

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального
образования
Красноярский государственный технический университет

Е. А. Бойко
И. С. Деринг
Т. И. Охорзина

КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И ПАРОГЕНЕРАТОРЫ
(Тепловой расчет парового котла)

Учебное пособие

Красноярск 2005

УДК 621.181.04. (075.8)

Б 77

Рецензенты:

А. В. Медведев, д-р техн. наук, зав. кафедрой «Системного анализа» СибГАУ (г. Красноярск)

А. А. Шпииков, канд. техн. наук, директор НОУ Красноярский учебный центр «Энергетик» (г. Красноярск);

Бойко, Е. А. и др.

Б77 Котельные установки и парогенераторы (тепловой расчет парового котла): Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. 96 с.

Пособие содержит методику и необходимые нормативно-справочные материалы для тепловых расчетов паровых котлов средней и большой производительности, сжигающих твердое, газообразное и жидкое топливо. Методика базируется на нормативном методе и использовании обобщенных зависимостей на основе приведенных тепловых характеристик.

Ориентировано на выполнение студентами энергетических и технических вузов курсового и дипломного проектирования для специальностей 1005 – «Тепловые электрические станции», 1007 – «Промышленная теплоэнергетика», 1008 – «Физика теплотехнологий», а также может быть использовано студентами других теплоэнергетических специальностей.

УДК 621.181.04. (075.8)

© КГТУ, 2005

© Е. А. Бойко, 2005

© И. С. Деринг, 2005

© Т. И. Охорзина, 2005

Редактор Л. И. Злобина

Гигиенический сертификат № 24.49.04.953.П.000338.05.01 от 25.05.2001.

Подп. в печать 05.12.2005. Формат 60×84/16. Бумага тип. № 1. Офсетная печать.

Усл. печ. л. 5,6. Уч.-изд. л. 4,75.

Тираж 200 экз.

Заказ 287

Отпечатано в ИПЦ КГТУ

660074, Красноярск, ул. Киренского, 28

ПРЕДИСЛОВИЕ

Развитие энергетики, освоение новых энергетических топлив сопровождается созданием новых конструкций паровых котлов, увеличением их единичной производительности, более широким использованием твердых топлив и природного газа.

Подготовка квалифицированных кадров инженеров-теплоэнергетиков и конструкторов в высших учебных заведениях невозможна без овладения методами теплового расчета паровых котлов.

Учебная работа студентов над курсовым проектом связана с необходимостью использования в процессе проектирования кроме нормативных данных рекомендаций по выбору ряда исходных значений и последовательности выполнения тепловых расчетов, а также пояснениям к ним. В этом заключается принципиальное отличие учебного пособия для студентов при проектировании паровых котлов от Нормативного метода теплового расчета котельных агрегатов [1], содержащего в сжатом виде строгую последовательность расчета и необходимые расчетные формулы.

Основная часть настоящего пособия содержит методику конструктивного и поверочного расчетов паровых котлов электростанций средней и большой паропроизводительности, сжигающих газообразное, жидкое и твердое топливо в пылевидном состоянии как с твердым, так и с жидким шлакоудалением.

Учебное пособие составлено на основе третьего издания Нормативного метода теплового расчета котельных агрегатов, изданного в 1998 г. и разработанного коллективом авторов ведущих научно-исследовательских институтов (ВТИ и НПО ЦКТИ).

Авторы настоящей книги учли также дополнительные нормативные материалы, опубликованные этими институтами в последующем и уточняющие отдельные разделы Нормативного метода.

Выполнение теплового и конструктивного расчетов парового котла представляет собой достаточно трудоемкую задачу. По мере развития использования ЭВМ естественным является применение методов автоматизации этих расчетов. Основное отличие данного издания учебного пособия от предыдущих заключается в изложении принципов выполнения на ЭВМ конструктивного и поверочного расчетов отдельных поверхностей нагрева, а также теплового расчета парового котла в целом с ориентацией на их реализацию либо в среде программирования (Builder C++, Delphi Pascal), либо с использованием специализированных вычислительных пакетов (например, MathCad, Microsoft Excel и т.д.) при наличии соответствующих библиотек и подпрограмм-функций по определению теплофизических свойств теплоносителей (воды и пара, воздуха, дымовых газов). Авторский вариант такой DLL-библиотеки для Builder C++ и MathCad 2001 Professional, а также электронный справочник находятся на сайте: www.tef.krgtu.ru.

