}.$$

Принимаем для расчета $t_{г.в} = 270°$ С, тогда $H_{г.в}^0 = 3741{,}5$ кДж/кг. Энтальпия воздуха на входе в воздухоподогреватель $H_в^{0'} = 961{,}3$ кДж/кг.

Энтальпия продуктов сгорания на входе в РВП и выходе из него:

при $\alpha' = 1{,}03$ и $\vartheta' = 340°$ С

$$H'_г = 3176{,}4 + \frac{6527{,}4 - 3176{,}4}{400 - 200}(340 - 200) = 5522{,}1 \text{ кДж/кг};$$

при $\alpha_{ух} = 1{,}19$ и $\vartheta_{ух} = 155°$ С

$$H_{ух} = 3615{,}8 \frac{155}{200} = 2802{,}2 \text{ кДж/кг}.$$

По (7.14) находим тепловосприятие с газовой стороны

$$Q_б^г = [5522{,}1 - 2802{,}2 + 0{,}08 \cdot (3741{,}5 + 961{,}3)] \cdot 0{,}9971 = 3087{,}1 \text{ кДж/кг}.$$

Проверяем принятое значение $t_{г.в}$, преобразуя (7.15): $H_{г.в}^0 = Q_б^г / \beta_{вп} + H_в^{0'} = 3087{,}1/1{,}11 + 961{,}3 = 3742{,}5$ кДж/кг.

Этой энтальпии соответствует температура $t_{г.в} = 270°$ С.

3. Определяем балансовое тепловосприятие «холодной» части РВП. При $t_{пр}=117^{\circ}$ С теоретическая энтальпия воздуха $H^{0}_{пр}=1606{,}7$ кДж/кг. По (7.15) тепловосприятие $Q^{х.ч}_{б}=1{,}11\cdot(1606{,}7-961{,}3)=716{,}4$ кДж/кг.

4. Температура продуктов сгорания на входе в «холодную» часть РВП. Преобразуя (7.14), получаем

$$H_{пр}=H_{ух}+Q_{б}/\varphi-\Delta\alpha_{вп}/2H^{0'}_{в}=2802{,}2+716{,}4/0{,}977-0{,}08\cdot961{,}3=3444\ \text{кДж/кг}.$$

Этой энтальпии соответствует температура $\vartheta_{пр}=203^{\circ}$ С.

5. Температурный напор в «холодной» части РВП

$$\Delta t_{прт}=\frac{(203-117)-(155-70)}{\ln 86/85}=85{,}5^{\circ}\ \text{С}.$$

6. Находим коэффициент теплоотдачи от стенки «холодной» набивки к воздуху. Средняя температура воздуха $t_{ср}=0{,}5(70+117)=93{,}5^{\circ}$ С. Скорость воздуха по (7.8)

$$w_{в}=\frac{13{,}944\cdot10{,}31\cdot1{,}11\cdot(93{,}5+273)}{273\cdot19{,}36}=11{,}1\ \text{м/с}.$$

Физические параметры воздуха при $\bar{t}_{в}=93{,}5^{\circ}$ С:

$$\nu=22{,}5\cdot10^{-6}\ \text{м}^2/\text{с};\quad \lambda=3{,}137\cdot10^{-5}\ \text{кВт/(м}\cdot\text{К)};\quad \text{Pr}=0{,}69.$$

Температурная поправка к коэффициенту теплоотдачи

$$C_{t}=\left(\frac{T}{T_{ст}}\right)^{0{,}5}=\left(\frac{93{,}5+273}{179+273}\right)^{0{,}5}=0{,}9466,$$

где $T_{ст}$ принимается равной $0{,}5\cdot(203+155)+273=452$ К.

Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха по (7.10)

$$\alpha_{в}=0{,}027\cdot\frac{3{,}137\cdot10^{-5}}{0{,}0113}\cdot\left(\frac{1{,}11\cdot0{,}0113}{22{,}5\cdot10^{-6}}\right)^{0{,}8}\cdot0{,}69^{0{,}4}\cdot0{,}9466=60{,}7\cdot10^{-3}\ \text{кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

7. Определяем коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к стенке. Объемы газов и парциальное давление водяных паров: при

$$\alpha=1{,}11\quad V_{г}=11{,}08+1{,}0161\,(1{,}11-1)\cdot10{,}31=12{,}23\ \text{м}^3/\text{кг};$$

$$V_{H_2O}=1{,}34+0{,}0161\,(1{,}11-1)\cdot10{,}31=1{,}358\ \text{м}^3/\text{кг};\quad r_{H_2O}=1{,}358/12{,}23=0{,}111.$$

Скорость продуктов сгорания в газовой части РВП

$$w_{г}=\frac{12{,}23\cdot13{,}944\cdot(179+273)}{273\cdot28{,}4}=9{,}95\ \text{м/с}.$$

Физические характеристики продуктов сгорания:

$$\nu=29{,}42\cdot10^{-6}\ \text{м}^2/\text{с};\quad \lambda=3{,}827\cdot10^{-5}\ \text{кВт/(м}\cdot\text{К)};\quad \text{Pr}=0{,}676.$$

Коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания

$$\alpha_{к}=0{,}027\,\frac{3{,}827\cdot10^{-5}}{0{,}0113}\left(\frac{9{,}95\cdot0{,}0113}{29{,}42\cdot10^{-6}}\right)^{0{,}8}\cdot0{,}676^{0{,}40}=57{,}4\cdot10^{-3}\ \text{кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

8. Коэффициент теплопередачи в «холодной» части РВП по (7.9)

$$k=\frac{0{,}76\cdot 1{,}0}{\frac{1}{0{,}542\cdot 57{,}4\cdot 10^{-3}}+\frac{1}{0{,}375\cdot 60{,}7\cdot 10^{-3}}}=10{,}0\cdot 10^{-3}\ \text{кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

9. Определяем необходимую поверхность нагрева и высоту «холодной» части РВП по (7.18):

$$F_{\text{х.ч}}=\frac{716{,}4\cdot 13{,}944}{10{,}0\cdot 10^{-3}\cdot 85{,}5}=11\ 680\ \text{м}^2.$$

Удельная поверхность нагрева РВП диаметром 9,8 м составляет на 1 м высоты 9750 м^2. Тогда имеем (при $n_{\text{вп}}=2$)

$$h_{\text{х.ч}}=\frac{11\ 680}{9750\cdot 2}=0{,}6\ \text{м}.$$

10. Определяем средние температуры газового и воздушного потоков и температурный напор в «горячей» части РВП:

$$\bar{t}_{\text{г.ч}}=0{,}5\cdot(270+117)=193{,}5^\circ\ \text{С};\quad \bar{\vartheta}_{\text{г.ч}}=0{,}5\cdot(340+203)=271{,}5^\circ\ \text{С};$$

$$t_{\text{ст}}=0{,}5\cdot(193{,}5+271{,}5)=232{,}5^\circ\ \text{С}.$$

По (6.27) температурный напор

$$\Delta t=\frac{(203-117)-(340-270)}{\ln 86/70}=77{,}7^\circ\ \text{С}.$$

11. Коэффициент теплопередачи от стенки к воздуху в «горячей» части РВП

$$w_{\text{в}}=\frac{10{,}31\cdot 1{,}11\cdot 13{,}944\cdot(193{,}5+273)}{273\cdot 21{,}4}=12{,}7\ \text{м/с}.$$

Физические характеристики воздуха при $\bar{t}=193{,}5^\circ$ С:

$$\nu=34{,}15\cdot 10^{-6}\ \text{м}^2/\text{с};\quad \lambda=3{,}85\cdot 10^{-5}\ \text{кВт/(м}\cdot\text{К)};\quad \text{Pr}=0{,}69.$$

Температурная поправка

$$C_t=\left(\frac{193{,}5+273}{232{,}5+273}\right)^{0.5}=0{,}96.$$

Коэффициент теплоотдачи к воздуху

$$\alpha_{\text{в}}=0{,}037\,\frac{3{,}85\cdot 10^{-5}}{0{,}0096}\left(\frac{12{,}7\cdot 0{,}0096}{34{,}15\cdot 10^{-6}}\right)^{0{,}8}\cdot 0{,}69^{0{,}4}\cdot 0{,}96=85{,}4\cdot 10^{-3}\ \text{кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

12. Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке в «горячей» части РВП. Скорость продуктов сгорания

$$w_{\text{г}}=\frac{12{,}23\cdot 13{,}944\cdot(271{,}5+273)}{273\cdot 31{,}5}=10{,}8\ \text{м/с}.$$

Физические характеристики продуктов сгорания при $\bar{\vartheta}=271{,}5°$ С; $\nu=40{,}40\cdot10^{-6}$ м^2/с; $\lambda=4{,}60\cdot10^{-5}$ кВт/(м·К); $Pr=0{,}656$.

Коэффициент теплоотдачи от газов к набивке РВП

$$\alpha_к=0{,}037\cdot\frac{4{,}60\cdot10^{-5}}{0.0096}\cdot\left(\frac{10{,}8\cdot0{,}0096}{40{,}40\cdot10^{-6}}\right)^{0{,}8}\cdot0{,}656^{0{,}4}=80{,}0\cdot10^{-3}\ \text{кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

13. Тепловосприятие «горячей» части РВП

$$Q_б^{г.ч}=Q_б^г-Q_б^{х.ч}=3087{,}1-716{,}4=2370{,}7\ \text{кДж/кг}.$$

14. Коэффициент теплоотдачи в «горячей» части РВП

$$k_{вп}=\frac{0{,}80\cdot1{,}0}{\dfrac{1}{0{,}542\cdot80{,}0\cdot10^{-3}}+\dfrac{1}{0{,}375\cdot85{,}4\cdot10^{-3}}}=14{,}75\cdot10^{-3}\ \text{кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

15. Расчетная поверхность и высота «горячей» части

$$F_{г.ч}=\frac{2370{,}7\cdot13{,}944}{14{,}75\cdot10^{-3}\cdot77{,}7}=28\ 844\ \text{м}^2.$$

Удельная поверхность 1 м высоты РВП-9,8 = 12 070 м^2. Тогда высота «горячей» части (при $n_{вп}=2$)

$$h_{г.ч}=\frac{28\ 844}{2\cdot12\ 070}=1{,}2\ \text{м}.$$

Пример 7.13. Определить температуру горячего воздуха и газов за регенеративным и трубчатым воздухоподогревателями, включенными в двух газоходах параллельно по продуктам сгорания и воздуху. При проведении расчетов принять следующие исходные данные: газовый тракт: $\alpha'_г=1{,}20$; $\alpha''_{РВП}=1{,}35$; $\vartheta'=392°$ С и $H'_г=4078$ кДж/кг, долю газов, идущих через РВП $x_р=0{,}78$; долю газов, идущих через ТВП $x_т=(1-0{,}78)=0{,}22$; $\alpha''_{ТВП}=1{,}23$; коэффициент $\varphi=0{,}996$; воздушный тракт: общий избыток воздуха на выходе $\beta''=1{,}133$; долю холодного воздуха, идущего в РВП, $\omega=0{,}74$, то же в ТВП $(1-\omega)=0{,}26$; температуру воздуха на входе $t'_в=66°$ С; $H^{0'}_в=483{,}8$ кДж/кг; конструктивные характеристики РВП: доля сечения газа и воздуха в РВП $x_г=x_в=0{,}458$, сечение РВП: $F_г^{г.ч}=F_в^{г.ч}=25{,}4$ м^2; $F_г^{х.ч}=F_в^{х.ч}=22{,}5$ м^2; поверхность нагрева $F_{г.ч}=49\ 952$ м^2 и $F_{х.ч}=12\ 240$ м^2; эквивалентные диаметры набивки $d_{экв}^{г.ч}=9{,}6$ мм и $d_{экв}^{х.ч}=9{,}8$ мм; коэффициент использования $\xi_{РВП}=0{,}85$.

Конструктивные характеристики ТВП: трубы ∅ 40 мм при толщине стенки 1,6 мм, шаги труб $s_1=60$, $s_2=42$ мм, живое сечение хода воздуха $F_в=5{,}78$ м^2, сечение для прохода газа $F_г=5{,}7$ м^2, общая поверхность нагрева $F_{ТВП}=6410$ м^2. ТВП имеет четыре хода воздуха (две отдельные секции с одной промежуточной трубной доской каждая). При этом $\xi_{ТВП}=0{,}85$;

характеристики топлива, продуктов сгорания и воздуха: $B_р = 17{,}44$ кг/с; $V_в^0 = 5{,}55$ м^3/кг; $V_г = 7{,}16$ м^3/кг; $r_{H_2O} = 0{,}09$.

Решение. 1. Энтальпия воздуха и газов в расчетной зоне температур:

Энтальпия, кДж/кг	Температура, °С			
	100	200	300	400
$H_г^0/H_в^0$	853,4/733	1729/1478	2634/2236	3564/3006
$H_г$ при $\alpha = 1{,}20$ ...	1000	2024	3081	4164
$H_г$ при $\alpha = 1{,}275$	1055	2135	3249	4392
$H_г$ при $\alpha = 1{,}35$ ...	1110	2248	3416	4614
$H_г$ при $\alpha = 1{,}23$ ...	1022	2068	3148	4257

2. Определяем избытки воздуха в РВП и ТВП:
абсолютные присосы воздуха в РВП

$$\Delta\alpha_{РВП} = (\alpha''_{РВП} - \alpha'_г)\,x = (1{,}35 - 1{,}20)\cdot 0{,}78 = 0{,}117;$$

абсолютные присосы в ТВП

$$\Delta\alpha_{ТВП} = (\alpha''_{ТВП} - \alpha'_г)(1 - x) = (1{,}23 - 1{,}20)\cdot 0{,}22 = 0{,}007;$$

значение β' на входе в оба воздухоподогревателя

$$\beta'_{общ} = \beta'' + (\Delta\alpha_{РВП} + \Delta\alpha_{ТВП}) = 1{,}133 + (0{,}017 + 0{,}007) = 1{,}257;$$

значение β' на входе в РВП

$$\beta'_{РВП} = \beta'_{общ}\,\omega = 1{,}257\cdot 0{,}74 = 0{,}930;$$

значение β' на входе в ТВП

$$\beta'_{ТВП} = \beta'_{общ}(1 - \omega) = 1{,}257\cdot 0{,}26 = 0{,}327;$$

значение $\beta''_{РВП} = \beta'_{РВП} - \Delta\alpha_{РВП} = 0{,}930 - 0{,}117 = 0{,}813$;
значение $\beta''_{ТВП} = \beta'_{ТВП} - \Delta\alpha_{ТВП} = 0{,}327 - 0{,}007 = 0{,}320$.

Проверяем заданное общее значение:

$$\beta''_{общ} = 0{,}813 + 0{,}320 = 1{,}133,$$

что соответствует заданному $\beta''_{общ}$. Полученные результаты расчета приведены в схеме на рис. 7.1.

3. Расчеты регенеративного воздухоподогревателя.

3.1. Расчет «горячей» части РВП. Оцениваем тепловосприятие «горячей» части РВП. Принимаем предварительно $t_{г.в} = 362°$ С, температуру воздуха на входе в «горячую» часть РВП 124° С. Этим температурам соответствуют энтальпии воздуха $H^0_{г.в} = 2713{,}4$ кДж/кг и $H^0_{пр} = 911{,}8$ кДж/кг.

По (7.15) балансовое тепловосприятие «горячей» части

$$Q_б^{г.ч} = 0{,}872(2713{,}4 - 911{,}8) = 1571 \text{ кДж/кг}.$$

Определяем среднюю скорость воздуха. Средняя температура воздуха в «горячей» части РВП

$$\bar{t}^{г.ч} = 0{,}5(t_{г.в} + t_{пр}) = 0{,}5\cdot(362 + 124) = 243°\text{ С}.$$

По (7.8) скорость воздуха

$$w_в = \frac{0{,}872 \cdot 5{,}5 \cdot 17{,}44 \cdot (243+273)}{273 \cdot 25{,}4} = 6{,}3 \text{ м/с}.$$

Определяем коэффициент теплоотдачи от металла набивки к воздуху. По табл. П9 приложения находим физические свойства воздуха при $\bar{t}_в = 243°$ С: $\nu = 40{,}56 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; $\lambda = 4{,}146 \cdot 10^{-5}$ кВт/(м · К); Pr = 0,69.

По (7.10) находим коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_в = 0{,}037 \frac{4{,}146 \cdot 10^{-5}}{0{,}0096} \left(\frac{6{,}3 \cdot 0{,}0096}{40{,}56 \cdot 10^{-6}} \right)^{0{,}8} \cdot 0{,}69^{0{,}4} =$$

$$= 47{,}6 \cdot 10^{-3} \text{ кДж/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Определяем температуру газов за «горячей» частью РВП. По (7.19) находим энтальпию газов за «горячей» частью РВП. При температуре газов на входе $\vartheta' = 392°$ С и $\alpha'_г = 1{,}20$ $H'_г = 4077$ кДж/кг;

$$H''_г = 4078 - \frac{1571}{0{,}996 \cdot 0{,}78} + 0{,}075 \cdot 2713{,}4 = 2259 \text{ кДж/кг}.$$

Это соответствует при $\alpha = 1{,}275$ $\vartheta' = 211°$ С.

Средняя скорость продуктов сгорания в «горячей» части РВП. Средняя температура газов

$$\bar{\vartheta} = 0{,}5(\vartheta' + \vartheta_{пр}) = 0{,}5 \cdot (392 + 211) = 301° \text{ С}.$$

По (6.21) скорость продуктов сгорания

$$w_г = \frac{7{,}16 \cdot 17{,}44 \cdot 0{,}78 \cdot (301+273)}{273 \cdot 25{,}4} = 8{,}05 \text{ м/с}.$$

Определяем коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к металлу набивки РВП. Принимаем $\alpha_г = \alpha_к$, значением $\alpha_л$ пренебрегаем, как незначительным. Физические свойства продуктов сгорания при $\bar{\vartheta} = 301°$ С: $\nu = 43{,}9 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; $\lambda = 4{,}766 \cdot 10^{-5}$ кВт/(м · К); Pr = 0,64.

По (7.10) коэффициент теплоотдачи конвекцией

$$\alpha_г = 0{,}037 \frac{4{,}766 \cdot 10^{-5}}{0{,}0096} \cdot \left(\frac{8{,}05 \cdot 0{,}0096}{43{,}9 \cdot 10^{-6}} \right)^{0{,}8} \cdot 0{,}64^{0{,}4} =$$

$$= 60{,}8 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи в «горячей» части РВП по (7.6)

$$k = \frac{0{,}85 \cdot 1{,}0}{\frac{1}{47{,}6 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}458} + \frac{1}{60{,}8 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}458}} = 10{,}4 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Температурный напор «горячей» части РВП по (6.25)

$$\Delta t = \frac{(211-124)-(392-362)}{\ln 82/30} = 53{,}5^\circ \text{ С}.$$

Тепловосприятие «горячей» части РВП по (7.12)

$$Q_{\text{г}}^{\text{г.ч}} = \frac{10{,}4 \cdot 10^{-3} \cdot 53{,}5 \cdot 49\,952}{17{,}44} = 1593 \text{ кДж/кг}.$$

Расхождение $\Delta = \left| \frac{Q_{\text{т}}^{\text{г.ч}} - Q_{\text{б}}^{\text{г.ч}}}{Q_{\text{б}}^{\text{г.ч}}} \right| \cdot 100 = 1{,}4\%$ — менее допустимого (2%). Расчет не требует уточнений.

3.2. Расчет «холодной» части РВП. Тепловосприятие «холодной» части РВП.

Температуре воздуха $t'_{\text{в}} = 66^\circ$ С соответствует энтальпия

$$H_{\text{в}}^{0'} = 483{,}8 \text{ кДж/кг};$$

$$Q_{\text{б}}^{\text{х.ч}} = 0{,}872(911{,}8 - 483{,}8) = 373 \text{ кДж/кг}.$$

Средняя скорость воздуха в «холодной» части РВП. Средняя температура $t_{\text{ср}} = 0{,}5(124+66) = 95^\circ$ С. Средняя скорость воздуха

$$w_{\text{в}} = \frac{0{,}872 \cdot 5{,}55 \cdot 17{,}44 \cdot (95+273)}{273 \cdot 22{,}5} = 5{,}05 \text{ м/с}.$$

Коэффициент теплоотдачи от металла набивки к воздуху. Физические свойства воздуха при $t_{\text{ср}} = 95^\circ$ С: $\nu = 22{,}7 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; $\lambda = 3{,}149 \cdot 10^{-5}$ кВт/(м · К); $\text{Pr} = 0{,}69$;

$$\alpha_{\text{в}} = 0{,}021 \frac{3{,}149 \cdot 10^{-5}}{0{,}0098} \left(\frac{5{,}05 \cdot 0{,}098}{22{,}7 \cdot 10^{-6}} \right)^{0{,}8} \cdot 0{,}69^{0{,}4} =$$

$$= 27{,}25 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Энтальпия и температура продуктов сгорания за «холодной» частью РВП

$$H_{\text{ух}} = 2259 - \frac{373}{0{,}996 \cdot 0{,}78} + 0{,}075 \cdot 483{,}8 = 1815 \text{ кДж/кг}.$$

При $\alpha_{\text{ух}} = 1{,}35$ температура газов на выходе из РВП $t'' = 162^\circ$ С.

Средняя скорость газов в «холодной» части РВП. Средняя температура $\bar{\vartheta} = 0{,}5(211+162) = 186^\circ$ С. Средняя скорость

$$w_{\text{г}} = \frac{7{,}16 \cdot 17{,}44 \cdot 0{,}78 \cdot (186+273)}{22{,}5 \cdot 273} = 7{,}2 \text{ м/с}.$$

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке в «холодной» части РВП. При $\bar{\vartheta} = 186^\circ$ С $\nu = 29{,}66 \cdot 10^{-6}$ м^2/с; $\lambda = 3{,}811 \times$ $\times 10^{-5}$ кВт/(м · К); $\text{Pr} = 0{,}667$;

$$\alpha_г = 0{,}021\frac{3{,}811\cdot10^{-5}}{0{,}0098}\cdot\left(\frac{7{,}2\cdot0{,}0098}{29{,}66\cdot10^{-6}}\right)^{0{,}8}\cdot0{,}667^{0{,}4} =$$
$$= 34{,}9\cdot10^{-3}\ \text{кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Коэффициент теплопередачи в «холодной» части РВП

$$k = \frac{0{,}85\cdot1{,}0}{\frac{1}{0{,}458\cdot27{,}25\cdot10^{-3}}+\frac{1}{0{,}458\cdot34{,}9\cdot10^{-3}}} = 5{,}95\cdot10^{-3}\ \text{кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Температурный напор в «холодной» части РВП

$$\Delta t = \frac{(162-66)-(211-124)}{\ln 96/87} = 91^\circ\ \text{С}.$$

Тепловосприятие «холодной» части РВП

$$Q_т^{х.ч} = \frac{5{,}95\cdot10^{-3}\cdot91\cdot12\,240}{17{,}44} = 380\ \text{кДж/кг}.$$

Погрешность расчета $\left(1-\frac{373}{380}\right)\cdot100 = 1{,}85\%$, что допустимо.