В настоящем учебном пособии используется Международная система единиц (СИ). Учебное пособие рассчитано на студентов теплоэнергетических специальностей энергетических и технических вузов, а также может быть использовано работниками проектных и конструкторских организаций.

Авторы

ВВЕДЕНИЕ

Паровой котел – это основной агрегат тепловой электростанции (ТЭС). Рабочим телом в нем для получения пара является вода, а теплоносителем служат продукты горения различных органических топлив. Необходимая тепловая мощность парового котла определяется его паропроизводительностью при обеспечении установленных температуры и рабочего давления перегретого пара. При этом в топке котла сжигается расчетное количество топлива.

Номинальной паропроизводительностью называется наибольшая производительность по пару, которую котельный агрегат должен обеспечить в длительной эксплуатации при номинальных параметрах пара и питательной воды, с допускаемыми по ГОСТ отклонениями от этих величин.

Номинальное давление пара – наибольшее давление пара, которое должно обеспечиваться непосредственно за пароперегревателем котла.

Номинальные температуры пара высокого давления (свежего пара) и пара промежуточного перегрева (вторично-перегретого пара) – температуры пара, которые должны обеспечиваться непосредственно за пароперегревателем, с допускаемыми по ГОСТ отклонениями при поддержании номинальных давлений пара, температуры питательной воды и паропроизводительности.

Номинальная температура питательной воды – температура воды перед входом в экономайзер, принятая при проектировании котла для обеспечения номинальной паропроизводительности.

При изменении нагрузки котла номинальные температуры пара (свежего и вторично-перегретого) и, как правило, давление должны сохраняться (в заданном диапазоне нагрузок), а остальные параметры будут изменяться.

При выполнении расчета парового котла его паропроизводительность, параметры пара и питательной воды являются заданными. Поэтому цель расчета состоит в выборе рациональной компоновки и определении размеров всех поверхностей нагрева котла (конструктивный расчет) или же в определении температур и тепловосприятий рабочего тела и газовой среды в поверхностях нагрева заданного котла (поверочный расчет). Следует отметить, что в данном учебном пособии представлено изложение поверочно-конструкторской методики расчета котельного агрегата, когда расчет радиационных и полурadiационных поверхностей нагрева котла (топочная камера, ширмовый пароперегреватель) выполняется поверочной методикой, а конвективных (конвективный пароперегреватель, водяной экономайзер, воздухоподогреватель) – конструкторской.

1. ПОРЯДОК ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

1.1 Задание на тепловой расчет, порядок его выполнения

Как было отмечено выше, тепловой расчет парового котла может быть конструктивным и поверочным.

Задача конструктивного теплового расчета котла заключается в выборе компоновки поверхностей нагрева в газоходах котла, определении размеров поверхностей нагрева, обеспечивающих номинальную паропроизводительность котла при заданных номинальных параметрах пара, надежность и экономичность его работы. При этом обеспечение надежности работы поверхностей нагрева предполагает получение расчетных тепловых характеристик, исключающих увеличение максимальной температуры стенки сверх допустимого значения по условиям прочности, а на экономичность работы котла определяющее влияние оказывают температура уходящих газов и присосы холодного воздуха в газовый тракт.

Выполнение конструктивного теплового расчета производится на основании исходных данных, составляющих задание на проект.

Задание должно содержать следующие данные:

- тип парового котла (барабанный или прямоточный, его заводская маркировка);
- номинальную паропроизводительность ($D_{пе}$, т/ч (кг/с)) и параметры перегретого пара (первичного ($P_{пе}$, МПа (бар), $t_{пе}$, °С) и вторичного перегрева);
- месторождение и марку энергетического топлива;
- температуру питательной воды ($t_{пв}$, °С), поступающей в котел после регенеративного подогрева.

При необходимости, кроме указанной информации могут быть заданы и другие характеристики, например способ сжигания твердого топлива (с твердым или жидким шлакоудалением), температуры уходящих газов (J_{yx} , °С) и холодного воздуха (t_{xb} , °С), величина непрерывной продувки, доля рециркуляции газов в топку, условия работы котла (под наддувом или при разрежении в газовом тракте) и прочие.

Температуры уходящих газов (J_{yx} , °С), воздуха на входе в воздухоподогреватель (t_{xb} , °С) и горячего воздуха после воздухоподогревателя ($t_{гв}$, °С) и ряд других характеристик, в случае их отсутствия в задании, как правило, могут быть выбраны проектантом в соответствии с рекомендациями нормативного метода расчета [1].

После выбора расчетных характеристик приступают к созданию общего эскиза проектируемого парового котла. Проектный эскиз котла представляет собой поперечный разрез котла с последовательным расположением вдоль газового тракта поверхностей нагрева с учетом их разделения на пакеты (секции) и с теми упрощениями и отступлениями от исходного типового котла заводского производства, которые оговорены заданием или дополнительно указаны преподавателем.

Для последующего выполнения теплового и конструктивного расчета котла выбирают возможные присосы холодного воздуха по газовому тракту котла и коэффициенты избытков воздуха. Правильный выбор всех расчетных показателей свидетельствует о том, что расчет котла будет выполняться для условий его работы, отвечающих требуемой экономичности.

Поверочный расчет котла или отдельных его элементов выполняется для существующей конструкции с целью определения показателей ее работы при переходе на другое топливо, при изменении нагрузки или параметров пара, а также после проведенной реконструкции поверхностей нагрева. В результате поверочного расчета определяют:

- коэффициент полезного действия парового котла;
- расход топлива;
- температуру продуктов сгорания по газовому тракту, включая температуру уходящих газов;
- температуру рабочей среды (пара, воды) за каждой поверхностью нагрева.

Надежность работы поверхности нагрева устанавливают расчетом ожидаемой температуры стенки и сравнением ее с допустимой для использованного металла. Для выполнения расчета приходится предварительно задаваться температурой уходящих газов и температурой горячего воздуха, правильность выбора которых определяется лишь по завершении расчета.

Задание на поверочный расчет включает в себя практически те же исходные данные, что и при конструктивном расчете, и дополнительно – конструктивные данные поверхностей котла. Поэтому расчету предшествует определение по чертежам геометрических характеристик поверхностей (диаметров и шагов труб, числа рядов труб, размеров проходных сечений для газов и рабочей среды, габаритных размеров газоходов и поверхностей нагрева и т. д.).

При поверочном расчете котла, так же как при конструктивном, вначале определяют объемы и энтальпии воздуха и продуктов сгорания, КПД и расход топлива, а затем выполняют расчет теплообмена в топочной камере и других поверхностях в последовательности, соответствующей их расположению по ходу газов.

При поверочном расчете поверхности нагрева приходится задаваться изменением температуры одной из теплообменивающихся сред (разностью температур на входе и выходе). Этим определяется тепловосприятие поверхности в первом приближении. Далее можно вычислить температуры другой среды на концах поверхности нагрева, температурный напор, скорости газового потока и рабочей среды и все другие величины, необходимые для вычисления тепловосприятия во втором приближении. При расхождении принятого и расчетного тепловосприятий выше допустимого повторяют расчет для нового принятого тепловосприятия. Таким образом, поверочный расчет поверхности нагрева выполняют методом последовательных приближений.

В результате расчета определяют тепловосприятие поверхности, а также температуры и энтальпии сред на входе и выходе из нее.

Конструктивный и поверочный расчеты заканчиваются составлением расчетно-пояснительной записки, которая включает в себя:

- задание на проектирование котла и исходные данные;
- описание проектируемого котла, компоновку его поверхностей с указанием их связей по рабочей среде;
- технические характеристики сжигаемого топлива, обоснование выбора необходимых для расчета величин;
- расчет объемов «энтальпий воздуха и продуктов сгорания»;
- составление теплового баланса парового котла, расчет расхода сжигаемого топлива;
- тепловой или конструктивный расчеты топочной камеры и поверхностей нагрева (для компактности расчет поверхностей может быть сведен в таблицы, где приводятся наименования рассчитываемых величин, их единицы, расчетные формулы и численные значения всех величин, результат расчета);
- сводную таблицу основных результатов теплового расчета.

В записке приводятся краткие пояснения и обоснования выбираемых для расчета значений величин, расчетных формул, порядка выполнения расчета. Расчетная записка должна содержать также используемые в расчете таблицы объемов и энтальпий продуктов сгорания и воздуха, эскизы компоновки поверхностей нагрева парового котла с соблюдением масштабных размеров, тепловую схему котла, схему водопарового тракта (для прямооточного котла) или схему пароперегревателя (для барабанного котла). Расчет конвективных поверхностей нагрева сопровождается построением графиков, иллюстрирующих направления взаимного движения и изменения температур греющих газов и рабочей среды в пределах каждой поверхности нагрева. Эскизная компоновка поверхностей нагрева котла должна иметь основные размеры газоходов (ширину, высоту, глубину) и габаритные размеры поверхностей.