4. Расчет трубчатого воздухоподогревателя.

4.1. Балансовое тепловосприятие ТВП. Принимаем $t_{г.в} = 300^\circ$ С, при этом $H^0_{г.в} = 2236$ кДж/кг. Средний избыток воздуха в ТВП $\beta_{ср} = 0{,}327 - 0{,}5\cdot0{,}007 = 0{,}3235$; $Q_б = 0{,}3235(2236 - -483{,}8) = 566{,}8$ кДж/кг.

4.2. Средняя скорость воздуха в ТВП. Средняя температура $\bar{t} = 0{,}5(t_{г.в} + t'_в) = 0{,}5(300+66) = 183^\circ$ С. При этой температуре $H^0_{ср} = 1351{,}4$ кДж/кг. Средняя скорость воздуха

$$w_в = \frac{0{,}3235\cdot5{,}55\cdot17{,}44\cdot(183+273)}{5{,}78\cdot273} = 9{,}05\ \text{м/с}.$$

4.3. Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к воздуху: физические параметры воздуха:
$\nu = 32{,}91\cdot10^{-6}$ м^2/с; $\lambda = 3{,}246\cdot10^{-5}$ кВт/(м·К); Pr = 0,69;
поправки C_s и C_z:

$$\sigma'_2 = 1{,}29;\quad \varphi = \frac{1{,}5-1}{1{,}29-1} = 1{,}724;\quad C_s = 0{,}275\cdot1{,}724^{0{,}5} = 0{,}361;$$

число рядов $z_2 > 10$, поэтому $C_z = 1{,}0$;
коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_в = 0{,}361\cdot1{,}0\frac{3{,}246\cdot10^{-5}}{0{,}04}\left(\frac{9{,}05\cdot0{,}04}{32{,}91\cdot10^{-6}}\right)^{0{,}6}\cdot0{,}69^{0{,}33} =$$
$$= 68{,}94\cdot10^{-3}\ \text{кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

4.4. Энтальпия и температура газов за ТВП

$$H_{ух} = 4078 - \frac{566{,}8}{0{,}996\cdot0{,}22} + 0{,}0066\cdot1351{,}4 = 1500\ \text{кДж/кг}.$$

При $\alpha_{ух}=1{,}23$, этой энтальпии соответствует $\vartheta_{ух}=146°$ С.

4.5. Средняя скорость газов.

Средняя температура $\bar{\vartheta}=0{,}5(392+146)=269°$ С. Средняя скорость газов

$$w_г=\frac{7{,}16\cdot 17{,}44\cdot 0{,}22\cdot(269+273)}{5{,}7\cdot 273}=9{,}56 \text{ м/с}.$$

4.6. Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке трубы. Физические параметры газов при $\bar{\vartheta}=269°$ С:

$$\nu=40{,}03\cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};\quad \lambda=4{,}52\cdot 10^{-5} \text{ кВт/(м}\cdot\text{К)};\quad Pr=0{,}648;$$

$$\alpha_к=0{,}023\cdot\frac{4{,}52\cdot 10^{-5}}{0{,}0368}\left(\frac{9{,}56\cdot 0{,}0368}{40{,}03\cdot 10^{-6}}\right)^{0{,}8}\cdot 0{,}648^{0{,}4}=$$

$$=34{,}0\cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

4.7. Коэффициент теплопередачи в ТВП

$$k_{вп}=\frac{0{,}85}{\frac{1}{34{,}0\cdot 10^{-3}}+\frac{1}{68{,}9\cdot 10^{-3}}}=19{,}35\cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

4.8. Температурный напор в ТВП.

Для определения поправочного коэффициента находим параметры:

$$R=\frac{\tau_б}{\tau_м}=\frac{\vartheta'-\vartheta_{ух}}{t_{г.в}-t'_в}=\frac{392-146}{300-66}=1{,}056;$$

$$P=\frac{\tau_м}{\vartheta'-t'}=\frac{300-66}{392-66}=0{,}718.$$

По рис. П11 при четырехкратном перекрестном движении $\psi=0{,}94$. Температурный напор при противотоке

$$\Delta t_{прт}=\frac{(392-300)-(146-66)}{\ln 92/80}=85{,}7° \text{ С}.$$

Действительный температурный напор $\Delta t=85{,}7\cdot 0{,}94=80{,}6°$ С.

4.9. Тепловосприятие трубчатого воздухоподогревателя

$$Q_т=\frac{19{,}35\cdot 10^{-3}\cdot 80{,}6\cdot 6410}{17{,}44}=573 \text{ кДж/кг}.$$

Погрешность расчета $\left(1-\frac{566{,}8}{573}\right)\cdot 100=1{,}08\%$, что допустимо.

Таким образом, за РВП $t_{г.в}=362°$ С и $\vartheta_{ух}=157°$ С, а за ТВП $t_{г.в}=300°$ С и $\vartheta_{ух}=146°$ С. Общая средняя температура горячего воздуха $t_{г.в}=0{,}74\cdot 362+0{,}26\cdot 300=345{,}9°$ С, уходящих газов $\vartheta_{ух}=0{,}78\cdot 157+0{,}22\cdot 146=154{,}6°$ С.

Задача 7.15. Определить необходимую поверхность нагрева трубчатого воздухоподогревателя для котла к блоку 300 МВт при условии охлаждения продуктов сгорания с $\vartheta' = 375°$ С до $\vartheta_{ух} = 150°$ С. При выполнении расчетов принять: $t'_в = 50°$ С, трубы диаметром 40 мм с толщиной стенки 1,6 мм и шахматным расположением труб с шагами $s_1 = 60$ и $s_2 = 41$ мм; схему включения — четырехкратный перекрест с двумя промежуточными досками $z_2 > 10$, скорость воздуха $w_в = 8{,}7$ м/с, газов $w_г = 11{,}1$ м/с; $\alpha' = 1{,}20$; $\alpha'' = 1{,}23$; $\beta'' = 1{,}16$; $\varphi = 0{,}9972$. Расход топлива $B_р = 17{,}444$ кг/с; $r_{H_2O} = 0{,}091$; теоретические энтальпии продуктов сгорания и воздуха равны: при 200° С $H^0_г = 1729{,}1$ кДж/кг, $H^0_в = 1477{,}9$ кДж/кг; при 400° С $H^0_г = 3564{,}0$ кДж/кг, $H^0_в = 3006{,}1$ кДж/кг.

Задача 7.16. Как изменится необходимая поверхность нагрева трубчатого воздухоподогревателя при переходе на шаги $s_1 = 52$ и $s_2 = 40$ мм при сохранении скоростей газов и воздуха по задаче 7.15?

Задача 7.17. Найти зависимость температуры воздуха от расхода воздуха ω через воздухоподогреватель, включенный параллельно по продуктам сгорания и воздуху. При проведении расчета принять: доли расхода воздуха (от количества воздуха, поступающего в топку, $\beta'' = 1{,}20$) — $\omega = 0{,}20$, 0,25 и 0,30; долю расхода газов $x = 0{,}2$ во всех вариантах. Значения избытков воздуха в газовом тракте $\alpha' = 1{,}2$ и $\alpha'' = 1{,}205$. Конструктивные данные ТВП и характеристики топлива принять по примеру 7.15. Коэффициент $\alpha_к$ принять постоянным (по варианту с $\omega = 0{,}2$). Энтальпия газов при $\alpha = 1{,}205$ составляет: при 100° С $H_г = 1004$ кДж/кг, при 200° С $H_г = 2032$ кДж/кг.

Задача 7.18. Как изменится температура уходящих газов при использовании каскадной схемы с пропуском через первый ход 80% воздуха, а остальные 20% — через байпасный воздухопровод со смешением перед вторым ходом. Принять исходные данные по примеру 7.13 с использованием коэффициента теплопередачи, температуру поступающего в ТВП воздуха принять 30° С.

Глава восьмая
РАСЧЕТ РАДИАЦИОННО-КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

8.1. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАДИАЦИОННО-КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

К радиационно-конвективным поверхностям относятся поверхности нагрева типа ширм, фестонов, пароотводящих труб и котельных пучков, воспринимающих как конвективную теплоту продуктов сгорания, так и радиационную теплоту из топки.

Число секций ширм z_1 определяется по зависимости

$$z_1 = a/s_1 - 1, \tag{8.1а}$$

если расстояние от крайних секций до боковых стен газохода равно расстоянию между секциями (шагу s_1) и

$$z_1 = a/s_1, \tag{8.1б}$$

если расстояние от крайних секций до боковых стен равно половине шага $s_1/2$. В формулах (8.1а) и (8.1б) a — ширина фронта топки, м.

Число параллельно включенных труб n в секции ширмы (ленте) определяется из условий надежности работы металла по допустимой массовой скорости $\rho w = 800 - 1100$ кг/(м$^2 \cdot$с)

$$n = \frac{D n_{\text{п}}}{0{,}785 d_{\text{вн}}^2 z_1 \rho w}, \tag{8.2}$$

где $d_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр трубы, м (обычно для пароперегревателей выбирают трубы наружным диаметром 32, 36, 38, 42 мм с толщиной стенки 4,5 — 7,0 мм); D — расход рабочей среды, проходящий через поверхность, кг/с; $n_{\text{п}}$ — число параллельных потоков рабочей среды по ширине газохода (обычно $n_{\text{п}} = 1$ или 2).

Глубина секции ширмы (ленты) c определяется продольным шагом s_2, числом параллельно включенных труб n в ширме (секции) и числом ходов ленты в ширме $z_{\text{х}}$ вдоль газового потока:

$$c = \left[(n-1)s_2 + d\right] n_{\text{х}} + \Delta c\,(z_{\text{х}} - 1),$$

где Δc — расстояние между двумя ходами ленты ширмы.

Сечение для прохода продуктов сгорания

$$F_{\text{г}} = ab - z_1 b d_{\text{н}}. \tag{8.3}$$

При расчете ширм используют следующие поверхности:

полная поверхность, м^2, определяется как удвоенная площадь плоскости, проходящей через оси труб секции и ограниченной наружными образующими крайних труб,

$$F_{\text{ш}} = 2 z_1 h_{\text{ш}} c; \tag{8.4}$$

расчетная поверхность ширм $F_{\text{р}} = F_{\text{ш}} x$, где x — угловой коэффициент (рис. П1 приложения);

лучевоспринимающие поверхности входного и выходного сечений $F_{\text{л.вх}}$, $F_{\text{л.вых}}$ (рис. 8.1).

Угловой коэффициент с входного на выходное сечение

$$\varphi = \sqrt{\left(\frac{c}{s_1}\right)^2 + 1} - \frac{c}{s_1}. \tag{8.5}$$

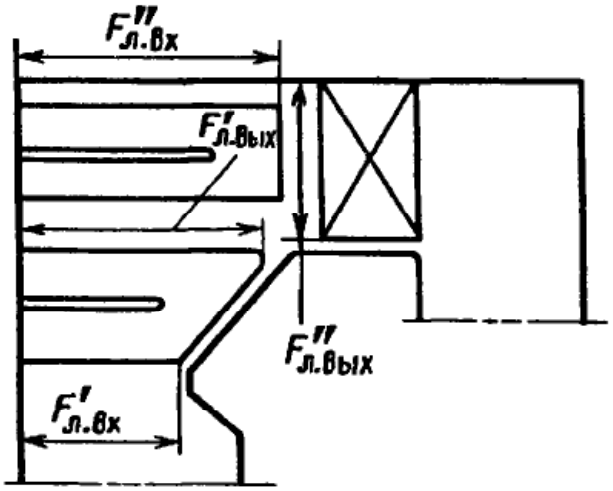


Рис. 8.1. К определению лучевоспринимающих поверхностей входного и выходного сечений ширмовой поверхности пароперегревателя

Эффективная толщина излучающего слоя

$$s=\frac{1{,}8}{\frac{1}{h_{ш}}+\frac{1}{c}+\frac{1}{s_1}}. \qquad (8.6)$$

При расчете фестона следует различать следующие поверхности:

полную теплообменную поверхность

$$F_{ф}=\pi d z_1 z_2 h_{г.о}, \qquad (8.7)$$

где z_1, z_2 — число труб в одном ряду и число рядов по ходу газов; $h_{г.о}$ — расчетная высота газового окна, в котором находится фестон;

лучевоспринимающую поверхность, м^2,

$$F_{л.ф}=a h_{г.о} x_{ф}, \qquad (8.8)$$

где $x_{ф}$ — угловой коэффициент фестона; определяется по рис. П1 приложения; при числе труб $z_2 \geqslant 5$, $x_{ф}=1$.

ПРИМЕРЫ

Пример 8.1. Определить размеры расчетных поверхностей радиационно-конвективного пароперегревателя (в виде ширм), расположенного в верхней части топки. Исходные данные: трубы ∅ 32 мм с толщиной стенки 5 мм; количество секций по ширине газохода 22, число труб в одной секции 30, ширина газохода 13 520 мм, продольный шаг труб $s_2=35$ мм; габаритные размеры поверхности показаны на рис. 8.2, а размеры секции ширмы на рис. 8.3.

Решение. 1. Определяем расчетную поверхность пароперегревателя. В связи со сложной конфигурацией секции, вызванной наличием трех рядов обвязочных труб по высоте, поверхность нагрева секции определяем по участкам. При относительном продольном шаге труб $s_2/d=35/32=1{,}09$ угловой коэффициент секции по рис. П1 приложения $x=0{,}98$. При определении расчетных размеров секции ширм к линейному размеру по осям труб необходимо добавить размер диаметра d, мм. Тогда по сравнению с рис. 8.3 имеем: верхняя часть секции: $c_{л}=1015+32=1047$ мм; первая средняя часть: $c_{л}=945+32=977$ мм; вторая средняя часть: $c_{л}=875+32=907$ мм; нижняя часть: $c_{л}=805+32=837$ мм. Высота нижней части составит $700+0{,}5\cdot 32=716$ мм.

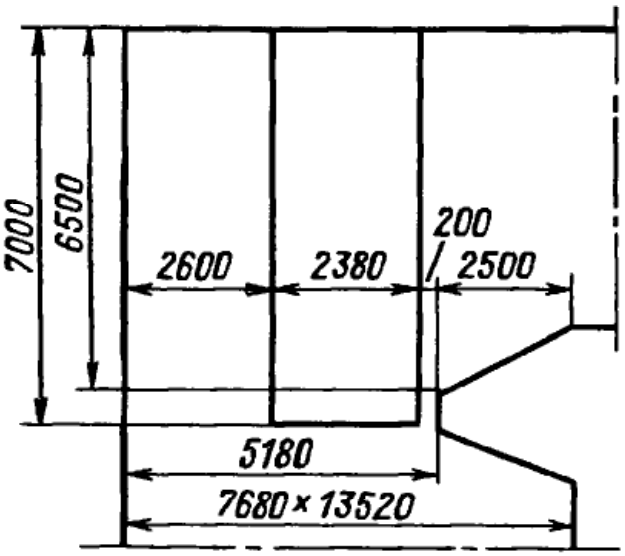


Рис. 8.2. Габаритные размеры ширмового пароперегревателя (к примеру 8.1)

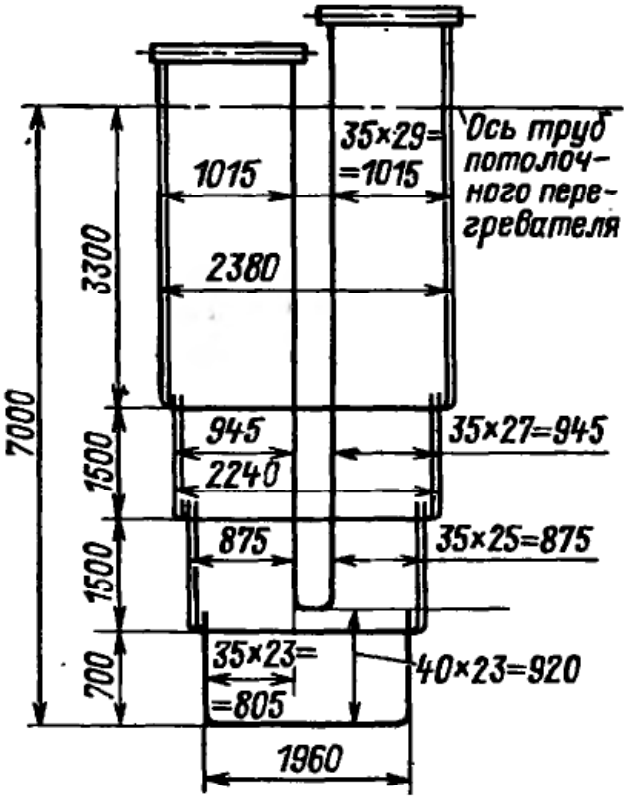


Рис. 8.3. Размеры секции ширмового пароперегревателя (к примеру 8.1)

Размеры плоскости секции определяются по первому ходу ленты и затем удваиваются. Часть плоскости труб между двумя ходами ленты находят отдельно и прибавляют к поверхности ленты. Размер «зазора» между ходами ленты $\Delta c = 350 - 32 = 318$ мм. Поверхность обвязочных труб (горизонтальные участки) определяют по полупериметру трубы. В заключение удваивают размер полученной поверхности (секция имеет двусторонний обогрев газами) и умножают на число секций, входящих в ширмовую поверхность.

Исходя из этого, получаем

$$F_{ш} = [1{,}047 \cdot 3{,}3 + (0{,}977 + 0{,}907) \cdot 1{,}5 + 0{,}837 \cdot 0{,}716 + 0{,}5 \times$$

$$\times 3{,}14 \cdot 0{,}032 \cdot (0{,}907 + 0{,}977 + 1{,}047)] \cdot 2 \cdot 0{,}98 \cdot 2 \cdot 22 + 0{,}318 \cdot 0{,}952 \times$$

$$\times 0{,}98 \cdot 2 \cdot 22 + 0{,}5 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}032 \cdot 0{,}318 \cdot 2 \cdot 22 = 621 \text{ м}^2.$$

2. Определяем сечение для прохода рабочей среды. Внутренний диаметр труб $d_{вн} = 32 - 10 = 22$ мм; $f_{ш} = 0{,}785 \cdot 0{,}022^2 \cdot 30 \cdot 22 = 0{,}251$ м^2.

3. Находим сечение для прохода газов. Радиационно-конвективный пароперегреватель по рис. 8.2 имеет участки с различным омыванием газами — поперечным и продольным. Для участка поперечного омывания

$$F_{г.поп} = 6{,}5 \cdot 13{,}52 - 0{,}032 \cdot 22 \cdot 6{,}5 = 83{,}3 \text{ м}^2.$$

Для участка продольного омывания

$$F_{г.прд} = 5{,}18 \cdot 13{,}52 - 0{,}032 \cdot 2{,}38 \cdot 22 = 68{,}36 \text{ м}^2.$$

4. Относительные шаги труб:

средний поперечный шаг равен $s_1 = a/(z_1+1) = 13\,520/(22+1) = 588$ мм, тогда

$$\sigma_1 = 588/32 = 18{,}38;\ \sigma_2 = 35/32 = 1{,}094.$$

5. Эффективная толщина излучающего слоя по (8.6)

$$s = \frac{1{,}8}{\frac{1}{7{,}0} + \frac{1}{2{,}38} + \frac{1}{0{,}588}} = 0{,}795 \text{ м}.$$

6. Угловой коэффициент с входного на выходное сечение ширм по (8.5)

$$\varphi_{ш} = \sqrt{\left(\frac{2{,}38}{0{,}588}\right)^2 + 1} - \frac{2{,}38}{0{,}588} = 0{,}122.$$

7. Поверхность входного и выходного газовых окон (см. рис. 8.2):

$$F_{л.вх} = (7{,}0 + 2{,}38) \cdot 13{,}52 = 126{,}8 \text{ м}^2;$$

$$F_{л.вых} = 6{,}5 \cdot 13{,}52 = 87{,}9 \text{ м}^2.$$

8. Поверхность нагрева, омываемая продольно и поперечно:

$$F_{ш.прд} = F_{ш}\frac{h_{прд}}{h_{ш}} = 621 \cdot \frac{7{,}0 - 6{,}5}{7{,}0} = 44{,}4 \text{ м}^2;$$

$$F_{ш.поп} = F_{ш} - F_{ш.прд} = 621 - 44{,}4 = 576{,}6 \text{ м}^2.$$

Пример 8.2. Для котла паропроизводительностью $D = 277{,}78$ кг/с выбрать количество секций ширмового пароперегревателя z_1, поперечный шаг s_1 и количество труб в каждой секции. При проведении расчетов принять допустимую массовую скорость 1000 кг/(м^2 · с), трубы ∅ 32 мм с толщиной стенки 6 мм и продольным шагом $s_2 = 35$ мм. Учесть, что по условиям транспортировки глубина секций в осях труб должна быть не более 3000 мм; радиус гиба внутренней трубы принять 135 мм. Расход пара через пароперегреватель с учетом работы впрыскивающих пароохладителей, установленных после него, должен составлять 93% номинальной паропроизводительности. Ширина газохода в районе ширмового пароперегревателя 16 000 мм.

Решение. 1. Определяем необходимое сечение для прохода пара. Расход пара через пароперегреватель $D_{ш} = 277{,}78 \cdot 0{,}93 = 258{,}33$ кг/с; $f_{п} = D_{ш}/(\rho w)_{п} = 258{,}33/1000 = 0{,}258$ м^2.

2. Определяем количество труб в секции. Максимальная ширина одного хода в секции $\frac{3000 - 135 \cdot 2}{2} = 1365$ мм. При шаге труб $s_2 = 35$ мм количество труб $n_{с} = (1365/35) + 1 = 40$ шт.

3. Определяем количество секций $z_1 = 0{,}258/(0{,}785 \cdot 0{,}02^2 \times \times 40) = 20{,}6$ шт. Принимаем $z_1 = 20$ шт.

Таким образом, радиационно-конвективный ширмовый пароперегреватель должен иметь 20 секций с количеством труб в каждой 40 шт., при этом массовая скорость пара составит $(\rho w)_п = 1000\,(20{,}6/20) = 1028$ кг/(м$^2 \cdot$с).

4. Поперечный шаг секций ширм в газоходе по (8.1б)

$$s_1 = 16\,000/20 = 800 \text{ мм}.$$

Пример 8.3. В паровом котле имеется двухрядный фестон, образованный трубами заднего экрана топочной камеры, ширина которой 18,0 м. Определить расчетные геометрические характеристики фестона, его поверхность нагрева, если задано: диаметр труб 60 мм; толщина стенки 6 мм; расположение труб — коридорное с шагами $s_1 = 140$ и $s_2 = 250$ мм; высота труб фестона 6,5 м.