Расчетно-пояснительная записка завершается построением тепловой схемы парового котла и свободной таблицей расчетных величин.

Тепловая схема котла отображает распределение тепловосприятия рабочей среды между поверхностями нагрева котла и устанавливает последовательность их размещения вдоль газового тракта [2]. По оси ординат откладываются значения температур газов и рабочей среды на концах каждой поверхности нагрева (рис. 1.1). В результате тепловая схема дает представление об условиях работы каждой поверхности, позволяет определить температурные напоры и оценить в дальнейшем надежность работы металла поверхностей нагрева.

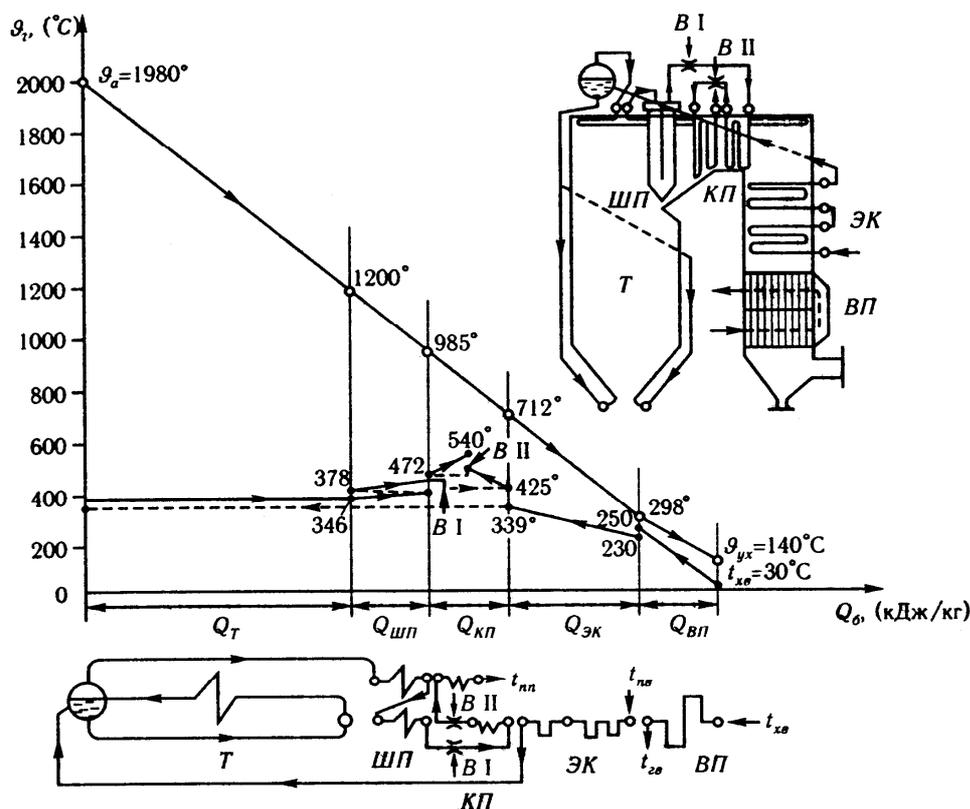


Рис. 1.1. Тепловая схема барабанного парового котла: Т – топочная камера; ШП, КП – ширмовый и конвективный пароперегреватели; ЭК – водяной экономайзер; ВП – воздухоподогреватель; В – впрыскивающий пароохладитель

Сводная таблица расчетных величин должна содержать основные показатели, характеризующие условия работы каждой поверхности нагрева: температуры газов и рабочей среды на концах поверхности нагрева, средние скорости газов и рабочей среды, коэффициенты теплопередачи, температурные напоры, расчетные тепловые напряжения и размер поверхности нагрева.

1.2. Расчетные характеристики энергетических топлив

Ископаемые твердые топлива разделяются на угли, горючие сланцы и торф. Жидким топливом, в основном, является мазут, из газообразных топлив в ряде районов как основное, а в остальных случаях как замещающее топливо электростанций используется природный газ.

В зависимости от теплоты сгорания влажной беззольной массы топлива и выхода летучих веществ угли разделяются на четыре типа: бурые, каменные, полуантрациты и антрациты.

Бурые угли по содержанию влаги в рабочей массе топлива разделяются на три группы: Б1 ($W^p > 40\%$), Б2 ($W^p = 30-40\%$), Б3 ($W^p < 30\%$).

Каменные угли отличаются более глубокой углефикацией исходного органического вещества и имеют в связи с этим более высокую теплоту сгорания. В зависимости от выхода летучих веществ, свойств спекаемости органической массы угля при высоких температурах и наличия жирных смолистых веществ в исходном топливе каменные угли разделяются на несколько марок (табл. 1.1).

Угли со спекающимся коксом используются в доменном производстве. Они предварительно обогащаются (отделяется минеральная часть вместе с угольной мелочью). Обогащенный угольный концентрат направляется на коксование, а отделенные мелкие фракции топлива с повышенной зольностью ($A^c > 40\%$) сжигаются на электростанциях. Их называют промежуточным продуктом обогащения. Применяют так называемые «мокрый» и «сухой» способы обогащения топлива. В первом случае продукт обогащения называется шламом, во втором – отсевом.

Таблица 1.1

Маркировка каменных углей [3]

Наименование марок угля	Обозначение	Выход летучих веществ на горючую массу, V^r , %
Длиннопламенный	Д	>35
Газовый	Г	>35
Газовый жирный	ГЖ	27–37
Жирный	Ж	27–37
Коксовый жирный	КЖ	25–31
Кокосовый	К	18–27
Коксовый второй	К2	17–25
Слабоспекающийся	СС	25–37
Отощенный спекающийся	ОС	14–22
Тощий	Т	8–17

К антрацитам (обозначение – А) относят угли с наиболее высокой степенью углекислотности и низким выходом летучих веществ – менее 9%. К полуантрацитам (обозначение – ПА) относят угли, переходные от каменных углей к антрацитам. Ископаемые угли по крупности кусков при сортировке разделяются на классы (табл. 1.2).

На электростанцию поступает топливо разной крупности, представляющее собой смесь нескольких классов, например СШ – «семечко со штыбом», т. е. уголь с размером фракций от 13 мм и менее, МСШ – угольная мелочь с размером фракций менее 25 мм. К твердым ископаемым топливам относятся также горючие сланцы, представляющие собой минеральные породы, пропитанные горючими органическими веществами. Горючие сланцы в минеральной части содержат заметное количество карбонатов, разлагающихся при высокой температуре с выделением диоксида углерода. Поэтому кроме зольности горючих сланцев ($A^p = 40–45\%$) отдельно указывается выделение диоксида углерода в процентах от рабочей массы ($CO_2^k = 14–15\%$).

Таблица 1.2

Классификация углей по размеру кусков (ГОСТ 19242-73)

Класс	Условное обозначение	Размер кусков, мм
Плитный	П	Более 100
Крупный	К	50–100
Орех	О	25–50
Мелкий	М	13–25
Семечко	С	6–13
Штыб	Ш	Менее 6
Рядовой	Р	0–200

Расчетные характеристики энергетических твердых, жидких и газообразных топлив приведены в табл. 1.3–1.5. Приведенные справочные данные относятся к средним показателям добываемого топлива.

Изменение состава рабочей массы по сравнению со средним, приведенным в табл. 1.3, чаще всего связано с колебаниями зольности и влажности добываемых твердых топлив от расчетных значений. В этом случае изменяется теплота сгорания топлива и связанные с ней объемы и энтальпии образующихся газов и расход воздуха на сжигание топлива.

Пересчет низшей теплоты сгорания рабочей массы топлива (МДж/кг) с начальной влажностью W_1^p на массу с влажностью W_2^p или с начальной зольностью A_1^p на зольность A_2^p производится по формуле:

$$Q_{н2}^p = (Q_{н1}^p + 0,025W_2^p)k - 0,025W_2^p, \quad (1.1)$$

где $k = \frac{100 - W_2^p}{100 - W_1^p}$ – при изменении только влажности; $k = \frac{100 - A_2^p}{100 - A_1^p}$ – при изменении толь-

ко зольности; $k = \frac{100 - W_2^p - A_2^p}{100 - W_1^p - A_1^p}$ – при одновременном изменении влажности и зольности;

При сжигании топлива, состав которого не указан в таблицах, его расчетные характеристики устанавливают на основании анализов проб.

1.3. Выбор способа шлакоудаления и типа углеразмольных мельниц

1.3.1. Способы шлакоудаления при сжигании твердого топлива

В топочной камере можно организовать сжигание топлив с твердым и жидким шлакоудалением.