Решение. 1. Определяем поверхность нагрева фестона по (8.7). Количество труб в одном ряду

$$n_{тр} = (18\,000/140) - 1 = 127{,}5 \text{ шт. Принимаем } n_{тр} = 128 \text{ шт.};$$

$$F_ф = 3{,}14 \cdot 0{,}060 \cdot 128 \cdot 2 \cdot 6{,}5 = 313{,}5 \text{ м}^2.$$

2. Определяем лучевоспринимающую поверхность нагрева фестона. Угловой коэффициент двухрядного фестона при $s_1/d = 140/60 = 2{,}33$. По рис. П1 приложения (кривая *5*) для первого ряда $x_1 = 0{,}54$. Для двухрядного фестона $x_ф = x_1 + (1 - x_1)\,x_1 = 0{,}54 + (1 - 0{,}54) \cdot 0{,}54 = 0{,}788$.

По (8.8) находим

$$F_{л.ф} = 18{,}0 \cdot 6{,}5 \cdot 0{,}788 = 92{,}2 \text{ м}^2.$$

3. Сечение для прохода газов по (6.3)

$$F_г = 18{,}0 \cdot 6{,}5 - 128 \cdot 6{,}5 \cdot 0{,}060 = 67{,}1 \text{ м}^2.$$

4. Относительные шаги труб в фестоне:

$$\sigma_1 = 140/60 = 2{,}33; \quad \sigma_2 = 250/60 = 4{,}17.$$

5. Эффективная толщина излучающего слоя в фестоне по (6.6)

$$s = 0{,}9 \cdot 0{,}060 \left(\frac{4 \cdot 140 \cdot 250}{3{,}14 \cdot 60^2} - 1 \right) = 0{,}614 \text{ м}.$$

ЗАДАЧИ

Задача 8.1. Рассчитать геометрические характеристики ступени радиационно-конвективного пароперегревателя Т-образного профиля котла для блока 800 МВт, расположенного в переходном газоходе. Радиационно-конвективный пароперегреватель имеет два хода пара: сначала пар проходит секции в средней части газохода (половина ширины), а затем крайние секции. Общее количество секций по ширине одного газохода 40 шт., каждая секция состоит из 18 труб диаметром 42 мм с толщиной стенки 7 мм, расположенных с продольным шагом $s_2 = 45$ мм. Ширина газохода 30,44 м. Основные размеры секции в одной части газохода приведены за рис. 8.4.

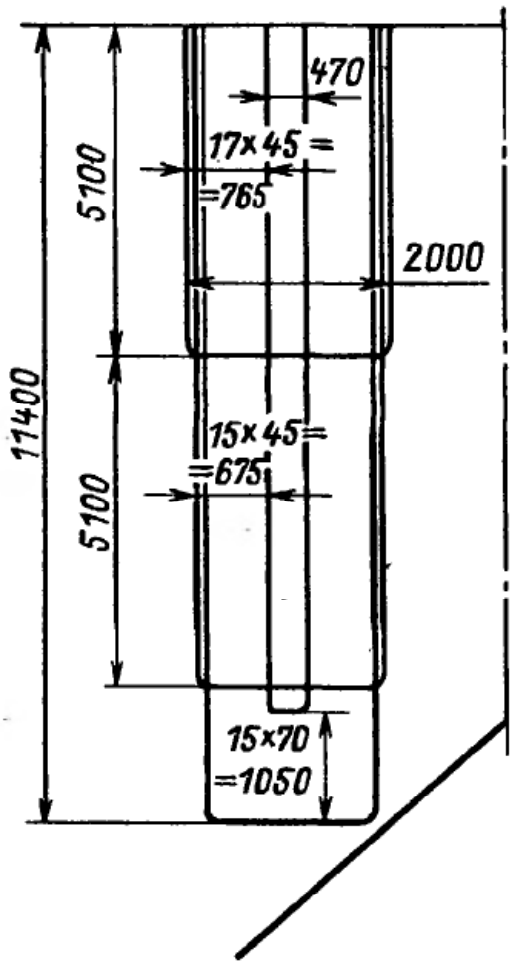


Рис. 8.4. Размеры секции ширмового пароперегревателя (к задаче 8.1)

Задача 8.2. Какова будет поверхность нагрева, сечения для прохода пара, эффективная толщина излучающего слоя в радиационно-конвективном пароперегревателе котла паропроизводительностью $D=186{,}11$ кг/с при использовании труб различных диаметров: ∅ 32 мм с толщиной стенки 5 мм; ∅ 36 мм с толщиной стенки 6 мм и ∅ 38 мм с толщиной стенки 6 мм? Принять, что при ширине газохода 18 000 мм расстояние между секциями 720 мм, зазоры между трубами 3 мм. Поверхность нагрева считать упрощенно — без учета поверхности дистанционирующих труб; радиус гиба внутренней трубы во всех вариантах принять 135 мм. Количество труб в секции 20 шт., высота секции 7000 мм.

Задача 8.3. Какие необходимо применить трубы, чтобы уменьшить поверхность нагрева радиационно-конвективного пароперегревателя примерно в 1,5—1,6 раза? Сколько и каких размеров будут секции ширм? В исходном варианте 56 секций глубиной 3800 мм из труб ∅ 32 мм с толщиной стенки 6 мм, радиус гиба внутренней трубы 135 мм. Ширина газохода 31,0 м. Указание: при решении задачи рассмотреть диаметры труб 36, 38, 42 мм с зазором между трубами 3 мм, толщину стенок принять кратной 0,5 мм, выполнить условие равнопрочности — постоянство отношения толщины стенки δ к наружному диаметру $\delta/d=\text{const}$.

Задача 8.4. При различных глубинах секций радиационно-конвективного пароперегревателя c выбрать шаг между секциями s_1, при котором угловой коэффициент с входного на выходное $\varphi_ш$ будет равен 0,10. Принять глубину секций 2,0 и 3,0 м.

8.2. ТЕПЛОВОСПРИЯТИЕ РАДИАЦИОННО-КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Количество теплоты $Q_б$, кДж/кг, которое отдают продукты сгорания при их охлаждении в поверхности нагрева от температуры на входе ϑ' до температуры на выходе ϑ'', определяется балансовым уравнением

$$Q_б=(H'-H'')\varphi-Q_{доп}, \qquad (8.9)$$

где H', H'' — энтальпия продуктов сгорания при температурах ϑ' и ϑ'', кДж/кг; $Q_{доп}$ — тепловосприятие по балансу дополнительных поверхностей, кДж/кг.

Количество теплоты $Q_{л.ш}$, кДж/кг, воспринимаемое поверхностью (ширмой, фестоном) в результате прямого излучения из топочного объема, определяется как разность поступающей тепловой энергии через входное сечение $Q_{л.вх}$ и переизлученной на другие поверхности через выходное сечение $Q_{л.вых}$:

$$Q_{л.ш}=Q_{л.вх}-Q_{л.вых}. \quad (8.10)$$

При этом

$$Q_{л.вх}=q_{л.ш}F_{л.вх}/B_{р}; \quad (8.11а)$$

$$Q_{л.вых}=Q_{л.вх}(1-\varepsilon)\varphi_{ш}/\beta+5{,}67\cdot10^{-11}\varepsilon F_{л.вых}T_{ср}^{4}\xi_{эп}/B_{р}, \quad (8.11б)$$

где $q_{л.ш}$ — интенсивность теплового потока в районе выходного окна топки, кВт/м^2; принимается из позонного расчета топки либо при его отсутствии определяется по формуле

$$q_{л.ш}=\beta\eta_{в}B_{р}Q_{л}/F_{ст}; \quad (8.12)$$

β — коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между топкой и ширмами (рис. П2 приложения); $\eta_{в}$ — коэффициент неравномерности тепловосприятия топки по высоте в районе выходного окна, принимается по П3; $Q_{л}$; $F_{ст}$ — лучистое тепловосприятие, кДж/кг, поверхности стен топки, м^2; ε — коэффициент излучения продуктов сгорания при средней температуре газов, определяется по зависимости (4.11); $\xi_{эп}$ — поправочный коэффициент, зависящий от вида топлива, принимается равным: 0,5 при сжигании угля и мазута, 0,7 при сжигании природного газа и 0,2 при сжигании сланцев.

Если фестон (котельный пучок) имеет число рядов в глубину $z_2\geqslant5$, то теплота излучения из топки полностью воспринимается этой поверхностью. При меньшем числе рядов радиационная теплота фестона (котельного пучка) определяется по формуле

$$Q_{л.ф}=q_{л.ф}F_{л.ф}/B_{р}, \quad (8.13а)$$

где $F_{л.ф}$ — лучевоспринимающая поверхность фестона (котельного пучка), м^2, определяется по (8.8); $q_{л.ф}$ — интенсивность теплового потока в районе фестона, кВт/м^2; определяется из позонного расчета топки либо по (8.12).

Если фестон установлен за ширмами,

$$Q_{л.ф}=Q_{л.вых}x_{ф}. \quad (8.13б)$$

Рабочая среда в трубах воспринимает полное количество теплоты (радиационное и конвективное). Приращение энтальпии среды составляет

$$\Delta h=(Q_{б}+Q_{л})B_{р}/D, \quad (8.14)$$

где D — расход среды через поверхность, кг/с.

ПРИМЕРЫ

Пример 8.4. Определить тепловосприятие ширм пароперегревателя и приращение энтальпии пара. При выполнении расчетов принять: температуры газов $\vartheta' = 1060°$ С; $\vartheta'' = 950°$ С; энтальпии $H' = 11\,983$ кДж/кг; $H'' = 10\,605$ кДж/кг; рабочая среда $t' = 417°$ С; $p' = 14{,}96$ МПа; $p'' = 14{,}67$ МПа; $h' = 3047$ кДж/кг; $\varphi = 0{,}996$; $D = 136{,}81$ кг/с; $q_{л.\,ш} = 69{,}7$ кВт/м^2; $F_{л.\,вх} = 52$ м^2; $F_{л.\,вых} = 45$ м^2. Топливо — каменный уголь; $B_р = 9{,}76$ кг/с; эффективная толщина излучающего слоя $s = 0{,}84$ м; давление в газоходе 0,1 МПа; $r_{H_2O} = 0{,}091$; $r_п = 0{,}231$; $\mu_{зл} = 0{,}023$; $\varphi_ш = 0{,}14$. Тип мельниц — среднеходовые. Дополнительное тепловосприятие других поверхностей в зоне расположения ширм $Q_{доп} = 91$ кДж/кг.

Решение. 1. Определяем по (8.9) балансовое тепловосприятие ширмового пароперегревателя:

$$Q_б = (11\,983 - 10\,605)\,0{,}996 - 91 = 1281{,}5 \text{ кДж/кг}.$$

2. Средняя температура продуктов сгорания:

$$\vartheta_{ср} = (1060 + 950)\,0{,}5 = 1005° \text{ С};$$
$$T_{ср} = 1005 + 273 = 1278 \text{ К}.$$

3. Определяем коэффициент излучения газового объема между секциями ширмового пароперегревателя (по данным § 4.1):

произведение $p_п s = 0{,}1 \cdot 0{,}231 \cdot 0{,}84 = 0{,}0194$ м · МПа;

коэффициенты ослабления лучей $k_г = 10{,}56$ 1/(м · МПа);

$$k_{зл} = 74{,}76 \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)};$$

оптическая толщина запыленного потока

$$kps = (10{,}56 \cdot 0{,}231 + 74{,}76 \cdot 0{,}0227)\ 0{,}1 \cdot 0{,}84 = 0{,}347;$$

коэффициент излучения

$$\varepsilon = 1 - e^{-0{,}347} = 0{,}293.$$

4. Определяем по (8.11а) теплоту, поступающую через плоскость входного сечения ширм:

$$Q_{л.\,вх} = 69{,}7 \cdot 52{,}0/9{,}76 = 371{,}4 \text{ кДж/кг}.$$

5. То же — в выходном сечении ширм:

$$Q_{л.\,вых} = \frac{371{,}4\,(1 - 0{,}293)\ 0{,}14}{0{,}97} +$$
$$+ \frac{5{,}67 \cdot 10^{-11} \cdot 0{,}293 \cdot 45{,}0 \cdot 1278^4 \cdot 0{,}5}{9{,}76} = 140{,}8 \text{ кДж/кг}.$$

Здесь поправочный коэффициент $\beta = 0{,}97$ (при $\vartheta = 1060°$ С — по рис. П2 приложения).

6. Радиационное тепловосприятие ширм из топки по (8.10)

$$Q_{\text{л. ш}} = 371{,}4 - 140{,}8 = 230{,}6 \text{ кДж/кг}.$$

7. Приращение энтальпии пара в ширме

$$\Delta h_{\text{ш}} = (1281{,}5 + 230{,}6)\frac{9{,}76}{136{,}81} = 107{,}9 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия и температура пара на выходе из ширмы

$$h''_{\text{ш}} = 3043{,}9 + 107{,}9 = 3151{,}8 \text{ кДж/кг}; \quad t''_{\text{ш}} = 446^\circ \text{ С}.$$

Пример 8.5. Как изменится коэффициент излучения в ширмовом пароперегревателе, угловой коэффициент и радиационное тепловосприятие из топки при изменении поперечного шага между секциями пароперегревателя с $s_1 = 600$ до $s_1 = 1200$ мм? При выполнении расчетов принять: $\vartheta' = 1212^\circ$ С; $\vartheta'' = 1080^\circ$ С; давление в газоходе $p = 0{,}1$ МПа; $r_{H_2O} = 0{,}1188$; $r_{\text{п}} = 0{,}2566$; высоту секции ширм $h_{\text{ш}} = 9000$ мм; глубину секций $c = 2800$ мм.

Решение. 1. Исходный вариант с $s_1 = 600$ мм. Средняя температура продуктов сгорания

$$\vartheta_{\text{ср}} = (1212 + 1080) \cdot 0{,}5 = 1146^\circ \text{ С} \text{ или } T_{\text{ср}} = 1146 + 273 = 1419 \text{ К}.$$

Произведение $p_{\text{п}} s = 0{,}1 \cdot 0{,}257 \cdot 0{,}843 = 0{,}0216$ (м · МПа), где эффективная толщина излучающего слоя

$$s = \frac{1{,}8}{\frac{1}{9{,}0} + \frac{1}{2{,}8} + \frac{1}{0{,}6}} = 0{,}843 \text{ м}.$$

Коэффициент ослабления лучей $k_{\text{г}} = 9{,}438$ 1/(м · МПа) и оптическая толщина газового потока

$$kps = k_{\text{г}} p r_{\text{п}} s = 9{,}438 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}2566 \cdot 0{,}843 = 0{,}204.$$

Коэффициент излучения

$$\varepsilon = 1 - e^{-0{,}204} = 0{,}185.$$

2. Вариант с $s_1 = 1200$ мм. Эффективная толщина излучающего слоя

$$s = \frac{1{,}8}{\frac{1}{9{,}0} + \frac{1}{2{,}8} + \frac{1}{1{,}2}} = 1{,}383 \text{ м}.$$

Произведение $p_{\text{п}} s = 0{,}1 \cdot 0{,}257 \cdot 1{,}383 = 0{,}0355$ м · МПа. Коэффициент ослабления лучей и оптическая толщина излучающего слоя $k_{\text{г}} = 7{,}26$ 1/(м · МПа);

$$kps = 7{,}26 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}2566 \cdot 1{,}383 = 0{,}258.$$

Коэффициент излучения

$$\varepsilon = 1 - e^{-0,258} = 0,227.$$

Таким образом, в данном случае увеличение поперечного шага между секциями в 2 раза повысило коэффициент излучения газового объема примерно в 1,23 раза.

Пример 8.6. Определить тепловосприятие двухрядного фестона, расположенного на выходе из топочной камеры и являющегося отводящей системой заднего экрана топки.

При выполнении расчетов принять: отводящие трубы ∅ 133 мм, толщиной стенки 6 мм, с коридорным расположением, поперечным шагом $s_1 = 750$ мм, продольным шагом $s_2 = 150$ мм, размеры газохода $a = 9200$ мм и $b = 5000$ мм; топливо — бурый уголь; $B_р = 10,09$ кг/с; $\vartheta' = 1012°$ С; $\vartheta'' = 1003°$ С; $q_{л.ф} = 96,3$ кВт/м^2, энтальпию продуктов сгорания на входе $H' = 6785,9$ кДж/кг и на выходе $H'' = 6701,8$ кДж/кг.

Решение. 1. Определяем лучистую поверхность фестона. Угловой коэффициент фестона (рис. П1 приложения) при $s_1/d = 750/60 = 12,5$; $x_ф = 0,2 + (1 - 0,2) \times$ $\times 0,2 = 0,36$; $F_{л.ф} = 9,2 \cdot 5,0 \cdot 0,36 = 16,56$ м^2.

2. Тепловосприятие фестона излучением из топки

$$Q_{л.ф} = 96,3 \cdot 16,56/10,09 = 158,05 \text{ кДж/кг}.$$

3. Тепловосприятие труб фестона (за счет теплообмена с газами)

$$Q_б = (6785,9 - 6701,8)\ 0,9935 = 83,6 \text{ кДж/кг}.$$

4. Полное тепловосприятие труб фестона

$$Q_ф = Q_{л.ф} + Q_б = 158,05 + 83,6 = 241,65 \text{ кДж/кг}.$$

Как видно, в двухрядном фестоне количество теплоты, получаемой радиацией из топки, может превышать теплоту, полученную от продуктов сгорания конвекцией и межтрубным излучением.

ЗАДАЧИ

Задача 8.5. Как изменится количество лучистой теплоты из топки, воспринятой радиационно-конвективным пароперегревателем при увеличении высоты ширм с 7,0 до 9,0 м? При решении задачи принять: поперечный шаг между секциями $s_1 = 600$ мм; глубину секций 2,8 м; поверхность входного окна пароперегревателя 174,0 м^2 (высота 7,0 м) и 225,3 м^2 (высота 9,0 м); поверхности выходного окна 88,8 м^2 (высота 7,0 м) и 114,2 мм^2 (высота 9,0 м); топливо — мазут; $B_р = 19,278$ кг/с; $r_{H_2O} = 0,119$; $r_п = 0,257$; интенсивность теплового потока $q_{л.ш} = 19,5$ кВт/м^2; среднюю температуру газов в пароперегревателе 1160° С; коэффициент взаимного теплообмена (топка — ширма) $\beta = 0,76$.

Задача 8.6. Как изменится количество лучистой теплоты из топки в единицу времени, если вместо мазута будет сжигаться твердое топливо? Произвести сопоставление при одинаковых геометрических размерах радиационно-конвективного перегревателя: высота секций 9000 мм; глубина 2800 мм; шаг между ними 600 мм; поверхность входного окна 225,3 м^2; выходного окна 114,2 м^2; данные

по мазуту принять по задаче 8.5; твердое топливо $B_р=63{,}7$ кг/с; $r_{H_2O}=0{,}168$; $r_п=0{,}305$; $\mu_{зл}=0{,}017$; мельницы — среднеходные; $q_{л.ш}=19{,}5$ кВт/м^2. Температуры газов в обоих случаях принять на выходе из топки 1150° С, за пароперегревателем 1050° С.

Задача 8.7. Определить балансовое тепловосприятие радиационно-конвективного пароперегревателя, лучистую теплоту, которую он получает из топки и приращение энтальпии пара в нем. При выполнении расчетов принять: топливо — мазут; $\vartheta'=1272°$ С; $\vartheta''=1101°$ С; $H'=24\,350$ кДж/кг; $H''=20\,758$ кДж/кг; $Q_{доп}=420$ кДж/кг; $t'=365°$ С; $p'=14{,}72$ МПа; $p''=14{,}32$ МПа; $h'=2814{,}4$ кДж/кг; $B_р=14{,}44$ кг/с; $\varphi=0{,}997$; $D_ш=175{,}75$ кг/с; $q_{л.ш}=57{,}9$ кВт/м^2; $F_{л.вх}=171$ м^2; $F_{л.вых}=117$ м^2; эффективную толщину излучающего слоя $s=0{,}872$ м; давление в газоходе $p=0{,}1$ МПа; $r_{H_2O}=0{,}187$; $r_п=0{,}281$; $\varphi_ш=0{,}174$.

8.3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РАДИАЦИОННО-КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

В основу теплового расчета радиационно-конвективных поверхностей положено равенство тепловосприятий $Q_т=Q_б$, где $Q_т=Fk\Delta t/B_р$ — тепловосприятие поверхности нагрева за счет конвективного и лучистого теплообмена, кДж/кг; $Q_б=(H'-H'')\varphi-Q_{доп}$ — тепловосприятие поверхности, полученное от продуктов сгорания по балансу, кДж/кг.

В уравнениях: k — коэффициент теплопередачи, рассчитываемый по п. 6.3 (см. табл. 6.2):

$$k=\frac{\alpha_1}{1+(\varepsilon+1/\alpha_2)\alpha_1(1+Q_{л.ш}/Q_б)}; \qquad (8.15)$$

$Q_{доп}$ — тепловосприятие дополнительных (настенных) поверхностей, находящихся в зоне расположения основной радиационно-конвективной поверхности, кДж/кг; обычно определяется из равенства $Q_{доп}=Q_т$ для размеров $F_{доп}$, м^2, и температурного напора $\Delta t_{доп}$, °С, данной поверхности, но с использованием общего коэффициента теплопередачи по (8.15); H', H'' — энтальпии газов на входе в поверхность и выходе из нее, кДж/кг.

В (8.15) входят:

α_1 — коэффициент теплоотдачи со стороны продуктов сгорания, отнесенный к расчетной поверхности, кВт/(м$^2\cdot$К), определяется по формуле

$$\alpha_1=\xi\left(\alpha_к\frac{\pi d}{2s_2x}+\alpha_л\right), \qquad (8.16)$$

где $\alpha_к$ — коэффициент теплоотдачи конвекцией, кВт/(м$^2\cdot$К), определяется по (6.9); $\alpha_л$ — коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания, кВт/(м$^2\cdot$К), определяется по (6.10) при средней температуре потока $T_{ср}$ и эффективной толщине излучающего слоя s, м; ξ — коэффициент использования для

ширм, расположенных в верхней части топки и на развороте продуктов сгорания в конвективные газоходы, зависит от скорости газов и при $w_г \geq 4$ м/с принимается $\xi = 0{,}85$.

Коэффициент загрязнения поверхности ε для радиационно-конвективных пароперегревателей при сжигании твердых топлив зависит от его свойств и температуры продуктов сгорания и определяется по рис. П13 приложения. При сжигании мазута коэффициенты загрязнения в соответствии с рекомендациями НПО ЦКТИ зависят от скорости газов и принимаются по рис. П14 приложения. Для природного газа значение $\varepsilon = 0$.

Определение температуры загрязненной стенки ширм (для расчета $\alpha_л$) производится по полному тепловосприятию поверхности (с учетом излучения из топочного объема) по (6.11):

$$q_в = (Q_б + Q_{л.ш}) B_р / F_р . \qquad (8.17)$$

При сжигании природного газа $t_з = t_{р.с} + 25°$ С, для труб фестона на выходе из топки во всех случаях $t_з = t_{р.с} + 80°$ С.

Порядок (алгоритм) расчета поверхности определяется видом расчета. Конечная цель конструкторского расчета — определение поверхности нагрева, необходимой для охлаждения продуктов сгорания до заданной температуры. Учитывая, что входящие в (8.15) зависимости могут быть определены лишь для конкретных геометрических форм поверхности, следует их принять с последующим уточнением.

При поверочном расчете требуется по заданным геометрическим размерам радиационно-конвективного пароперегревателя определить действительную температуру газов за ним и действительное теплоприращение рабочей среды. Поверочный расчет начинается с предварительного задания температуры газов за поверхностью или балансового тепловосприятия поверхности. Для принятых значений определяются: коэффициенты теплоотдачи $\alpha_к$, $\alpha_л$, α_2; теплопередачи — по (8.15); температурный напор; теплота, воспринятая излучением из топки, $Q_{л.ш}$ и теплота, переданная поверхности при конвективном теплообмене, $Q_т$. Если для выбранной температуры газов за поверхностью небаланс между $Q_б$ и $Q_т$ превысит допустимое значение, то принимают новое значение температуры. Расчет ведется до выполнения условия $|Q_б - Q_т| / Q_б \leq \delta$, где δ — заданная погрешность расчета (для ширмовых радиационно-конвективных поверхностей 0,02).

ПРИМЕРЫ

Пример 8.8. Выполнить конструкторский тепловой расчет ширмового радиационно-конвективного пароперегревателя котла паропроизводительностью 138,89 кг/с при давлении перегретого пара $p_{п.п} = 14$ МПа и сжигании мазута. При решении

задачи принять: $\vartheta' = 1216°$ С; $H' = 24\,041$ кДж/кг; $\vartheta'' = 1100°$ С; $H'' = 21\,529$ кДж/кг; $t' = 380°$ С; $h' = 2868{,}8$ кДж/кг; $p' = 15{,}85$ МПа; $p'' = 15{,}4$ МПа; $D = 137{,}22$ кг/с; ширину газохода 13 520 мм; высоту газохода 7150 мм; высоту секции 7000 мм; $r_{H_2O} = 0{,}127$; $r_п = 0{,}262$; $p = 0{,}1$ МПа; $q_{л.ш} = 80$ кВт/м^2; $B_р = 9{,}25$ кг/с; $Q_{доп} = 400$ кДж/кг; $\varphi = 0{,}996$; $V_г = 12{,}54$ м^3/кг.

Решение. 1. Выбор поперечного шага s_1 и диаметра труб d. В соответствии с § 8.1 принимаем шаг между секциями $s_1 = 720$ мм. Диаметр труб в радиационно-конвективном пароперегревателе принимаем 32 мм с толщиной стенки 5 мм, которые широко применяются в котлах на эти параметры.

2. Определяем количество секций z_1 (ширм): $z_1 = 13\,520/720 = 18{,}8$. Принимаем четное количество $z_1 = 18$ секций.

3. В соответствии с § 8.1 принимаем предварительно массовую скорость 900 кг/(м$^2 \cdot$с).

4. Определяем число труб в одной секции по (8.3):

$$n = \frac{137{,}22}{0{,}785 \cdot 0{,}022^2 \cdot 18 \cdot 900} = 22{,}23 \text{ шт.}$$

Принимаем количество труб в секции $n = 22$ шт., при этом сечение $f_п = 0{,}785 \cdot 0{,}022^2 \cdot 18 \cdot 22 = 0{,}15$ м^2.

5. Определяем глубину ширмы. Принимаем в соответствии с опытом проектирования ширмовых поверхностей расположение труб в ширме с зазором 3 мм, тогда шаг $s_2 = 35$ мм, при этом глубина U-образной секции $c = (35 \cdot 21)2 + 2 \cdot 135 = 1740$ мм.

6. Эффективная толщина излучающего слоя по (8.6) и угловой коэффициент по (8.5):

$$s = \frac{1{,}8}{\frac{1}{7{,}0} + \frac{1}{1{,}740} + \frac{1}{0{,}720}} = 0{,}855 \text{ м};$$

$$\varphi_ш = \sqrt{\left(\frac{1{,}74}{0{,}720}\right)^2 + 1} - \frac{1{,}74}{0{,}720} = 0{,}198.$$

7. Определяем поверхности входного и выходного сечений ширм:

$$F_{л.вых} = F_{л.вх} = 7{,}0 \cdot 13{,}52 = 94{,}6 \text{ м}^2.$$

8. Расчет коэффициента излучения в пароперегревателе: средняя температура газов

$$\vartheta_{ср} = 0{,}5\,(1216 + 1100) = 1158°\text{ С}; \quad T_{ср} = 1158 + 273 = 1431 \text{ К};$$

произведение $p_п s = 0{,}1 \cdot 0{,}262 \cdot 0{,}855 = 0{,}022$ МПа;

коэффициент ослабления лучей трехатомными газами

$$k_г = \left(\frac{0{,}78 + 1{,}6 \cdot 0{,}127}{0{,}316\ [0{,}022]^{0{,}5}} - 1{,}0\right)\left(1 - 0{,}37\frac{1431}{1000}\right) = 9{,}311 \quad 1/(\text{МПа} \cdot \text{м});$$

оптическая толщина излучающего слоя

$$kps = 9{,}31 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}262 \cdot 0{,}855 = 0{,}209;$$

коэффициент излучения

$$\xi = 1 - e^{-0{,}209} = 0{,}188.$$

9. Определяем $Q_{л.\,вх}$, $Q_{л.\,вых}$, $Q_{л.\,ш}$ по (8.9) и (8.10):

$$Q_{л.\,вх} = \frac{80 \cdot 94{,}6}{9{,}25} = 818{,}2 \quad \text{кДж/кг}.$$

По рис. П2 приложения коэффициент $\beta = 0{,}75$, тогда

$$Q_{л.\,вых} = \frac{818{,}2\ (1 - 0{,}188)\ 0{,}198}{0{,}75} + 5{,}67 \cdot 10^{-11} \cdot 0{,}188 \cdot 94{,}6 \times$$

$$\times\, 1431^4 \cdot 0{,}5/9{,}25 = 405{,}2 \quad \text{кДж/кг};$$

$$Q_{л.ш} = 818{,}2 - 405{,}2 = 413 \quad \text{кДж/кг}.$$

10. Балансовое тепловосприятие радиационно-конвективного пароперегревателя по (8.8)

$$Q_б = (24\,041 - 21\,529)\ 0{,}9964 - 400 = 2103{,}0 \quad \text{кДж/кг}.$$

11. Приращение энтальпии пара в ширмовом пароперегревателе по (8.13)

$$\Delta h_ш = (2103 + 413)\ 9{,}25/137{,}22 = 169{,}6 \quad \text{кДж/кг}.$$

Энтальпия и температура пара за поверхностью пароперегревателя

$$h' = 2868{,}8 + 169{,}6 = 3038{,}4 \quad \text{кДж/кг}.$$

При $p'' = 15{,}4$ МПа по термодинамическим таблицам воды и водяного пара $t'' = 418°$ С. Средняя температура пара $t_{ср} = 0{,}5\ (380 + 418) = 399°$ С и удельный объем пара $v = 0{,}01493$ м^3/кг.

12. Скорость пара в трубах

$$w_п = \frac{137{,}22 \cdot 0{,}01493}{0{,}15} = 13{,}6 \quad \text{м/с}.$$

13. Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к пару по (6.13)

$$\alpha_2 = 0{,}023\frac{8{,}51 \cdot 10^{-5}}{0{,}022}\left(\frac{13{,}6 \cdot 0{,}022}{0{,}403 \cdot 10^{-6}}\right)^{0{,}8} \cdot 1{,}397^{0{,}4} = 5{,}055 \quad \text{кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Здесь $\lambda = 8{,}51 \cdot 10^{-5}$ кВт/(м·К); $\nu = 0{,}403 \cdot 10^{-6}$ м²/с; Pr = 1,397.

14. Определяем коэффициенты теплоотдачи и коэффициент теплопередачи:

сечение для прохода газов по (8.3)

$$F_г = 7{,}15 \cdot 13{,}52 - 7{,}0 \cdot 0{,}032 \cdot 18 = 92{,}6 \text{ м}^2;$$

скорость продуктов сгорания в зоне ширм

$$w_г = \frac{12{,}54 \cdot 9{,}25 \cdot 1431}{92{,}6 \cdot 273} = 6{,}6 \text{ м/с}.$$

По (6.9) определяем $\alpha_к$: поправка на число рядов $C_z = 1{,}0$, так как в ширме $z_2 > 10$; значение $\sigma_1 = 720/32 = 22{,}5$, по условию из (6.11) принимается $\sigma_1 = 3$; $\sigma_2 = 35/32 = 1{,}094$; $C_s = [1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3)(1 - \sigma_2/2)^3]^{-2} = [1 + (2 \cdot 3 - 3)(1 - 1{,}094/2)^3]^{-2} = 0{,}611$.

При температуре 1158° С по табл. П11 и рис. П4 находим физические свойства продуктов сгорания:

$$\nu = 202{,}35 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \quad \lambda = 12{,}22 \cdot 10^{-5} \text{ кВт/(м·К)}; \quad \text{Pr} = 0{,}55;$$

$$\alpha_к = 0{,}2 \cdot 1{,}0 \cdot 0{,}611 \frac{12{,}22 \cdot 10^{-5}}{0{,}032} \left(\frac{6{,}6 \cdot 0{,}032}{202{,}35 \cdot 10^{-6}} \right)^{0{,}65} \cdot 0{,}55^{0{,}33} =$$

$$= 35{,}2 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Определим по (8.16) температуру загрязнений стенки. Предварительно по рис. П14 приложения коэффициент загрязнения $\varepsilon_з$ при скорости газов 6,6 м/с равен 3,1 (м²·К)/кВт. Температура

$$t_з = 399 + \left(3{,}1 + \frac{1}{5{,}055} \right) \frac{(2103{,}0 + 413) \cdot 9{,}25}{389} = 596° \text{ С};$$

$$T_з = 596 + 273 = 869 \text{ К}.$$

Поверхность нагрева принимается предварительно исходя из заданного количества труб:

$$F = [0{,}035 \cdot (22 - 1) \; 7{,}0 \cdot 2 + 0{,}035 \; (22 - 1) \cdot 0{,}27] \cdot 18 \cdot 2 \times$$

$$\times 0{,}98 = 398 \text{ м}^2;$$

коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha_л = 5{,}17 \cdot 10^{-11} \cdot 0{,}188 \cdot 1431^3 \frac{1 - \left(\frac{869}{1431} \right)^{3{,}6}}{1 - \frac{869}{1431}} =$$

$$= 60{,}5 \cdot 10^{-3} \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коэффициент использования $\xi=0{,}85$,. так как $w_г>4{,}0$ м/с, тогда

$$\alpha_1=0{,}85\left(35{,}2\cdot10^{-3}\frac{\pi\cdot0{,}032}{2\cdot0{,}035\cdot0{,}98}+60{,}5\cdot10^{-3}\right)=$$

$$=95{,}3\cdot10^{-3}\ \text{кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Определяем коэффициент теплопередачи по (8.15):

$$k=\frac{95{,}3\cdot10^{-3}}{1+\left(1+\frac{413}{2103}\right)\left(3{,}1+\frac{1}{5{,}055}\right)95{,}3\cdot10^{-3}}=$$

$$=69{,}3\cdot10^{-3}\ \text{кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

15. Определяем температурный напор по (6.25):

$$\Delta t=\frac{(1216-380)-(1100-418)}{\ln 836/682}=756{,}4^\circ\ \text{С}.$$

При этом необходимая поверхность нагрева радиационно-конвективного пароперегревателя

$$F=\frac{2103\cdot9{,}25}{756{,}4\cdot69{,}3\cdot10^{-3}}=371\ \text{м}^2.$$

При принятых конструктивных данных поверхность нагрева по п. 4 получилась 389 м^2, небаланс составляет (389 − −371)/389 · 100 = 5%, что недопустимо. При уменьшении количества труб в секции с 22 до 21 поверхность нагрева составит $F'=389\ (21/22)=371$ м^2.

Изменения глубины секции, скорости пара, коэффициента излучения при этом незначительны и ими можно пренебречь, не уточняя тепловой расчет.

Возможно и другое решение: оставить принятую поверхность радиационно-конвективного пароперегревателя (389 м^2) и уточнить температуру продуктов сгорания за ним.

Пример 8.9. Выполнить поверочный тепловой расчет радиационно-конвективного пароперегревателя (в виде ширм) котла при сжигании донецкого газового угля. В газоходе радиационно-конвективного пароперегревателя расположены две его ступени (средняя и крайняя по бокам газохода) и дополнительные поверхности боковых экранов и потолочного пароперегревателя. При выполнении расчетов принять: $B_р=17{,}444$ кг/с; $\varphi=0{,}996$; $r_{H_2O}=0{,}091$; $r_п=0{,}231$; $\mu_{зл}=0{,}0227$; мельницы — среднеходные; $V_г=7{,}16$ м^3/кг; $\vartheta'=1060^\circ$ С; $H'_г=11\ 983$ кДж/кг; $H''_{г1000}=11\ 237$ кДж/кг; $H''_{г900}=9998$ кДж/кг; $t'=417^\circ$ С; $p'=14{,}96$ МПа; $h'=3046{,}7$ кДж/кг; $p''_{ср}=14{,}67$ МПа; $p''_{кр}=14{,}37$ МПа; $\bar{t}_{экр}=347^\circ$ С; $\bar{t}_{пот}=353^\circ$ С; $D=136{,}8$ кг/с.

Трубы ∅32 мм с $\delta=5$ мм; $s_1=644$ мм; $s_2=35$ мм; $s_{эф}=0{,}84$ м; $F_г=129$ м^2; $f_п=0{,}137$ м^2 (одинаково в обеих ступенях); поверхность нагрева $F=342$ м^2 (каждой ступени), экранов $F_{экр}=43$ м^2, потолочного пароперегревателя $F_{пот}=49$ м^2; расчетное тепловосприятие радиацией из топки: $Q_{л.ш}=169$ кДж/кг (каждой ступени); $Q_{л.экр}=21$ кДж/кг; $Q_{л.пот}=24$ кДж/кг. Присосы извне отсутствуют.

Решение. 1. Определяем энтальпию и температуру газов за радиационно-конвективным пароперегревателем и среднюю температуру газов в нем. Принимаем предварительно $Q_{б.ср}=602$ кДж/кг; $Q_{б.кр}=572$ кДж/кг; $Q_{б.экр}=86$ кДж/кг; $Q_{б.пот}=97$ кДж/кг. Энтальпия газов за радиационно-конвективным пароперегревателем

$$H''=H'-\frac{Q_{б.ср}+Q_{б.кр}+Q_{б.экр}+Q_{б.пот}}{\varphi}+\Delta\alpha_{прс}H^0_{прс}=$$

$$=11\,983-\frac{602+572+86+97}{0{,}996}+0=10\,621 \text{ кДж/кг}.$$

Этой энтальпии соответствует $\vartheta''=950°$ С. Средняя температура газов $\vartheta_{ср}=0{,}5\ (1060+950)=1005°$ С.

2. Определяем энтальпий и температуры пара в ступенях: средняя ступень:

$$\Delta h_{ср}=\frac{(602+169)\ 17{,}444}{136{,}8}=98{,}3 \text{ кДж/кг};$$

$h''_{ср}=3046{,}7+98{,}3=3145{,}0$ кДж/кг; $t''_{ср}=444°$ С и $\bar{t}_{ср}=0{,}5(417+444)=430{,}5°$ С;

крайняя ступень:

$$\Delta h_{кр}=\frac{(572+169)\cdot 17{,}444}{136{,}8}=94{,}5 \text{ кДж/кг};$$

$$h''_{кр}=3145{,}0+94;5=3239{,}5 \text{ кДж/кг}; \quad t''_{кр}=473°\text{ С};$$

$$\bar{t}_{кр}=0{,}5\ (444+473)=458°\text{ С}.$$

3. Температурный напор в ступенях ширмового пароперегревателя:

$$\Delta t_{ср}=1005-430{,}5=574{,}5°\text{ С}; \quad \Delta t_{кр}=1005-458=547°\text{ С}.$$

4. Определяем среднюю скорость газов:

$$w_г=\frac{7{,}16\cdot 17{,}444(1005+273)}{129\cdot 273}=4{,}5 \text{ м/с}.$$

5. Коэффициент конвективной теплоотдачи от газов к стенке труб и от внутренней стенки к пару в ступенях.

При средней температуре газов $\vartheta_{ср}=1005^\circ$ С и скорости газов 4,5 м/с $\alpha_к=27{,}7\cdot10^{-3}$ кВт/(м$^2\cdot$К).

Скорости пара в ступенях пароперегревателя:

средняя ступень:

$$w_{п.ср}=\frac{136{,}8\cdot0{,}0177}{0{,}137}=17{,}7 \text{ м/с};$$

крайняя ступень:

$$w_{п.кр}=\frac{136{,}8\cdot0{,}0196}{0{,}137}=19{,}6 \text{ м/с}.$$

Коэффициенты теплоотдачи: $\alpha_{2\,ср}=4{,}706$ кВт/(м$^2\cdot$К) и $\alpha_{2\,кр}=4{,}3$ кВт/(м$^2\cdot$К).

6. Температура наружного слоя загрязнений:

коэффициент загрязнения по рис. П13:

$$\varepsilon_з=7{,}223 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/кВт};$$

средняя ступень:

$$t_{з.\,ср}=430{,}5+\left(7{,}223+\frac{1}{4{,}706}\right)\frac{602+169}{342}17{,}444=722^\circ \text{ С (995 К)};$$

крайняя ступень:

$$t_{з.кр}=458+\left(7{,}223+\frac{1}{4{,}3}\right)\frac{572+169}{432}\cdot17{,}444=740^\circ \text{ С (1013 К)}.$$

7. Коэффициент лучистого теплообмена в радиационно-конвективном пароперегревателе:

$$p_п s=pr_п s=0{,}1\cdot0{,}231\cdot0{,}84=0{,}0194 \text{ м}\cdot\text{МПа};$$

$$k_г=10{,}56 \text{ 1/(м}\cdot\text{МПа)}; \quad k_{зл}=74{,}76 \text{ 1/(м}\cdot\text{МПа)};$$

$$kps=(10{,}56\cdot0{,}231+74{,}76\cdot0{,}0227)\ 0{,}1\cdot0{,}84=0{,}347;$$

коэффициент излучения $\varepsilon=1-e^{-0{,}347}=0{,}293$.

Для полученных характеристик газовой среды

$\alpha_{л.\,ср}=90{,}4\cdot10^{-3}$ кВт/(м$^2\cdot$К) и $\alpha_{л.кр}=92{,}5\cdot10^{-3}$ кВт/(м$^2\cdot$К).

8. Коэффициенты теплоотдачи со стороны продуктов сгорания по (8.16):

$$\alpha_{1\,ср}=0{,}85\left(27{,}7\cdot10^{-3}\frac{3{,}14\cdot0{,}032}{2\cdot0{,}035\cdot0{,}98}+90{,}4\cdot10^{-3}\right)=$$

$$=111{,}3\cdot10^{-3} \text{ кВт/(м}^2\cdot\text{К)};$$

$$\alpha_{1\,кр}=0{,}85\left(27{,}7\cdot10^{-3}\frac{3{,}14\cdot0{,}032}{2\cdot0{,}035\cdot0{,}98}+92{,}5\cdot10^{-3}\right)=$$

$$=113{,}1\cdot10^{-3} \text{ кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

9. Коэффициенты теплопередачи в ступенях перегревателя по (8.15):

$$k_{ср}=\frac{111{,}3\cdot10^{-3}}{1+\left(1+\frac{169}{602}\right)\left(7{,}223+\frac{1}{4{,}706}\right)111{,}3\cdot10^{-3}}=$$
$$=54{,}0\cdot10^{-3}\ \text{кВт/(м}^2\cdot\text{К)};$$
$$k_{кр}=\frac{113{,}1\cdot10^{-3}}{1+\left(1+\frac{169}{572}\right)\left(7{,}223+\frac{1}{4{,}3}\right)113{,}1\cdot10^{-3}}=$$
$$=54{,}05\cdot10^{-3}\ \text{кВт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

10. Тепловосприятие ступеней

$$Q_{т.ср}=\frac{54{,}0\cdot10^{-3}\cdot571{,}8\cdot342}{17{,}444}=605\ \text{кДж/кг}.$$

Расхождение $Q_{т.ср}$ и $Q_{б.ср}$ около 0,5%, что допустимо:

$$Q_{т.кр}=\frac{54{,}05\cdot10^{-3}\cdot543{,}5\cdot342}{17{,}444}=576\ \text{кДж/кг}.$$

Расхождение $Q_{т.кр}$ и $Q_{б.кр}$ составляет 0,7%, что допустимо.

11. Определим тепловосприятие дополнительных поверхностей нагрева:

тепловосприятие экранов боковых стен газохода;

температурный напор $\Delta t_{экр}=\vartheta_{ср}-t_{ср.экр}=1005-347=658°$ С.

$$Q_{экр}=\frac{54{,}02\cdot658\cdot43}{17{,}444}=87{,}6\ \text{кДж/кг};$$

тепловосприятие потолочного пароперегревателя

$$Q_{пот}=\frac{54{,}02(1005-353)49}{17{,}444}=99{,}0\ \text{кДж/кг}.$$

Ранее приняты значения $Q_{экр}=86$ кДж/кг и $Q_{пот}=97$ кДж/кг — близкие к полученным в расчете.

ЗАДАЧИ

Задача 8.8. Сопоставить в радиационно-конвективном пароперегревателе количественно коэффициенты теплоотдачи от газов к стенке конвекцией $\alpha_к$ и излучением $\alpha_л$ при скоростях продуктов сгорания 3,5 и 8,0 м/с. При выполнении расчетов принять: трубы диаметром ∅36 мм с шагами $s_1=710$, $s_2=39$ мм; $z_2>10$; $F_ш=860$ м^2; $s_{эф}=0{,}840$ м; $\vartheta_{ср}=1000°$ С; $t_{ср}=400°$ С; $\alpha_2=5$ кВт/(м$^2\cdot$К); $B_р=22{,}278$ кг/с; $\varphi=0{,}997$; $r_{H_2O}=0{,}072$; $r_{RO_2}=0{,}148$; $\mu_{зл}=0{,}0146$ кг/кг; мельницы — среднеходные; $Q_б=800$ кДж/кг; $Q_{л.ш}=300$ кДж/кг; топливо — каменный уголь, умеренно шлакующий с очисткой поверхности.

Задача 8.9. Как изменится коэффициент теплопередачи в радиационно-конвективном пароперегревателе при переходе со сжигания мазута на природный газ? При выполнении расчетов принять: $\alpha_к = 38{,}0 \cdot 10^{-3}$ кДж/(м^2·К); $\alpha_л = 65{,}4 \cdot 10^{-3}$ кДж/(м^2·К); $\alpha_2 = 5{,}5$ кДж/(м^2·К); $Q_л/Q_б = 0{,}253$ при сжигании мазута и $Q_л/Q_б = 0{,}117$ при сжигании природного газа. Скорость продуктов сгорания 7,0 м/с, трубы $\varnothing$32 мм с шагом $s_2 = 35$ мм, $\xi = 0{,}85$.