Твердое шлакоудаление неизбежно при сжигании топлив с тугоплавкой золой (при температуре начала жидкоплавкого состояния ($t_3 > 1400$ °С). Оно целесообразно также и для топлив с умеренными значениями температуры t_3 , но при относительно небольшой зольности этих топлив (приведенная зольность $A^n < 1$ % кг/МДж*) и высоком выходе летучих веществ ($V^r > 25$ %), поскольку небольшое количество летучей золы в продуктах сгорания не ограничивает скорости газов в газоходах и не приводит к ощутимому удорожанию золоулавливающих устройств, а потери с недожогом топлива q_4 ввиду значительного выхода летучих остаются низкими. Топки с твердым шлакоудалением имеют более низкие тепловые напряжения и температуру газов в зоне ядра горения, что обеспечивает снижение уровня образования токсичных выбросов, в частности оксидов азота. Диапазон рабочих нагрузок для топок с твердым шлакоудалением зависит от реакционной способности топлива (выхода летучих веществ V^r). Минимальная устойчивая нагрузка обычно составляет $D_{мин} = 30-50$ % $D_{ном}$.

Жидкое шлакоудаление применяют для сжигания малореакционных углей (антрацитов, полуантрацитов, тощих и слабоспекающихся каменных углей при выходе летучих веществ $V^r < 25$ %), оно рекомендуется при сжигании шлакующих каменных и бурых углей (типа канско-ачинских бурых углей, кузнецких каменных углей и донецкого ГСШ), отличающихся повышенным количеством относительно легкоплавкой золы ($t_3 = 1150-1300$ °С). Организация жидкого шлакоудаления с высоким уровнем температуры горения топлива обеспечивает при малом выходе летучих веществ заметное уменьшение потерь топлива с недожогом, а в случае сжигания высокзольных топлив позволяет облегчить борьбу с шлакованием и износом конвективных поверхностей. В результате повышается надежность и экономичность работы котла, однако необходимо принимать специальные меры для снижения образования токсичных газов (NO_x , SO_x и др.) в зоне высоких температур, что дополнительно ограничивает применение жидкого шлакоудаления.

* Приведенной называется зольность, %·кг/МДж, топлива в процентах, отнесенная к 1 МДж теплоты сгорания, где $A^n = A^p / Q^p$. Приведенная влажность и сернистость определяются аналогично.