Задача 8.10. Как изменится необходимая поверхность радиационно-конвективного пароперегревателя котла по примеру 8.8 при сжигании природного газа и обеспечении охлаждения газов в том же интервале температур газов? При выполнении задачи учесть возможность увеличения продольного шага труб в секциях: принять $s_2 = 40$ мм с сохранением количества секций. Для продуктов сжигания принять: $r_{H_2O} = 0{,}193$; $r_п = 0{,}283$; $p = 0{,}1$ МПа; $q_{л.ш} = 80$ кВт/м^2; $B_р = 10{,}388$ м^3/с; $Q_{доп} = 283$ кДж/м^3; $\varphi = 0{,}966$; $V_г = 10{,}99$ м^3/м^3. Энтальпию продуктов сгорания принять при $\vartheta = 1300°$ С $H_г = 22\,521$ кДж/м^3; при $\vartheta = 1200°$ С $H_г = 20\,586$ кДж/м^3; при $\vartheta = 1100°$ С $H_г = 18\,707$ кДж/м^3; $\alpha_т = 1{,}1$, характеристики пара на входе $t' = 380°$ С; $h' = 2868{,}8$ кДж/кг.

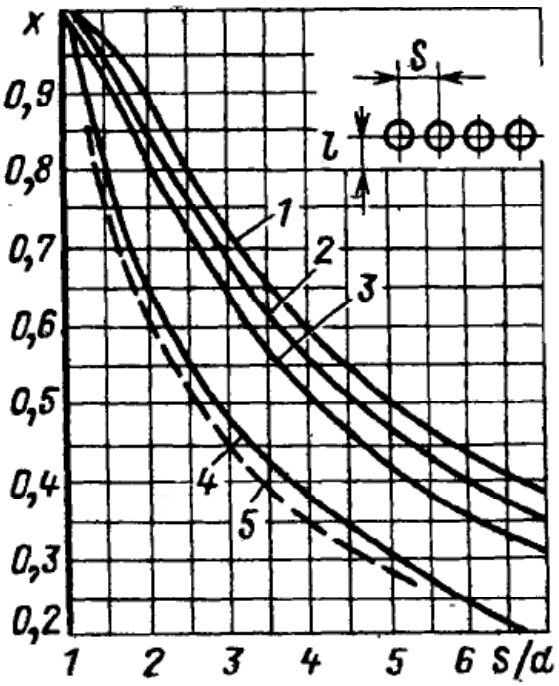


Рис. П1. Угловой коэффициент однорядного гладкотрубного экрана:
1 — с учетом излучения обмуровки, $e \geqslant 1{,}4d$; *2* — то же, $e = 0{,}8d$; *3* — то же, $e = 0{,}5d$; *4* — то же, $e = 0$; *5* — без учета излучения обмуровки

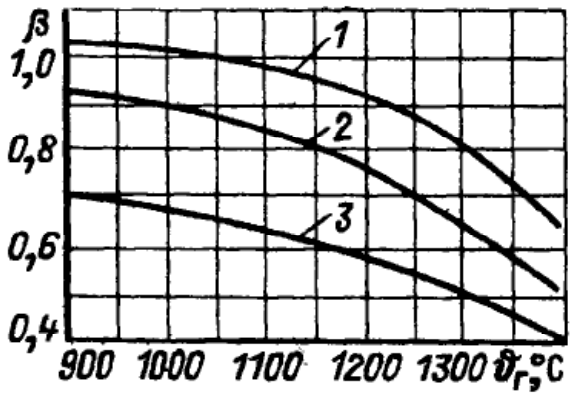


Рис. П2. Коэффициент β, учитывающий теплообмен между топкой и ширмовой поверхностью пароперегревателя:
1 — для твердого топлива; *2* — для мазута; *3* — для газового топлива

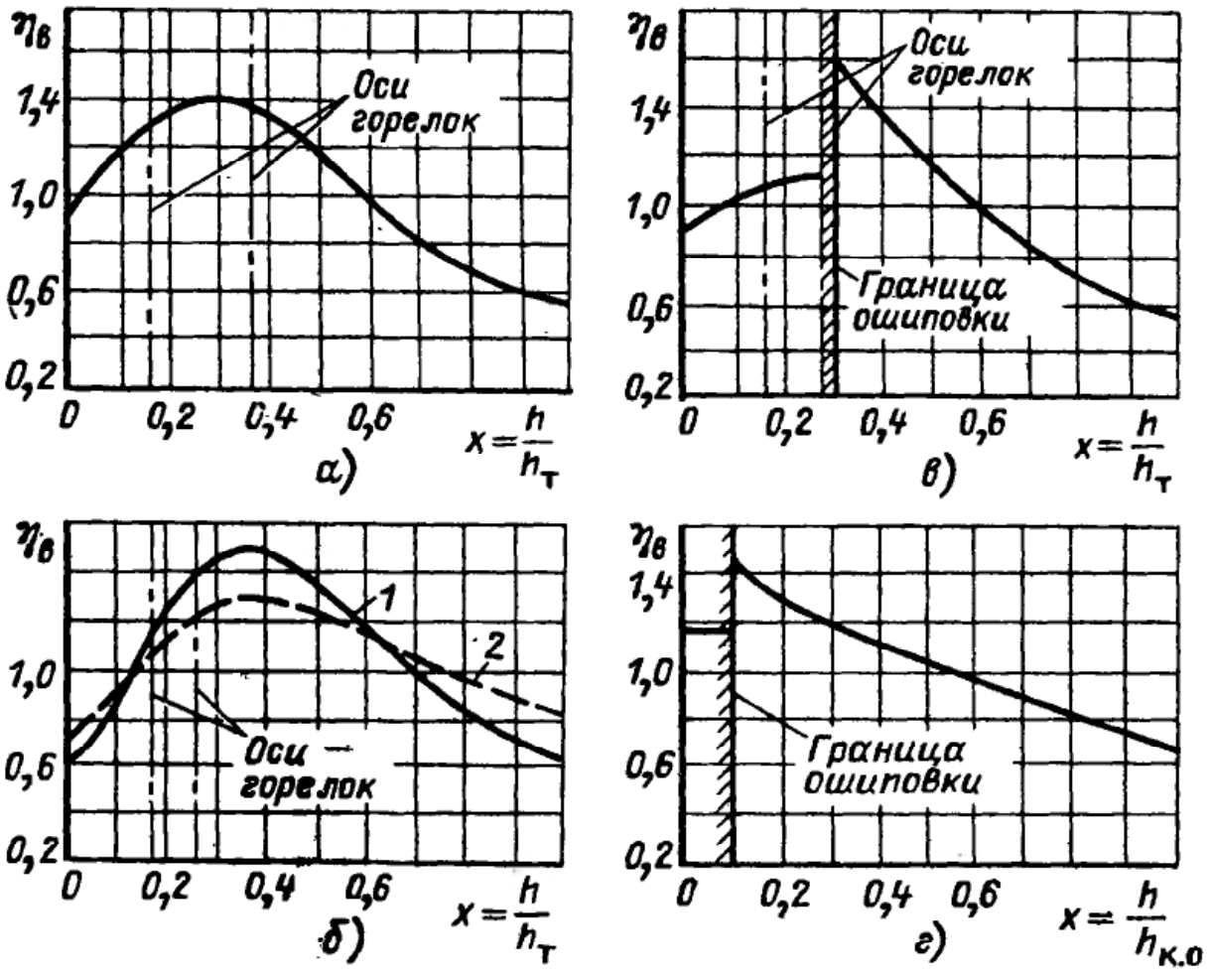
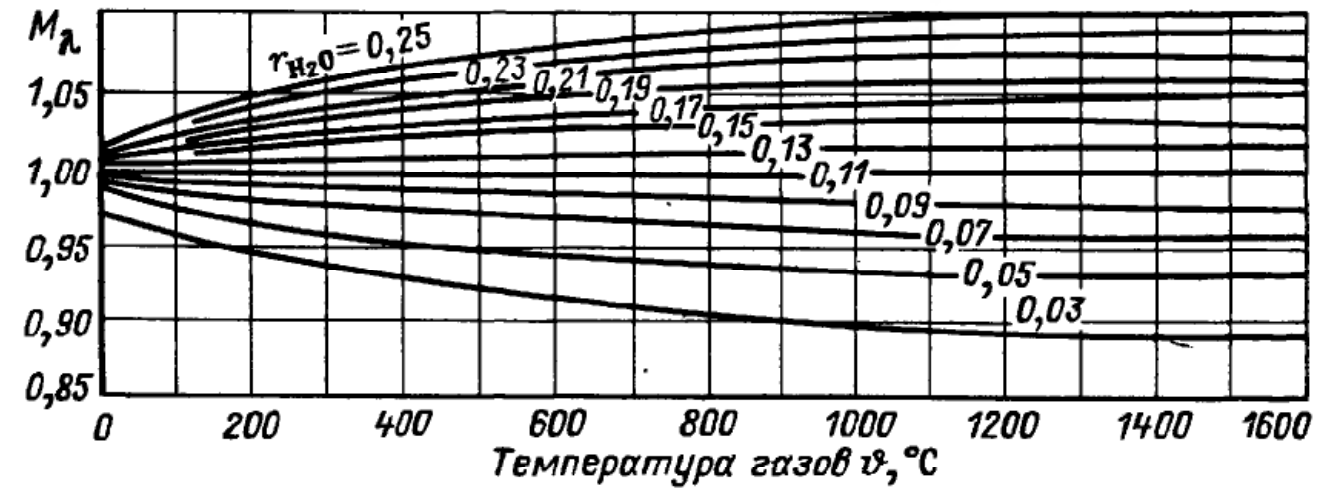
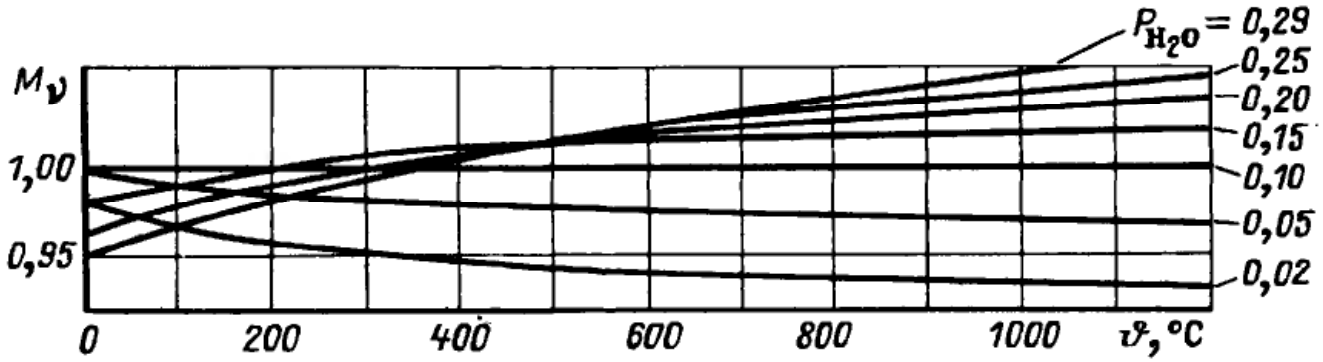


Рис. П3. Коэффициент распределения тепловосприятия по высоте топки:
а — газомазутные топки; *б* — пылеугольные топки (твердое шлакоудаление); *1* — антрацит, тощие и каменные угли, сушонка бурого угля; *2* — бурые угли, фрезторф; *в* — пылеугольные топки (жидкое шлакоудаление); *г* — камеры охлаждения двухкамерных топок





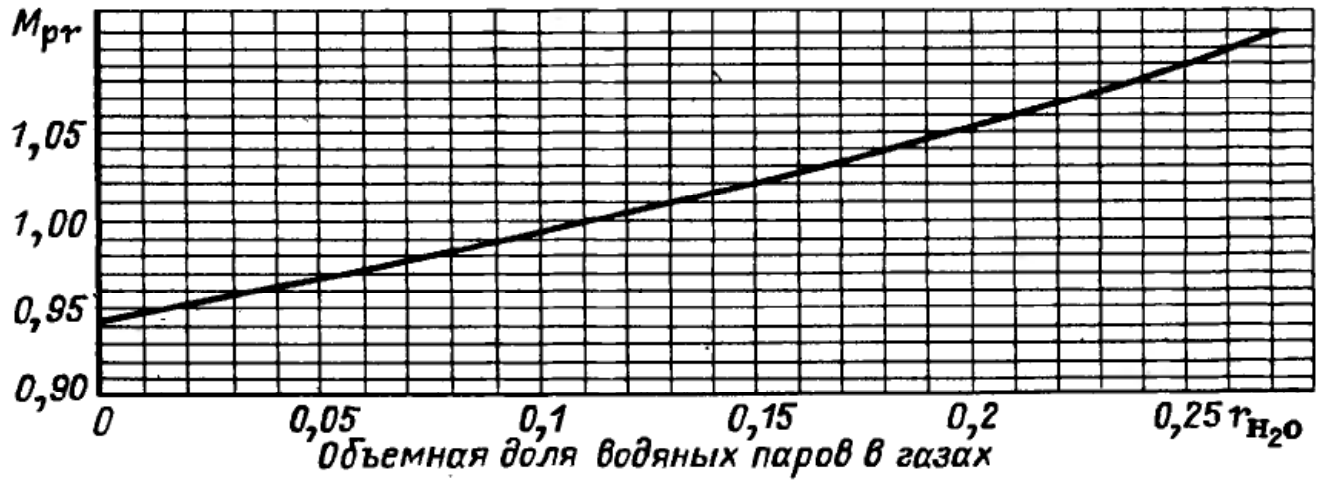


Рис. П4. Поправочные коэффициенты к физическим характеристикам воздуха и продуктов сгорания среднего состава

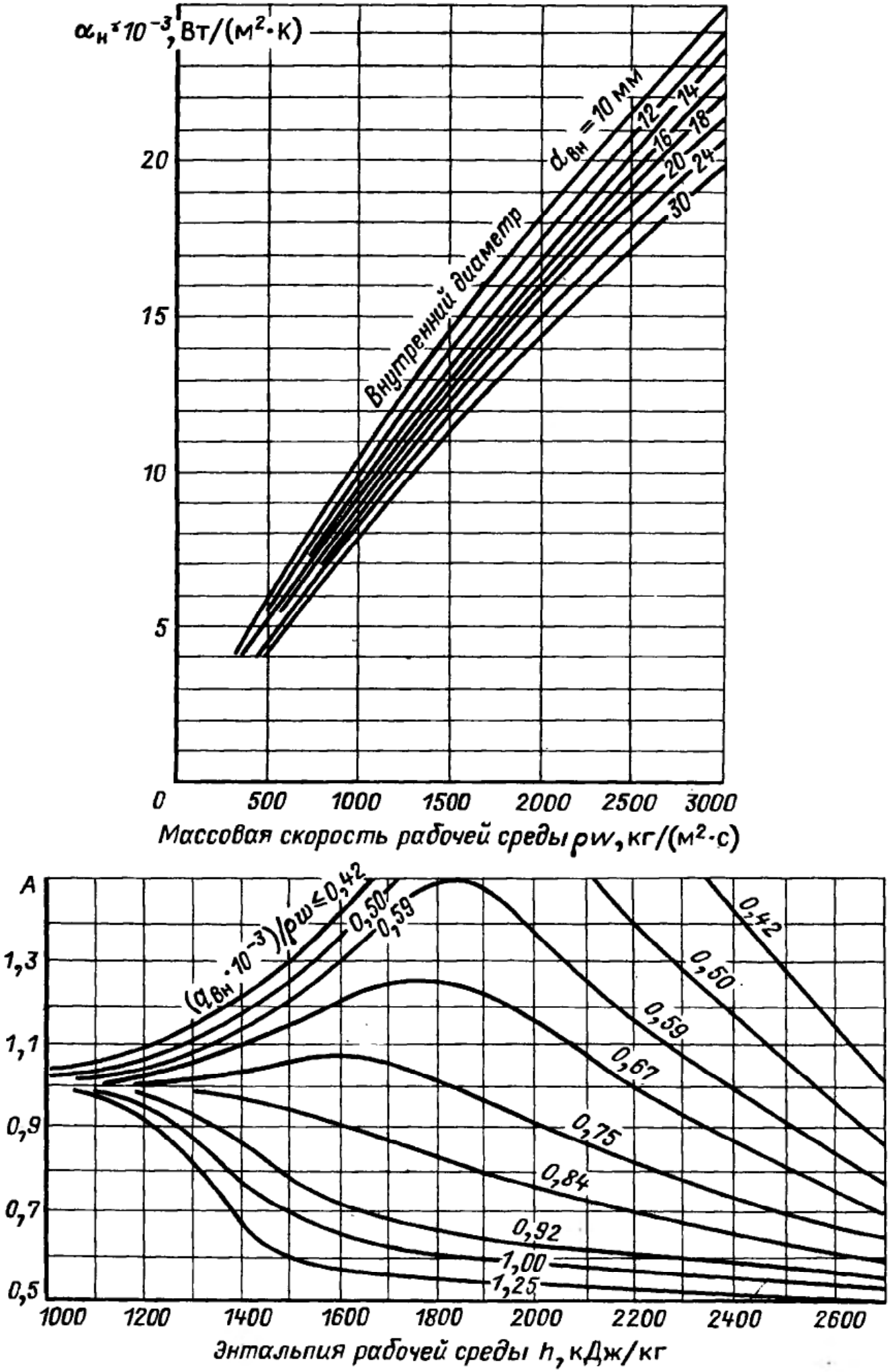


Рис. П6. Коэффициент теплоотдачи для среды сверхкритического давления (при $q_{макс} > 349$ кВт/м² и энтальпии внутренней среды менее 2720 кДж/кг)

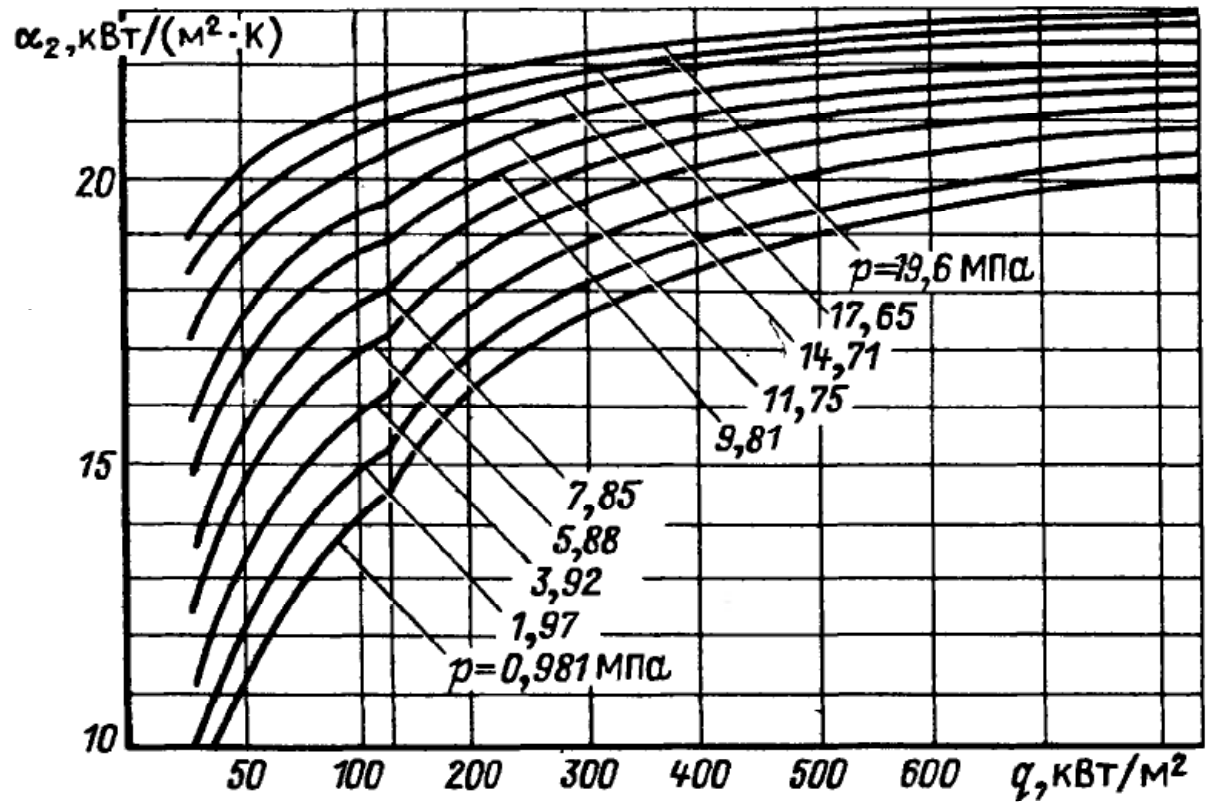


Рис. П5. Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к кипящей воде

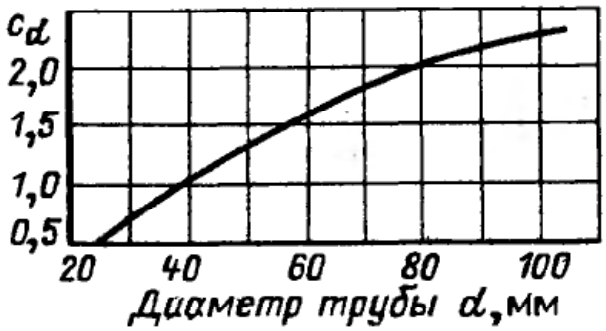


Рис. П7. Поправка к коэффициенту загрязнения ε_1 на диаметр труб

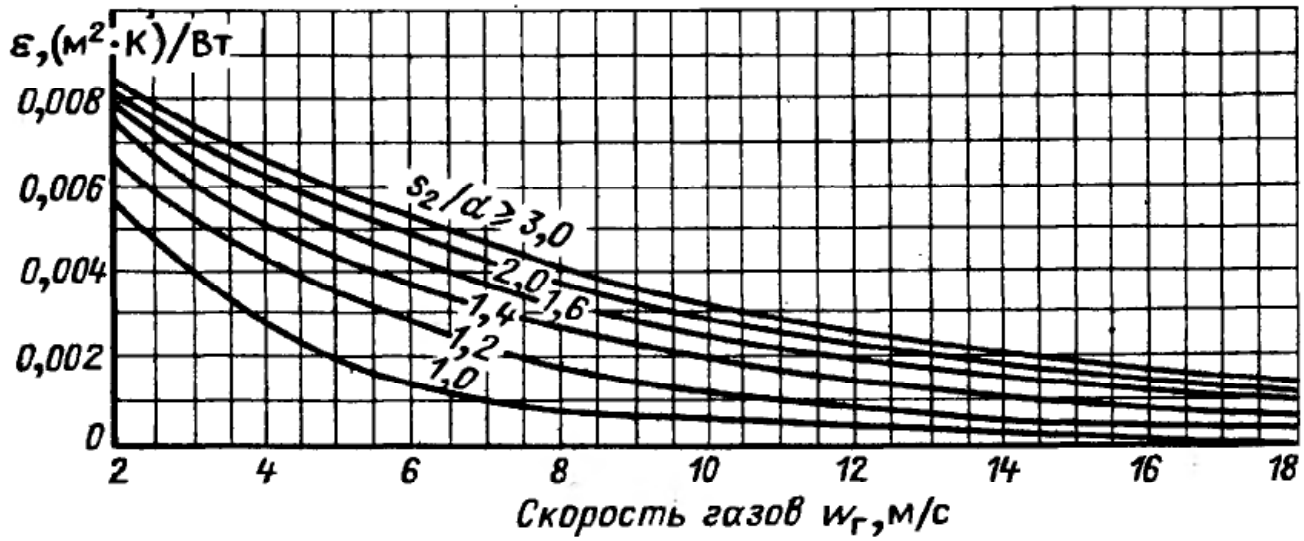


Рис. П8. Коэффициент загрязнения шахматных гладкотрубных пучков при сжигании твердых топлив

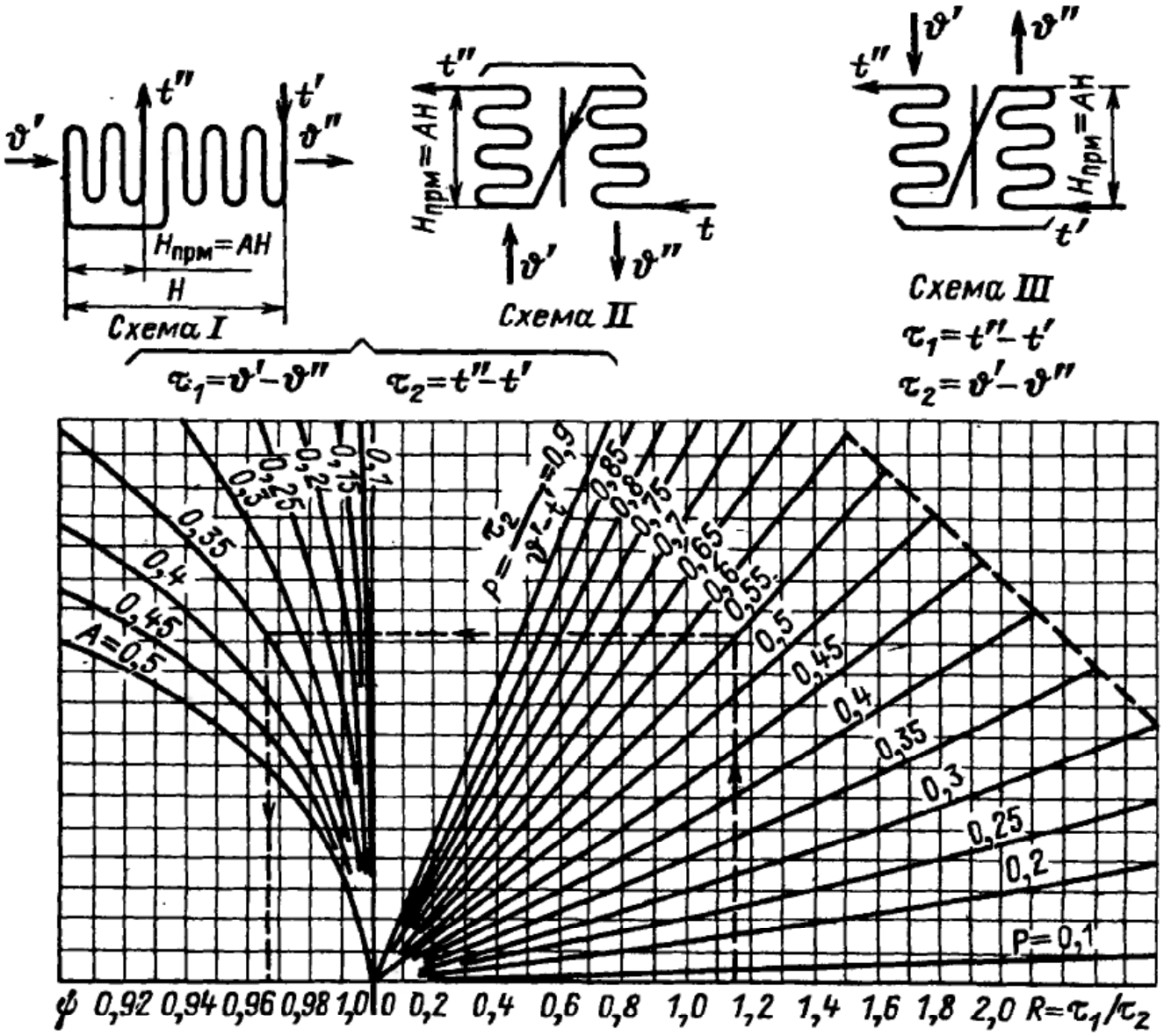


Рис. П9. Поправочный коэффициент ψ для определения температурного напора при последовательно-смешанном движении сред:

A — отношение поверхности участка с прямотоком к полной величине поверхности

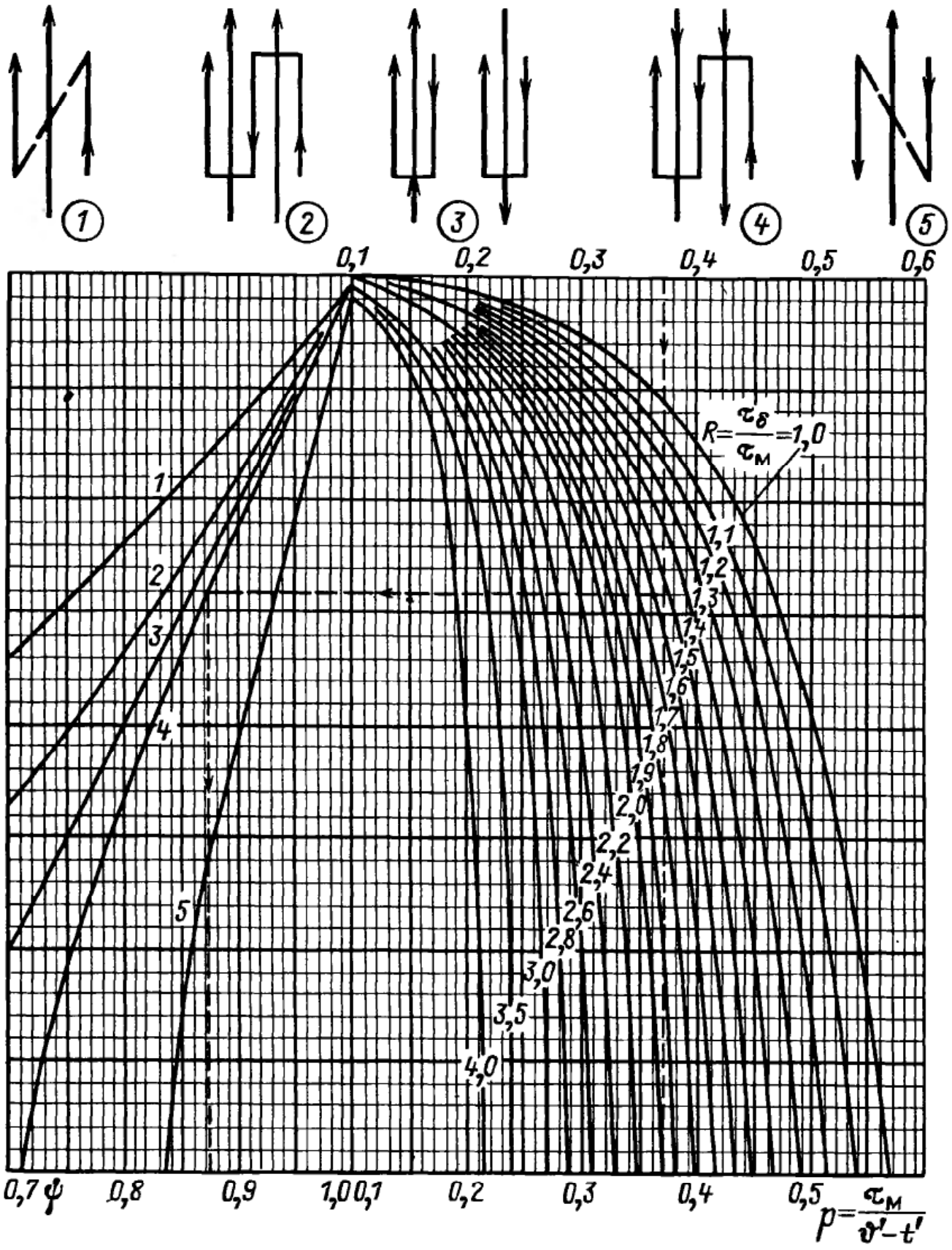


Рис. П10. Поправочный коэффициент ψ для определения температурного напора при параллельно-смешанном движении сред:
1 — оба хода прямоточные; *2* — два хода прямоточные и один противоточный; *3* — два хода среды: один — прямоточный, другой — противоточный (независимо от очередности); *4* — два хода противоточные и один прямоточный; *5* — оба хода противоточные

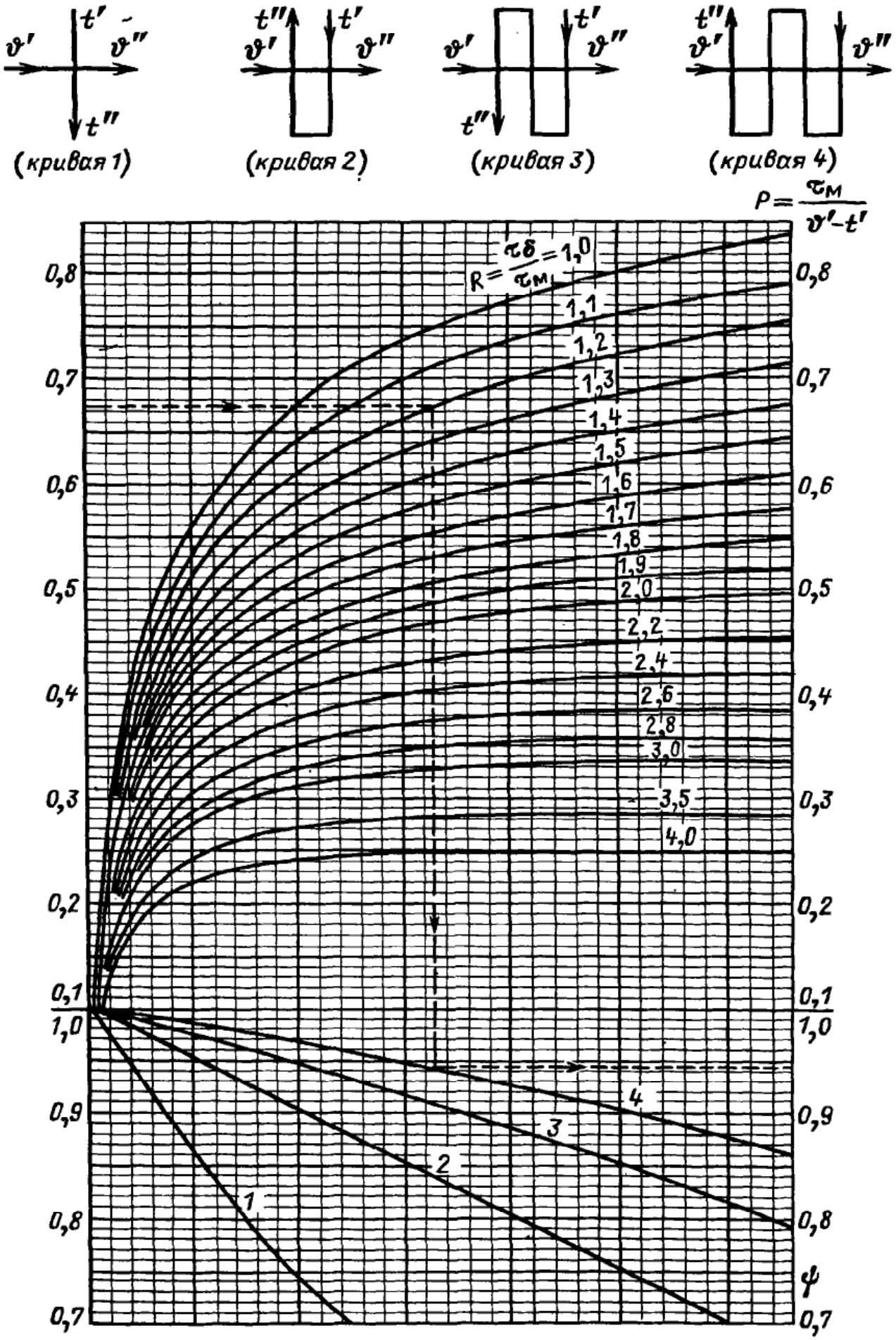


Рис. П11. Поправочный коэффициент ψ к определению температурного напора при перекрестном токе

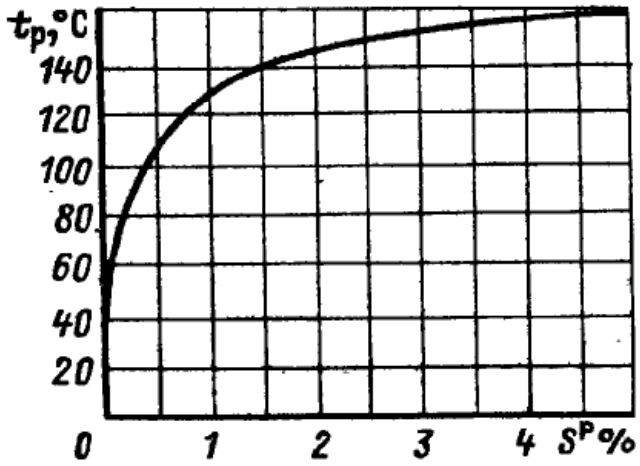


Рис. П.12. Приближенная зависимость температуры точки росы дымовых газов от содержания серы в рабочей массе мазута

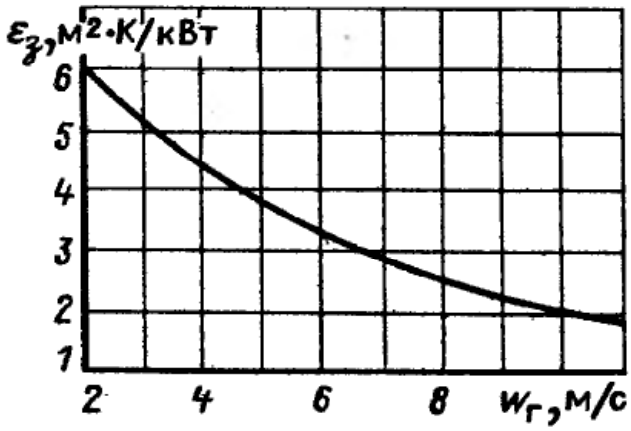


Рис. П.14. Коэффициент загрязнения ширмовой поверхности пароперегревателя при сжигании мазута

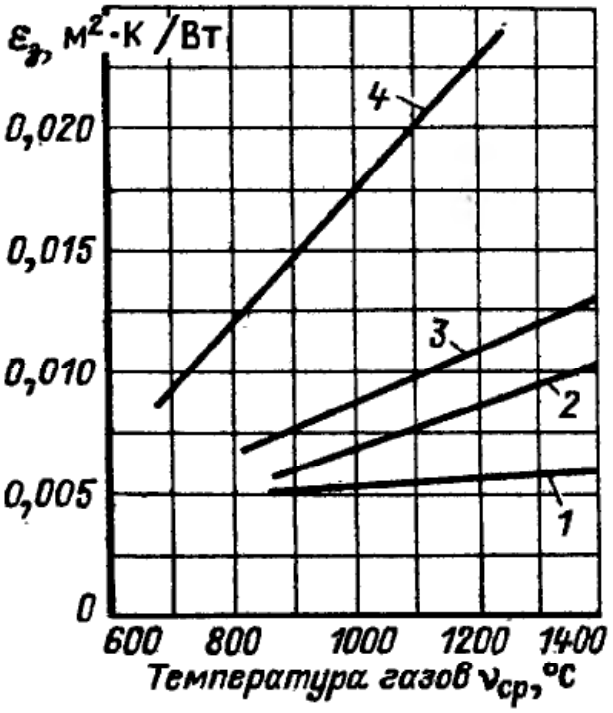


Рис. П.13. Коэффициент загрязнения ширмовой поверхности пароперегревателя при сжигании твердых топлив: *1* — нешлакующие угли типа экибастузских; *2* — умеренно шлакующие угли при наличии очистки; *3* — то же при отсутствии очистки и сильно шлакующие; *4* — сланцы северо-западных месторождений при наличии очистки

Таблица П1. **Расчетные характеристики используемых твердых и жидких топлив**

№ п/п	Бассейн, месторождение	Марка топлива	Класс или вид топлива*	Состав рабочей массы топлива, %							Теплота сгорания $Q_н^р$, МДж/кг	Выход летучих веществ $V^г$, %
				$W^р$	$A^р$	$S^р$	$C^р$	$H^р$	$N^р$	$O^р$		
1	Донецкий	Д	Р	13,0	24,4	3,1	47,0	3,4	1,0	8,0	18,5	43,0
2	»	Г	О	11,0	28,5	3,5	47,2	3,3	0,9	5,5	18,88	41,0
3	»	Г	Кт	13,0	11,3	2,6	62,1	4,0	1,1	5,9	24,45	39,0
4	»	Т	Р	6,0	25,4	2,4	61,1	2,9	1,0	1,2	23,40	12,0
5	»	А	Ш	8,5	30,2	1,6	56,4	1,1	0,5	1,7	19,97	4,0
6	Кузнецкий	СС	Р, О	9,0	18,2	0,3	61,5	3,6	1,7	5,9	23,57	30,0
7	»	Г	ПП	12,0	23,8	0,5	51,4	3,8	1,9	6,6	20,01	41,0
8	Карагандинский	К	ПП	10,0	38,7	0,8	41,8	2,7	0,6	5,4	16,24	30,0
9	Экибастузский	СС	Р	6,5	36,9	0,7	44,8	3,0	0,8	7,3	17,38	24,0
10	Подмосковный	Б2	Р	32,0	28,6	2,7	26,0	2,1	0,4	8,2	9,34	48,0
11	Воркутинское	Ж	Р, О	5,5	28,4	0,9	55,5	3,6	1,7	4,4	22,02	33,0
12	Челябинский	Б3	Р	17,0	32,4	0,9	35,9	2,6	1,0	10,2	13,44	44,0
13	Ангренское	Б2	Р	34,5	14,4	1,3	39,1	1,9	0,2	8,6	13,44	33,5
14	Березовское	Б2	Р	33,0	4,7	0,2	44,2	3,1	0,4	14,4	16,20	48,0
15	Назаровское	Б2	Р	39,0	7,3	0,4	37,6	2,6	0,4	12,7	13,02	48,0
16	Нерюнгринское	СС	Р	10,0	19,8	0,2	60,0	3,1	0,6	6,3	22,48	20,0
17	Эстонсланец	—	—	12,0	44,4 (16,7)**	1,4	19,9	2,6	0,1	2,9	9,00	90,0
18	Росторф	—	Фр	50,0	6,3	0,1	24,7	2,6	1,1	15,2	8,12	70,0
19	Мазут	—	Сернистый	3,0	0,1	1,4	83,8	11,2	—	0,5	39,73	—
20	»	—	Высокосернистый	3,0	0,1	2,8	83,0	10,4	—	0,7	38,77	—

* Обозначения классов топлив: Р — рядовое (топливо всех размеров), Ш — штыб (мелкое топливо); обозначение видов топлива: О — отсевы; ПП — промежуточный продукт переработки; Кт — концентрат (повышенного качества); Фр — фрезерный.

** Процентное содержание карбонатов.

Таблица П2. Расчетные характеристики энергетических газообразных топлив

№ п/п	Газопровод	Объемный состав газа, %								Теплота сгорания $Q_н^c$, МДж/м³
		CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12} и более тяжелые	N_2	CO_2	H_2S	
1	Серпухов — Ленинград	89,7	5,2	1,7	0,5	0,1	2,7	0,1	—	37,43
2	Дашава — Киев	98,9	0,3	0,1	0,1	0,0	0,4	0,2	—	35,88
3	Шабелинка — Москва	94,1	3,1	0,6	0,2	0,8	1,2	—	—	37,87
4	Промысловка — Астрахань	97,1	0,3	0,1	0,0	0,0	2,4	0,1	—	35,04
5	Газли — Ташкент	94,0	2,8	0,4	0,3	0,1	2,0	0,4	—	36,26
6	Ставрополь — Грозный	98,2	0,4	0,1	0,1	0,0	1,0	0,2	—	35,63
7	Бухара — Урал	94,9	3,2	0,4	0,1	0,1	0,9	0,4	—	36,72
8	Средняя Азия — Центр	93,8	3,6	0,7	0,2	0,4	0,7	0,6	—	37,56
9	Кулешовка — Куйбышев (попутный газ)	58,0	17,2	7,4	2,0	0,5	13,6	0,8	0,5	41,74

Таблица П3. Объемы и энтальпии воздуха и продуктов сгорания энергетических твердых и жидких топлив (при $\alpha = 1$)

№ п/п	Бассейн, месторождение	Марка топлива	Класс или вид топлива	Объемы, м³/кг, при 0° С и 0,1 МПа				Энтальпия	Энтальпия, кДж/кг (при 0,1 МПа)		
				$V_в^0$	V_{RO_2}	$V_{N_2}^0$	$V_{H_2O}^0$		Температура, °С		
									200	400	600
				Твердое топливо							
1	Донецкий	Д	Р	4,91	0,90	3,89	0,62	$H_г^0$	1520	3128	4826
								$H_в^0$	1309	2661	4076
2		Г	О	5,00	0,91	3,96	0,58	$H_г^0$	1530	3148	4856
								$H_в^0$	1332	2709	4149
3		Г	Кт	6,47	1,18	5,12	0,71	$H_г^0$	1968	4049	6246
								$H_в^0$	1724	3506	5369

№ п/п	Бассейн, месторождение	Марка топлива	Класс или вид топлива	Объемы, м³/кг, при 0° С и 0,1 МПа				Энтальпия	Энтальпия, кДж/кг (при 0,1 МПа)		
				$V_в^0$	V_{RO_2}	$V_{N_2}^0$	$V_{H_2O}^0$		Температура, °С		
									200	400	600
				Твердое топливо							
4		Т	Р	6,24	1,16	4,94	0,50	$H_г^0$	1848	3804	5869
								$H_в^0$	1662	3381	5178
5		А	Ш	5,30	1,06	4,19	0,31	$H_г^0$	1565	3224	4977
								$H_в^0$	1412	2873	4399
6	Кузнецкий	СС	Р, О	6,23	1,15	4,94	0,61	$H_г^0$	1881	3870	5971
								$H_в^0$	1661	3378	5173
7		Г	ПП	5,37	0,96	4,26	0,66	$H_г^0$	1651	3398	5241
								$H_в^0$	1431	2911	4458
8	Карагандинский	К	ПП	4,28	0,79	3,38	0,49	$H_г^0$	1311	2697	4161
								$H_в^0$	1140	2318	3550
9	Экибастузский	СС	Р	4,56	0,84	3,61	0,49	$H_г^0$	1386	2853	4402
								$H_в^0$	1214	2469	3782
10	Подмосковный	Б2	Р	2,68	0,50	2,12	0,67	$H_г^0$	937	1929	2978
								$H_в^0$	715	1455	2228
11	Воркутинское	Ж	Р, О	5,77	1,04	4,57	0,56	$H_г^0$	1732	3563	5497
								$H_в^0$	1537	3127	4789
12	Челябинский	Б3	Р	3,57	0,68	2,83	0,56	$H_г^0$	1147	2360	3643
								$H_в^0$	951	1935	2963
13	Ангренское	Б2	Р	3,74	0,74	2,95	0,70	$H_г^0$	1244	2563	3957
								$H_в^0$	995	2024	3100
14	Березовское	Б2	Р	4,28	0,82	3,38	0,82	$H_г^0$	1421	2926	4517
								$H_в^0$	1140	2319	3557
15	Назаровское	Б2	Р	3,62	0,70	2,86	0,83	$H_г^0$	1249	2572	3971
								$H_в^0$	965	1962	3005
16	Нерюнгринское	СС	Р	5,96	1,12	4,71	0,56	$H_г^0$	1796	3697	5704
								$H_в^0$	1585	3225	4939
17	Эстонсланец	—	—	2,41	0,47	1,90	0,48	$H_г^0$	806	1660	2563
								$H_в^0$	641	1305	1998
18	Росторф	—	Фр	2,38	0,46	1,89	0,95	$H_г^0$	945	1945	3003
								$H_в^0$	634	1290	1976
19	Мазут	Сернистый		10,45	1,57	8,25	1,45	$H_г^0$	3148	6469	9960
								$H_в^0$	2780	5656	8671
20	Мазут	Высокосернистый		10,20	1,57	8.06	1,36	$H_г^0$	3069	6305	9709
								$H_в^0$	2717	5527	8470

№ п/п	Бассейн, месторождение	Энтальпия, кДж/кг (при 0,1 МПа)							
		Температура, °С							
		800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
		Твердое топливо							
1	Донецкий	6610	8457	10 359	12 304	14 282	16 287	18 310	20 352
		5547	7061	8615	10 200	11 805	13 421	15 061	16 712
2		6650	8508	10 420	12 375	14 362	16 377	18 410	20 713
		5646	7188	8769	10 383	12 016	13 661	15 330	17 011
3		8593	10 942	13 401	15 914	18 468	21 058	23 669	26 305
		7306	9301	11 346	13 435	15 549	17 678	19 837	22 011
4		8035	10 277	12 582	14 937	17 329	19 752	22 195	24 660
		7046	8969	10 942	12 956	14 995	17 048	19 130	21 227
5		6816	8718	10 672	12 668	14 694	16 745	18 812	20 897
		5987	7621	9297	11 008	12 741	14 485	16 254	18 036
6	Кузнецкий	8176	10 459	12 807	15 207	17 646	20 117	22 610	25 125
		7040	8961	10 932	12 945	14 982	17 033	19 114	21 209
7		7177	9182	11 246	13 357	15 503	17 679	19 874	22 090
		6067	7723	9422	11 156	12 912	14 679	16 473	18 278
8	Карагандинский	5698	7290	8929	10 604	12 307	14 033	15 775	17 532
		4831	6149	7502	8883	10 280	11 688	13 116	14 553
9	Экибастузский	6028	7712	9445	11 216	13 016	14 840	16 680	18 537
		5146	6551	7992	9463	10 962	12 452	13 973	15 504
10	Подмосковный	4081	5227	6410	7622	8858	10 113	11 383	12 298
		3032	3859	4708	5574	6451	7335	8231	9133
11	Воркутинское	7526	9626	11 787	13 996	16 240	18 514	20 808	23 122
		6517	8295	10 120	11 983	13 868	15 767	17 693	19 632
12	Челябинский	4990	6387	7826	9298	10 796	12 316	13 850	15 398
		4032	5132	6261	7414	8580	9755	10 947	12 147
13	Ангренское	5422	6942	8509	10 114	11 747	13 405	15 079	16 769
		4219	5370	6552	7758	8978	10 207	11 454	12 710
14	Березовское	6189	7924	9713	11 544	13 409	15 302	17 213	19 144
		4833	6152	7505	8886	10 284	11 693	13 121	14 359
15	Назаровское	5442	6970	8546	10 161	11 807	13 478	15 166	16 872
		4090	5206	6351	7520	8703	9895	11 104	12 321
16	Нерюнгринское	7811	9993	12 237	14 530	16 859	19 220	21 601	24 003
		6721	8555	10 437	12 358	14 303	16 261	18 248	20 248
17	Эстонсланец	3512	4496	5512	6552	7610	8685	9770	10 867
		2719	3461	4223	5000	5787	6579	7383	8192
18	Росторф	4118	5280	6482	7716	8977	10 260	11 559	12 873
		2690	3424	4177	4946	5724	6507	7302	8103
19	Мазут	13 636	17 472	21 357	25 389	29 458	33 587	37 777	42 015
		11 811	15 005	18 330	21 696	25 108	28 520	32 021	35 521
20	Мазут	13 293	17 032	20 821	24 652	28 713	32 737	36 819	40 947
		11 535	14 654	17 903	21 194	24 526	27 859	31 275	34 692

Таблица П4. **Объемы и энтальпии воздуха и продуктов сгорания для энергетических газообразных топлив (при $\alpha = 1$)**

№ п/п	Газопровод	Объемы, $м^3/м^3$, при 0° С и 0,1 МПа				Энтальпия	Энтальпия, кДж/$м^3$ (при 0,1 МПа)		
							Температура, °С		
		$V_в^0$	$V_{RO_2}^0$	$V_{N_2}^0$	$V_{H_2O}^0$		200	400	600
1	Серпухов — Ленинград	10,00	1,08	7,93	2,21	$H_г^0$	3119	6393	9831
						$H_в^0$	2663	5418	8302
2	Дашава — Киев	9,52	1,00	7,52	2,15	$H_г^0$	2968	6083	9353
						$H_в^0$	2533	5158	7901
3	Шабелинка — Москва	9,98	1,07	7,90	2,22	$H_г^0$	3111	6376	9801
						$H_в^0$	2659	5406	8286
4	Промысловка — Астрахань	9,32	0,98	7,38	2,11	$H_г^0$	2910	5966	9173
						$H_в^0$	2483	5049	7733
5	Газли — Ташкент	9,64	1,03	7,64	2,16	$H_г^0$	3010	6167	9483
						$H_в^0$	2566	5225	8001
6	Ставрополь — Грозный	9,47	1,00	7,49	2,14	$H_г^0$	2956	6054	9311
						$H_в^0$	2520	5129	7859
7	Бухара — Урал	9,73	1,04	7,70	2,19	$H_г^0$	3035	6217	9563
						$H_в^0$	2592	5217	8076
8	Средняя Азия — Центр	9,91	1,07	7,84	2,21	$H_г^0$	3090	6330	9734
						$H_в^0$	2638	5367	8223
9	Кулешовка — Куйбышев (попутный газ)	10,99	1,26	8,82	2,28	$H_г^0$	3442	7051	10844
						$H_в^0$	2927	5958	9123

№ п/п	Газопровод	Энтальпия, кДж/$м^3$ (при 0,1 МПа)							
		Температура, °С							
		800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
1	Серпухов —	13 452	17 241	21 085	25 083	29 123	33 213	37 405	41 629
	Ленинград	11 309	14 365	17 547	20 775	24 041	27 306	30 656	34 009
2	Дашава —	12 803	16 408	20 067	23 873	27 721	31 635	35 609	39 632
	Киев	10 760	13 670	16 701	19 770	22 877	25 987	29 178	32 364
3	Шабелинка —	13 415	17 091	21 026	25 012	29 040	33 139	37 304	41 516
	Москва	11 288	14 340	17 513	20 733	23 995	27 256	30 597	33 942
4	Промысловка —	12 552	16 086	19 674	23 404	27 177	31 012	34 910	38 854
	Астрахань	10 534	13 381	16 345	19 351	22 391	25 435	28 558	31 677
5	Газли —	12 979	16 634	20 339	24 200	28 093	32 062	36 090	40 164
	Ташкент	10 898	13 846	16 915	20 021	23 170	26 318	29 546	32 778
6	Ставрополь —	12 745	16 333	19 971	23 760	27 587	31 485	35 441	39 440
	Грозный	10 706	13 599	16 613	19 665	22 759	25 849	29 023	32 196
7	Бухара — Урал	13 088	16 772	20 511	24 405	28 332	32 335	36 396	40 503
		11 003	13 976	17 074	20 210	23 387	26 565	29 794	33 084
8	Средняя	13 322	17 074	20 880	24 740	28 843	32 912	37 049	41 232
	Азия — Центр	11 204	14 231	17 384	20 582	23 819	27 055	30 371	33 691
9	Кулешовка —	14 842	19 021	23 258	27 666	32 117	36 643	41 240	45 887
	Куйбышев (попутный газ)	12 426	15 788	19 284	22 831	26 419	30 011	33 691	37 371

Таблица П5. **Удельные энтальпии компонентов продуктов сгорания и воздуха при нормальных условиях (0° С и 760 мм рт. ст.), кДж/м³, и золы, кДж/кг**

ϑ, °С	$(c\vartheta)_{RO_2}$	$(c\vartheta)_{N_2}$	$(c\vartheta)_{O_2}$	$(c\vartheta)_{H_2O}$	$(c\vartheta)_в$	$(c\vartheta)_{зл}$
100	170,0	129,6	131,8	150,5	132,4	80,8
200	357,5	259,9	267,0	304,5	266,4	169,1
400	771,9	526,5	551,0	626,2	541,8	360,1
600	1224,6	804,1	850,1	968,9	829,7	560,2
800	1704,9	1093,6	1159,9	1334,4	1129,1	767,0
1000	2203,5	1391,7	1477,5	1722,9	1437,3	983,9
1200	2716,6	1697,2	1800,7	2132,3	1753,4	1205,8
1400	3239,1	2008,7	2128,3	2559,1	2076,2	1582,6
1600	3768,8	2324,5	2460,5	3001,8	2402,9	1875,7
1800	4304,7	2643,7	2797,5	3458,4	2731,9	2185,5
2000	4844,1	2965,1	3138,4	3925,5	3065,6	2512,1
2200	5386,6	3289,2	3482,7	4401,9	3401,6	—

Таблица П6. **Теплоемкости топлив**

Топливо	Температура, °С			
	0	100	200	300
А. Сухая масса твердого топлива $c^c_{тл}$, кДж/(кг·К)				
Антрацит и тощий уголь	0,921	0,963	1,047	1,130
Каменный уголь	0,963	1,089	1,256	1,424
Бурый уголь	1,089	1,256	1,456	—
Сланцы	1,047	1,130	1,298	—
Фрезерный торф	1,298	1,507	1,800	—

Б. Рабочая масса твердого топлива

$$c^p_{тл} = 4{,}1868\frac{W^p}{100} + \frac{100 - W^p}{100},\ \text{кДж/(кг·К)}$$

В. Жидкое топливо (мазут)

$$c_м = 1{,}7375 + 0{,}002512\, t_{тл},\ \text{кДж/(кг·К)},$$

где $t_{тл}$ — температура топлива, °С.

Г. Газообразное топливо

$$c_г = 0{,}01\,[CH_4 c_{CH_4} + C_2H_6 c_{C_2H_6} + C_3H_8 c_{C_3H_8} + C_4H_{10} c_{C_4H_{10}} +$$
$$+ C_5H_{12} c_{C_5H_{12}} + N_2 c_{N_2} + CO_2 c_{CO_2} + H_2S c_{H_2S}],\ \text{кДж/(м}^3\text{·К)},$$

где CH_4, C_2H_6 ... — содержание газовых компонент в природном газе, %; c_{CH_4}, $c_{C_2H_6}$ ... — теплоемкости горючих и негорючих составляющих природного газа, кДж/(м³·К)

Средняя теплоемкость газов, кДж/(м³·К):

t, °С	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}	N_2	CO_2	H_2S
0 ...	1,55	2,21	3,05	4,13	5,13	1,29	1,60	1,51
100 ...	1,64	2,49	3,51	4,71	5,84	1,30	1,70	1,53

Таблица П7. **Расчетные характеристики однокамерных топок при паропроизводительности котла более 20,8 кг/с (75 т/ч)**

Топливо	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки $\alpha_т$	Допустимое тепловое напряжение объема топки по условию горения q_V, кВт/м^3	Потери теплоты от недожога q_3+q_4, %
А. При твердом шлакоудалении			
Тощие угли	1,20—1,25	162,8	2
Каменные угли	1,20	174,5	1,0—1,5
Отходы углеобогащения	1,20	162,8	2,0—3,0
Бурые угли	1,20	186,1	0,5—1,0
Фрезерный торф	1,20	162,8	0,5—1,0
Сланцы	1,20	116,3	0,5—1,0
Б. При сжигании мазута и горючих газов			
Мазут	1,02—1,10	291	0,1—0,5
Природный или попутный коксовый газ	1,05—1,10	349—465	0,1—0,5
Доменный газ	1,10	233	1,5

В. Потери теплоты в окружающую среду в зависимости от номинальной паропроизводительности котла:

Паропроизводительность D:								
кг/с	20	40	80	120	160	200	250	и более
т/ч	72	144	288	432	576	720	900	и более
Потеря теплоты q_5, %	0,8	0,65	0,45	0,35	0,28	0,24	0,2	

Примечания: 1. Потери теплоты от недожога на твердых топливах относят целиком к q_4, при этом меньшие значения принимают при сжигании малозольных топлив с $A^п \leqslant 1{,}43\%$ кг/МДж. 2. При твердом шлакоудалении доля уноса летучей золы принимается для всех топлив $a_{ун}=0{,}95$. 3. При сжигании мазута избыток воздуха $\alpha_т=1{,}02\div1{,}03$ принимается при газоплотном исполнении экранов топки и автоматическом регулировании горения, а также в обычных топках и присосах в нее не выше $\Delta\alpha_т=0{,}05$. При сжигании газового топлива (кроме доменного газа) в газоплотных топках принимается $\alpha_т=1{,}05$. 4. Потери теплоты от недожога при сжигании мазута и горючих газов относят в основном к q_3. В топках котлов большой паропроизводительности (89 кг/с и более) при автоматическом регулировании горения принимают недожог топлива 0,1—0,2%.

Таблица П8. **Расчетные характеристики открытых и полуоткрытых (с пережимом) топок с жидким шлакоудалением при паропроизводительности котла выше 20,8 кг/с (75 кг/с)**

Топливо	Коэффициент избытка воздуха $\alpha_т$	Допустимое тепловое напряжение объема топки q_V, кВт/м^3	
		Открытая топка	Топка с пережимом
Антрациты и полуантрациты	1,20—1,25	168,6 (145,4)	197,7 (168,6)
Каменные угли марок Т, 2СС	1,20—1,25	215,2 (186,1)	232,6 (197,7)

Топливо	Коэффициент избытка воздуха $\alpha_т$	Допустимое тепловое напряжение объема топки q_V, кВт/м³	
		Открытая топка	Топка с пережимом
То же марок Г, Д ГСШ, 1СС	1,20	215,2 (186,1)	232,6 (197,7)
Бурые угли	1,2	244,2 (209,3)	267,5 (232,6)

Топливо	Потери теплоты от недожога q_4, %		Доля шлакоулавливания $a_{шл}$	
	Открытая топка	Топка с пережимом	Открытая топка	Топка с пережимом
Антрациты и полуантрациты	3—4	3—4	0,15	0,15
Каменные угли марок Т, 2СС	1,5	1,0	0,20	0,20
То же марок Г, Д ГСШ, 1СС	0,5	0,5	0,20	0,20—0,30
Бурые угли	0,5	0,5	0,1—0,35	0,1—0,35

Примечания: 1. Большее значение $\alpha_т = 1{,}25$ принимается при транспорте пыли в топку горячим воздухом. 2. Меньшее значение $q_4 = 3\%$ принимается для полуантрацитов, меньшие значения $a_{шл}$ — для топок с вихревыми горелками.

Таблица П9. **Физические характеристики воздуха и продуктов сгорания среднего состава**

ϑ, °С	Воздух			Продукты сгорания среднего состава		
	$\lambda \cdot 10^5$, кВт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	Pr	$\lambda \cdot 10^5$, кВт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м²/с	Pr
0	2,43	13,2	0,70	2,28	11,9	0,74
100	3,19	23,2	0,69	3,13	20,8	0,70
300	4,48	48,2	0,69	4,84	43,9	0,65
500	5,62	79,3	0,70	6,56	73,0	0,62
700	6,66	115,0	0,71	8,27	107,0	0,60
900	7,61	155,0	0,72	10,01	146,0	0,58
1100	8,47	200,0	0,72	11,75	188,0	0,57
1300	9,27	247,0	0,73	13,49	234,0	0,55
1500	10,02	300,0	0,73	15,35	282,0	0,53
1700	10,75	355,0	0,74	17,33	333,0	0,51
1900	11,46	415,0	0,74	18,96	389,0	0,49
2100	12,09	478,0	0,75	20,70	450,0	0,48
2300	12,79	544,0	0,75	22,56	513,0	0,47

Таблица П10. **Теплопроводность воды и водяного пара (опорные значения теплопроводности $\lambda \cdot 10^5$, кВт/(м·К))**

t, °С	Давление, МПа						На линии насыщения		Давление насыщения, МПа
	5,0	10,0	15,0	20,0	25,0	30,0	Вода	Пар	
150	69,98	69,32	69,68	69,92	70,27	70,61	68,62	3,00	0,47
200	66,75	67,24	67,58	68,06	68,40	68,87	66,41	3,74	1,55
250	61,75	62,46	63,17	63,87	64,45	65,15	61,64	4,95	3,97
300	5,25	54,46	55,85	57,02	58,18	59,10	53,96	7,19	8,58
320	5,24	7,38	51,54	53,18	54,56	55,85	50,36	8,78	11,28
340	5,45	6,92	46,08	48,18	50,15	51,78	46,05	11,30	14,60
350	5,51	6,81	10,02	45,27	47,47	49,45	43,50	13,03	16,52
360	5,61	6,75	9,24	41,07	44,33	46,55	40,12	15,00	18,66
370	5,72	6,73	8,75	14,09	40,15	43,40	33,84	18,26	21,04
400	6,00	6,83	8,13	10,61	15,05	24,80			
430	6,35	7,04	8,01	9,45	11,88	15,49			
450	6,51	7,22	8,04	9,21	10,90	13,51			
500	7,15	7,75	8,40	9,20	10,18	11,43			
550	7,83	8,34	8,91	9,56	10,31	11,12			
600	8,49	8,97	9,49	10,10	10,68	11,35			

Пример расчета теплопроводности. Требуется найти значение λ при давлении 14 МПа и температуре пара 480° С. Найдем числовое значение λ' для давления 14 МПа при меньшем и большем ближайших опорных значениях температур (450 и 500° С):

$$\lambda'_1 = 7{,}22 + \frac{8{,}04 - 7{,}22}{15 - 10}(14 - 10) = 7{,}876;$$

$$\lambda'_2 = 7{,}75 + \frac{8{,}40 - 7{,}75}{15 - 10}(14 - 10) = 8{,}27.$$

Числовое значение λ' для заданных параметров (давлении 14 МПа и температуре 480° С)

$$\lambda' = 7{,}876 + \frac{8{,}27 - 7{,}876}{500 - 450}(480 - 450) = 8{,}166.$$

В итоге окончательный ответ: $\lambda = 8{,}166 \cdot 10^{-5}$ кВт/(м·К). При расчете вблизи линии насыщения одно из опорных значений принимается по данным линии насыщения (вода или пар) при опорной температуре.

Таблица П11. **Кинематическая вязкость воды и водяного пара (опорные значения кинематической вязкости $\nu \cdot 10^6$, м²/с)**

t, °С	Давление, МПа						На линии насыщения		Давление насыщения p, МПа
	5,0	10,0	15,0	20,0	25,0	30,0	Вода	Пар	
150	0,198	0,199	0,200	0,201	0,203	0,188	0,197	5,622	0,47
200	0,155	0,155	0,157	0,157	0,158	0,154	0,153	2,025	1,55
250	0,134	0,135	0,136	0,136	0,136	0,137	0,133	0,881	3,97
300	0,933	0,126	0,126	0,127	0,127	0,127	0,126	0,435	8,58
320	1,043	0,423	0,124	0,124	0,124	0,124	0,124	0,337	11,28
340	1,154	0,486	0,127	0,123	0,122	0,122	0,121	0,264	14,60
350	1,207	0,525	0,227	0,122	0,121	0,122	0,120	0,233	16,52
360	1,261	0,563	0,329	0,121	0,120	0,120	0,119	0,206	18,66
370	1,316	0,602	0,357	0,182	0,121	0,119	0,119	0,179	21,04
400	1,468	0,695	0,431	0,296	0,201	0,131			
430	1,626	0,780	0,495	0,350	0,258	0,198			
450	1,735	0,838	0,538	0,385	0,290	0,230			
500	1,937	0,955	0,645	0,468	0,366	0,297			
550	—	1,145	0,742	0,551	0,437	0,344			
600	—	1,310	0,860	0,640	0,508	0,417			

Примечание. Расчет кинематической вязкости ν при заданной температуре и давлении производится по примеру, приведенному в табл. П10.

Таблица П12. **Числа Прандтля Pr, физических свойств воды и водяного пара** (опорные значения чисел)

t, °C	Давление, МПа						На линии насыщения		Давление насыщения, МПа
	5,0	10,0	15,0	20,0	25,0	30,0	Вода	Пар	
150	1,13	1,13	1,13	1,13	1,13	1,12	1,14	1,08	0,47
200	0,90	0,90	0,90	0,89	0,89	0,89	0,91	1,20	1,55
250	0,84	0,83	0,83	0,82	0,81	0,81	0,85	1,34	3,97
300	1,23	0,95	0,90	0,87	0,84	0,82	0,96	1,69	8,58
320	1,16	1,62	1,02	0,94	0,91	0,87	1,09	1,96	11,28
340	1,12	1,56	1,34	1,10	1,03	0,96	1,34	2,51	14,60
350	1,10	1,39	2,06	1,31	1,13	1,02	1,62	3,14	16,52
360	1,08	1,33	1,82	1,90	1,30	1,12	2,41	5,04	18,66
370	1,06	1,29	1,64	2,97	1,77	1,29	2,96	5,66	21,04
400	1,03	1,16	1,35	1,66	2,55	5,04			
450	0,97	1,04	1,13	1,25	1,90	1,56			
500	0,94	0,98	1,03	1,09	1,16	1,23			
550	0,92	0,94	0,97	1,01	1,04	1,08			
600	0,90	0,91	0,92	0,95	0,97	1,00			

Примечание. Расчет чисел Pr при заданной температуре и давлении производится по примеру, приведенному в табл. П10.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тепловой** расчет котельных агрегатов (нормативный метод). М.: Энергия, 1973.

2. **Липов Ю. М., Самойлов Ю. В., Виленский Т. В.** Компоновка и тепловой расчет парового котла. М.: Энергоатомиздат, 1988.

ОТВЕТЫ К ЗАДАЧАМ

1.1. $A^p=6{,}3\%$; $S^p=0{,}3\%$; $C^p=59{,}5\%$; $H^p=4{,}0\%$; $N^p=0{,}55\%$; $O^p=19{,}35\%$; $W^p=10\%$

1.2. $C^c=41{,}12\%$

1.3. $S^r=0{,}26\%$; $C^r=84{,}96\%$; $H^r=4{,}24\%$; $N^r=0{,}90\%$; $O^r=9{,}64\%$

1.4. $S^p=1{,}6\%$; $C^p=22{,}0\%$; $H^p=3{,}1\%$; $N^p=0{,}1\%$; $O^p=3{,}7\%$; $W^p=13\%$; $(CO_2)^p_к=16{,}0\%$; $A^p=40\%$

1.5. $A^c=24\%$ и сумма составляющих сухой массы равна 100%

1.6. $Q^p_{н2}=12\,362$ кДж/кг

1.7. $Q^p_н=31\,066$ кДж/кг

1.8. $x=15{,}72$ м^3/кг; $Q^p_н=37\,175$ кДж/кг

2.1. V^0 изменилось с 3,62 до 5,34 м^3/кг

2.2. V^0 изменилось с 5,30 до 4,94 м^3/кг

2.3. $V^0=11{,}26$ м^3/кг

2.4. $\Delta V=0{,}655$ м^3/кг

2.5. $V_{RO_2}=0{,}90$ м^3/кг; $V^0_{N_2}=3{,}89$ м^3/кг; $V^0_{H_2O}=0{,}62$ м^3/кг; $V^0_г=5{,}41$ м^3/кг; $V_г=7{,}156$ м^3/кг; $V_{H_2O}=0{,}648$ м^3/кг

2.6. При $W^p=18\%$ $V_{RO_2}=0{,}844$ м^3/кг; $V^0_{N_2}=3{,}658$ м^3/кг; $V^0_{H_2O}=0{,}653$ м^3/кг; $V^0_г=5{,}155$ м^3/кг; $V_г=6{,}802$ м^3/кг; $V_{H_2O}=0{,}679$ м^3/кг. При $W^p=23\%$ $V_{RO_2}=0{,}793$ м^3/кг; $V^0_{N_2}=3{,}444$ м^3/кг; $V^0_{H_2O}=0{,}627$ м^3/кг; $V^0_г=4{,}864$ м^3/кг; $V^г=6{,}411$ м^3/кг; $V_{H_2O}=0{,}652$ м^3/кг

2.7. Расход газов за пароперегревателем изменился с 7,135 до 6,971 м^3/кг. Расход воздуха через горелки увеличился с 6,48 до 6,753 м^3/кг

2.8. $V^0=5{,}046$ м^3/кг; $V^0_г=5{,}637$ м^3/кг

2.9. Сечение канала 10,289 м^2; вариант 1. $d=3{,}62$ м; вариант 2. $a=2{,}27$ м, $b=4{,}54$ м

2.10. $V^0=2{,}41$ м^3/кг; $V_г=3{,}585$ м^3/кг

2.11. При $\alpha=1{,}2$ $V_{RO_2}=0{,}68$ м^3/кг; $r_{RO_2}=0{,}142$; $V_{H_2O}=0{,}571$ м^3/кг; $r_{H_2O}=0{,}119$. При $\alpha=1{,}3$ $V_{RO_2}=0{,}68$ м^3/кг; $r_{RO_2}=0{,}132$; $V_{H_2O}=0{,}577$ м^3/кг; $r_{H_2O}=0{,}112$

2.12. $H^0_{в1}=2508$ кДж/кг при сжигании АШ; $H^0_{в2}=1713$ кДж/кг при сжигании назаровского бурого угля. Соотношения $H^0_{в1}/H^0_{в2}=1{,}464$; $Q^p_{н1}/Q^p_{н2}=1{,}53$

2.13. Энтальпия продуктов сгорания уменьшается с 1314 до 1148 кДж/кг

2.14. Энтальпия продуктов сгорания увеличится с 8914 до 11 689 кДж/кг

2.15. Энтальпия продуктов сгорания увеличится с 7164 до 7464 кДж/кг, а температура снизится с 850 до 798° С

3.1. $Q^p_р=19\,060$ кДж/кг

3.2. Значение $Q_р^р$ увеличится с 13 498 до 13 730 кДж/кг

3.3. Полезное тепловосприятие котла увеличится с 19557,4 до 19959,5 кДж/кг

3.4. При $W^р = 50\%$ $Q_р^р = 8255$ кДж/кг и $H_{ух} = 899$ кДж/кг. При снижении влажности до 40% $Q_р^р = 10\,390$ кДж/кг и $H_{ух} = 1017{,}8$ кДж/кг

3.5. Потери с уходящими газами снижаются с 7,680 до 6,548%

3.6. $B = 56{,}0$ м^3/с

3.7. $q_2 = 6{,}088\%$ при сжигании АШ; $q_2 = 6{,}152\%$ при сжигании кузнецкого угля марки СС; $q_2 = 7{,}400\%$ при сжигании назаровского угля

3.8. При $\alpha_{ух} = 1{,}2$ $V_г = 5{,}867$ м^3/кг, $q_2 = 5{,}423\%$; при $\alpha_{ух} = 1{,}3$ $V_г = 6{,}330$ м^3/кг, $q_2 = 5{,}800\%$; при $\alpha_{ух} = 1{,}4$ $V_г = 6{,}793$ м^3/кг, $q_2 = 6{,}176\%$; при $\alpha_{ух} = 1{,}5$ $V_г = 7{,}257$ м^3/кг, $q_2 = 6{,}553\%$

4.1. $F_{ст} = 1117{,}5$ м^2, $V_т = 1810{,}3$ м^3, $V_т^ш = 2068{,}2$ м^3; $F_{т.л} = 1110{,}4$ м^2, $x_г = 0{,}219$, $s_{эф} = 5{,}83$ м

4.2. $F_л = 265$ м^2

4.3. $\varepsilon_ф = 0{,}632$

4.4. $\varepsilon_т = 0{,}978$

4.5. $\Delta\vartheta_а = 35°$ С

4.6. $\vartheta_а = 1908°$ С при $r = 5\%$; $\vartheta_а = 1843°$ С при $r = 10\%$; $\vartheta_а = 1783°$ С при $r = 15\%$; $\vartheta_а = 1728°$ С при $r = 20\%$

4.7. $\Delta\vartheta_а = 36°$ С

4.8. $\vartheta_т'' = 1266°$ С при $\Delta X = 0$; $\vartheta_т'' = 1278°$ С при $\Delta X = 0{,}05$; $\vartheta_т'' = 1290°$ С при $\Delta X = 0{,}10$; $\vartheta_т'' = 1303°$ С при $\Delta X = 0{,}15$

4.9. Поверхность стен меньше на 217,8 м^2, а высота топки на 4,24 м

4.10. Температура газов выросла с 1267 до 1292° С

4.11. $\vartheta_т'' = 1187°$ С вместо 1112° С при сжигании отсевов газовых углей

4.12. $\vartheta_т'' = 1255°$ С; $Q_л = 18\,892$ кДж/кг

4.13. Для котла Е-500-13,8 ГМ $F_{л.т}/V_т = 0{,}614$, для Е-670-13,8 ГМ $F_{л.т}/V_т = 0{,}576$, для Пп-1000-25 ГМ $F_{л.т}/V_т = 0{,}487$

4.14. При установке в топке ширм $F_{л.т}^ш = 1740{,}8$ м^2 значение $F_{л.т}/V_т$ увеличится с 0,505 до 0,633

4.15. Уменьшится на 16,0 м при установке одного двусветного экрана и на 25,3 м при установке двух двусветных экранов, значение $F_{л.т}/V_т$ увеличилось с 0,204 в исходном варианте до 0,277 при установке одного двусветного экрана и до 0,351 при двух двусветных экранах

4.16. При $r = 5\%$ $\vartheta_т'' = 1162°$ С; при $r = 10\%$ $\vartheta_т'' = 1127°$ С; при $r = 15\%$ $\vartheta_т'' = 1095°$ С. Среднее снижение $\vartheta_т''$ на 1% рециркуляции продуктов сгорания в верх топки составляет $\Delta\vartheta_т'' = 7°$ С

4.17. $r = 7{,}02\%$ для второй и пятой зон и $r = 14{,}21\%$ для третьей и четвертой зон, усредненная доля рециркуляции 7,08%

4.18. Высота топки снижается с 29,31 до 23,13 м при установке двусветного экрана и до 23,79 м при рециркуляции газов в верх топки в количестве 10%

4.19. В котле с настенными экранами превышение объема топки над минимально необходимым $\Delta V_т = 913$ м^3, в котле с двусветным экраном $\Delta V_т = 88$ м^3

4.20. Значения $Q_ш = 1810{,}4$ кДж/кг; $Q_ш = 1210{,}5$ кДж/кг. В целом $Q_{р.пп} = 3020{,}9$ кДж/кг

4.21. $Q_{ш.пп} = 84\,894$ кВт

5.1. $NO_2^0 = 0{,}127$ г/м^3

5.2. $NO_2^0 = 0{,}76$ г/м^3

5.3. $NO_2^0 = 0{,}58$ г/м^3

5.4. Значения $SO_3 = 4{,}03 \cdot 10^{-3}\%$, $t_р = 154{,}7°$ С

5.5. При сжигании кузнецкого угля марки Д $t_р = 87°$ С; при сжигании кизеловского угля марки Г $t_р = 131{,}4°$ С

5.6. $t_р = 140{,}8°$ С

5.7. $SO_3 = 1{,}73 \cdot 10^{-3}\%$; $t_р = 130{,}9°$ С

6.1. $l_{ср} = 41{,}12$ м; $H = 2697$ м^2; $f = 0{,}683$ м^2; $F_г = 66{,}9$ м^2; $\sigma_1 = 2{,}3$; $\sigma_2 = 2{,}255$; $s_{эф} = 0{,}303$

6.2. $w_г = 16{,}5$ м/с; $w_п = 15{,}2$ м/с

6.3. Скорость газов повысить с 15,6 до 17,5 м/с, скорость пара при изменении температуры увеличилась с 15,2 до 16,3 м/с и при изменении давления — до 24,2 м/с. В I ступени $w_г = 7{,}75$ м/с и во II ступени $w_г = 8{,}9$ м/с

6.4. При расположении труб параллельно фронту котла $w_в = 1{,}628$ м/с, при расположении перпендикулярно фронту $w_в = 0{,}893$ м/с

6.5. $w_г = 21{,}85$ м/с при глубине газохода 3,5 м и $w_г = 19{,}2$ м/с при глубине газохода 4,0 м

6.6. $F_г = 6{,}7$ м^2 при сжигании сырого березовского угля и 6,5 м^2 при сжигании сушонки этого угля

6.7. Увеличится с $67{,}4 \cdot 10^{-3}$ до $72{,}1 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$ К)

6.8. При $s_1 = 120$ и $s_2 = 50$ мм $\alpha_к = 94{,}6 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$ К);
$s_1 = 138$ и $s_2 = 50$ мм $\alpha_к = 95{,}1 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$ К);
$s_1 = 120$ и $s_2 = 70$ мм $\alpha_к = 92{,}2 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$ К)

6.9. При сжигании мазута $\alpha_к = 116{,}8 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$ К) вместо $\alpha_к = 122{,}4 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$ К) при сжигании природного газа

6.10. Значение $\alpha_к$ увеличится в 2,85 раза

6.11. Для коридорных пучков при изменении d от 38 до 32 мм $\alpha_к$ изменяется от $65{,}9 \cdot 10^{-3}$ до $70{,}0 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$ К); для шахматных пучков от $87{,}8 \cdot 10^{-3}$ до $94{,}0 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$ К)

6.12. $\alpha_к^{ср} = 75{,}85 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$ К)

6.13. Увеличится с $15{,}8 \cdot 10^{-3}$ до $27{,}7 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$ К)

6.14. $\alpha_л = 22{,}7 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$ К) при $s_2 = 48$ мм и $\alpha_л = 27{,}2 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$ К) при $s_2 = 64$ мм

6.15. $\alpha_л = 25{,}2 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$ К) при $\mu = 0{,}01$ кг/кг и $\alpha_л = 28{,}3 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$ К) при $\mu = 0{,}02$ кг/кг

6.16. В экономайзере $\alpha_2 = 10{,}858$ кВт/(м$^2 \cdot$ К), в топочных экранах $\alpha_2 = 18{,}95$ кВт/(м$^2 \cdot$ К)

6.17. При температурах воды 200 и 300° С значения α_2 соответственно 8,92 и 10,175 кВт/(м$^2 \cdot$ К)

6.18. При скоростях пара 10 и 30 м/с α_2 соответственно 2,333 и 5,619 кВт/(м$^2 \cdot$ К)

6.19. $k = 61{,}9 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$ К)

6.20. $k = 91{,}6 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$ К)

6.21. С учетом α_2 $k = 90{,}7 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$ К), без учета $k = 91{,}6 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$ К); погрешность 0,99%

6.22. Значения $k = 79{,}3 \cdot 10^{-3}$ и $96{,}5 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$ К) соответственно при $\varepsilon_з = 4{,}3$ и 1,72 м$^2 \cdot$ К/кВт

6.23. При сжигании угля и скоростях $w_г = 8$ и 16 м/с значения коэффициента $\varepsilon_з$ соответственно 5,0 и 3,49 м$^2 \cdot$ К/кВт. При сжигании торфа при тех же скоростях газов $\varepsilon_з = 4{,}28$ и 3,23 м$^2 \cdot$ К/кВт

6.24. Увеличение s_2 с 55 до 75 мм приводит к росту коэффициента загрязнения на 0,572 м$^2 \cdot$ К/кВт

6.25. При диаметрах труб 32, 42 и 60 мм значения $\varepsilon_з$ соответственно 1,376; 1,96 и 2,855 м$^2 \cdot$ К/кВт

6.26. Для подмосковного угля $\psi = 0{,}70$, $k = 80{,}5 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$ К); для тощего угля $\psi = 0{,}60$ и $k = 69{,}0 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м$^2 \cdot$ К)

6.27. При $A = 0{,}333$ $\psi = 0{,}97$ и $\Delta t = 62{,}1$° С; при $A = 0{,}43$ $\psi = 0{,}905$ и $\Delta t = 58{,}6$° С

6.28. $\Delta t = 200$° С

6.29. Δt уменьшилось с 501,5° С при $x = 35\%$ до 501,1° С при $x = 40\%$

6.30. Отношение $\Delta t_{прт}/\Delta t_{прм} = 1{,}003$ в ширмовом пароперегревателе и 1,039 в экономайзере

6.31. $\vartheta''_{эк} = 281$° С

6.32. $\vartheta''_{эк}$ увеличилось с 281 до 283,5° С

6.33. $F_{пп} = 5348$ м^2

6.34. $F = 1580$ вместо 1213 м^2

7.1. $t_{г.в}$ снизится с 270,2 до 246,3° С.

7.2. $\vartheta_{ух} = 130{,}7$° С при ТВП и 104° С при РВП

7.3. $[Q_{вп}]_{пред} = 9435$ кДж/кг при $\alpha'_{РВП} = 1{,}03$ и 6996 кДж/кг при $\alpha'_{РВП} = 1{,}09$

7.4. Можно, так как $[t_{г.в}]_{пред} = 546°$ С

7.5. $t_{г.в}$ увеличится до 620° С

7.6. В исходном варианте $\psi = 0{,}88$ при четырехходовом ВП и $\psi = 0{,}695$ при двухходовом. В варианте с повышенной ϑ' $\psi = 0{,}912$ и $\psi = 0{,}77$ в четырех- и двухходовых ВП

7.7. $\alpha_к$ уменьшится с $29{,}7 \cdot 10^{-3}$ до $25{,}2 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2 · К)

7.8. $\alpha_к = 37{,}1 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2 · К)

7.9. $k = 14{,}6 \cdot 10^{-3}$ и $18{,}3 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2 · К) в исходном варианте и выполнении ТВП в виде отдельных кубов

7.10. $t'_в = 69°$ С. Не удовлетворяет принятая высота «холодной» части, ее необходимо увеличить

7.11. Необходимая $h_{х.ч} = 0{,}79$ м

7.12. $\vartheta''_{г.ч} \geqslant 139°$ С

7.13. При увеличении $A^р$ с 30,2 до 40,0% $h_{х.ч}$ уменьшается с 0,6 до 0,394 м

7.14. $\vartheta' = 190°$ С

7.15. $F_{вп} = 26\,960$ м^2

7.16. Поверхность возрастает до 27 080 м^2

7.17. При увеличении ω с 0,2 до 0,25 $t_{г.в}$ снижается на 28° С, а при изменении ω с 0,25 до 0,3 — на 31° С

7.18. $\vartheta_{ух}$ повысилось на 4° С

8.1. $F_{ш.кр} = F_{ш.ср} = 1454$ м^2; $f_{кр} = f_{ср} = 0{,}443$ м^2; $F_г = 711{,}4$ м^2; $\sigma_1 = 17{,}7$; $\sigma_2 = 1{,}07$; $\varphi_ш = 0{,}179$; $s = 0{,}93$ м; $F_{п.вх} = 793{,}3$ м^2; $F_{п.вых} = 706{,}2$ м^2

8.2. При $\varnothing 32 \times 5$ $F = 468$ м^2, $f = 0{,}164$ м^2, $s = 0{,}835$ м;
$\varnothing 36 \times 6$ $F = 522$ м^2, $f = 0{,}195$ м^2, $s = 0{,}856$ м;
$\varnothing 38 \times 6$ $F = 548$ м^2, $f = 0{,}229$ м^2, $s = 0{,}866$ м

8.3. Необходимо применить трубы $\varnothing 42$ мм с толщиной стенки 7,5 мм, при этом поверхность нагрева в 1,63 раза меньше

8.4. При глубине секций $c = 2{,}0$ м нужен поперечный шаг $s_1 = 405$ мм, при глубине $c = 3{,}0$ $s_1 = 610$ мм

8.5. $Q_л$ выросло с 55,2 до 71,7 кДж/кг

8.6. При переходе на сжигание твердого топлива $Q_л$ уменьшается с 1385 (на мазуте) до 635 кДж/с

8.7. $Q_{л.ш} = 343$ кДж/кг, $\Delta h_п = 288{,}0$ кДж/кг

8.8. При увеличении скорости продуктов сгорания с 3,5 м/с до 8 м/с отношение $\alpha_к/\alpha_л$ вырастет с 0,352 до 0,568

8.9. При переходе на сжигание природного газа $k = 100{,}8 \cdot 10^{-3}$ вместо $73{,}0 \cdot 10^{-3}$ кВт/(м^2 · К) при сжигании мазута

8.10. $F = 256$ вместо 371 м^2 по примеру 8.8

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Глава первая. **Расчет характеристик энергетических топлив** 5

1.1. Состав топлива 5
Примеры 6
Задачи 7
1.2. Теплота сгорания топлива 7
Примеры 9
Задачи 10

Глава вторая. **Расчеты продуктов сгорания топлива** 11

2.1. Теоретический расход воздуха 11
Примеры 11
Задачи 12
2.2. Состав и объем продуктов сгорания 13
Примеры 14
Задачи 17
2.3. Энтальпии воздуха и продуктов сгорания 18
Примеры 19
Задачи 22

Глава третья. **Тепловой баланс и КПД парового котла** 23

3.1. Тепловой баланс парового котла 23
Примеры 24
Задачи 28
3.2. Определение КПД парового котла 28
Примеры 29
Задачи 34

Глава четвертая. **Расчеты топочной камеры и радиационных поверхностей нагрева** 35

4.1. Геометрические и оптические характеристики топочной камеры 35
Примеры 40
Задачи 52
4.2. Теплообмен излучением в топочной камере 53
Примеры 55
Задачи 70
4.3. Способы интенсификации теплообмена в топочной камере и снижения температуры газов на выходе 71
Примеры 72
Задачи 80
4.4. Расчет тепловосприятия радиационных поверхностей в топке 81
Примеры 83
Задачи 88

Глава пятая. **Расчеты вредных выбросов с продуктами сгорания** 89

5.1. Расчеты образования оксидов азота 89
Примеры 94
Задачи 101
5.2. Расчет образования оксидов серы и температуры точки росы продуктов сгорания при сжигании мазута и твердых топлив 102
Примеры 104
Задачи 106

Глава шестая. **Расчет змеевиковых конвективных поверхностей нагрева** 107
6.1. Геометрические характеристики. Скорости продуктов сгорания и рабочей среды ... 107
Примеры ... 109
Задачи ... 115
6.2. Теплообмен в змеевиковых поверхностях нагрева ... 117
Примеры ... 120
Задачи ... 130
6.3. Расчет коэффициента теплопередачи в змеевиковых конвективных поверхностях нагрева ... 132
Примеры ... 137
Задачи ... 148
6.4. Расчет температурного напора в змеевиковых поверхностях нагрева ... 149
Примеры ... 152
Задачи ... 155
6.5. Тепловой и конструктивный расчеты змеевиковых конвективных поверхностей нагрева ... 155
Примеры ... 157
Задачи ... 162

Глава седьмая. **Расчеты трубчатых и регенеративных воздухоподогревателей** ... 163
7.1. Предельное тепловосприятие одноступенчатого воздухоподогревателя. Температурный напор ... 163
Примеры ... 164
Задачи ... 168
7.2. Коэффициенты теплопередачи в трубчатом и регенеративном воздухоподогревателях ... 168
Примеры ... 170
Задачи ... 175
7.3. Расчет тепловосприятия «холодной» и «горячей» частей воздухоподогревателя ... 176
Примеры ... 177
Задачи ... 183
7.4. Тепловые расчеты воздухоподогревателей ... 183
Примеры ... 184
Задачи ... 196

Глава восьмая. **Расчет радиационно-конвективных поверхностей нагрева** ... 196
8.1. Геометрические характеристики радиационно-конвективных поверхностей нагрева ... 196
Примеры ... 198
Задачи ... 201
8.2. Тепловосприятие радиационно-конвективных поверхностей нагрева ... 202
Примеры ... 204
Задачи ... 206
8.3. Тепловой расчет радиационно-конвективных поверхностей нагрева ... 207
Примеры ... 208
Задачи ... 215
Приложение ... 217
Список литературы ... 236
Ответы к задачам ... 236