Теплотехнические характеристики твердых энергетических топлив

Бассейн, месторождение	Марка, класс	Состав рабочей массы топлива, %							Выход летучих, V^r , %	Теплота сгорания, Q_n^p , кДж/кг	Кoeffи- циент раз- молоспо- собности, $k_{до}$	Температурные характеристики золы, °С		
		W^p	A^p	S^p	C^p	H^p	N^p	O^p				t_1	t_2	t_3
Россия, Украина														
Донецкий	Д, Р	13,0	27,8	2,9	44,1	3,3	0,9	8,0	43,0	17250	1,28	1000	1200	1280
Донецкий	Д, отсеv	14,0	28,4	3,4	42,6	3,2	0,9	7,5	44,0	16710	1,25	1100	1250	1350
Донецкий	Д, конц.	14,0	24,9	2,6	46,4	3,4	1,0	7,7	42,0	17880	1,2	990	1100	1200
Донецкий	Г, Р	10,0	28,8	3,0	48,3	3,4	0,9	5,6	40,0	18920	1,25	1050	1200	1280
Донецкий	Г, отсеv	11,0	29,4	3,5	46,5	3,3	0,9	5,4	41,0	18210	1,35	1150	1250	1280
Донецкий	Г, конц.	13,0	14,8	2,4	57,8	3,8	1,1	7,1	39,0	23030	1,25	1000	1220	1280
Донецкий	Г, пром.	12,0	35,2	2,9	40,1	3,0	0,8	6,0	42,0	15740	1,2	1200	1340	1380
Донецкий	Г, шлам	20,0	33,6	2,5	35,5	2,6	0,7	5,1	42,0	13610	–	1180	1350	1400
Донецкий	Ж, Р	6,0	30,1	2,5	53,4	3,3	1,0	3,7	32,0	21140	1,5	1000	1200	1270
Донецкий	ОС, Р	5,0	26,6	2,8	59,5	3,1	1,0	2,0	19,0	23240	1,9	1100	1250	1300
Донецкий	ОС, пром.	12,0	37,0	2,6	41,1	2,7	0,8	3,8	20,0–33,0	16120	1,5	1050	1200	1250
Донецкий	ОС, шлам	15,0	34,8	2,4	40,6	2,6	0,8	3,8	20,0–33,0	15,91	1,5	1180	1350	1400
Донецкий	Т, Р	6,0	32,0	2,2	55,2	2,5	1,0	1,1	12,0	20600	1,8	1120	1200	1250
Донецкий	А, СШ	8,5	34,8	1,5	52,2	1,0	0,5	1,5	4,0	18230	0,95	1110	1210	1240
Донецкий	А, шлам	20,0	36,0	1,2	40,3	0,8	0,3	1,4	5,0	13630	0,95	1130	1240	1260
Украина														
Новомосковское	ЗБ, Д	25,0	15,0	1,4	44,4	3,2	0,8	10,2	43,0	16750	1,1	1080	1120	1130
Новомосковское	Д, Г	22,5	15,5	1,4	46,5	3,3	0,9	9,9	42,0	17580	1,1	1060	1120	1135
Привольнянское	Д	13,0	21,8	2,8	49,9	3,6	1,0	7,9	42,0	19680	1,3	1100	1200	1280
Северо-Александровские	Д, Г	14,0	21,5	3,0	48,2	3,3	1,0	9,0	41,0	18760	1,2	1150	1210	1250
Успенковские 1-4	Д, Г	14,0	23,2	2,0	48,4	3,3	1,3	7,8	42,0	18460	1,25	–	–	–
Новосветловское	Г	11,0	22,3	3,1	52,0	3,7	1,1	6,8	44,0	20520	1,25	1150	1210	1250
Светлановский	Г	10,0	28,8	2,8	49,0	3,3	1,1	5,0	38,0	19480	1,2	1100	1250	1300
Чапаевский рудник	Г	11,0	22,3	3,0	53,4	3,7	1,1	5,5	40,0	21100	1,3	1180	1240	1300
Угледорский Восточный	Т, А	5,0	24,7	2,4	62,7	2,7	1,1	1,4	7,5	23700	1,6	1060	1250	1300
Ольховатский	А	5,0	24,7	2,2	64,1	2,2	1,2	0,6	7,0	23570	1,0	1040	1220	1300
Володарский рудник	А	7,5	20,4	1,8	68,1	0,9	0,5	0,8	3,0	23030	0,95	1100	1170	1230
Миусский 1-2	А	6,0	24,4	2,0	63,5	2,1	0,8	1,2	4,0-7,0	23450	1,0	1040	1220	1300

Примечание: пром. – промпродукт, конц. – концентрат

Продолжение таблицы 1.3

Бассейн, месторождение	Марка, класс	Состав рабочей массы топлива, %							Выход летучих, V^r , %	Теплота сгорания, Q_n^p , кДж/кг	Кoeffи- циент раз- молоспо- собности, $k_{до}$	Температурные характеристики золы, °С		
		W^p	A^p	S^p	C^p	H^p	N^p	O^p				t_1	t_2	t_3
Россия														
Кузнецкий	Д, Р, СШ	11,5	15,9	0,4	56,4	4,0	1,9	9,9	40,5	21900	1,1	1160	1310	1440
Кузнецкий	Г, Р, СШ	8,5	16,9	0,4	60,1	4,2	2,0	7,9	39,5	23570	1,2	1170	1300	1390
Кузнецкий	Г, пром.	13,0	28,7	0,6	46,6	3,4	1,8	5,9	41,5	18090	1,5	1170	1270	1340
Кузнецкий	Г, шлам	21,5	10,2	0,5	54,3	3,9	1,6	8,0	40,5	20980	1,0	1110	1180	1220
Кузнецкий	1 СС, Р	9,0	18,2	0,4	60,8	3,6	1,5	6,5	31,0	23400	1,4	1190	1370	1440
Кузнецкий	2СС, Р	8,5	16,5	0,4	66,0	3,5	1,6	3,5	20,0	25330	1,4	1190	1370	1460
Кузнецкий	Т, Р, СШ	7,0	14,6	0,5	70,2	3,0	1,7	3,0	12,5	25120	1,4	1220	1350	1410
Кузнецкий	Ж, пром.	6,0	39,5	0,7	45,2	3,1	1,6	3,9	37,0	17710	1,2	1150	1300	1380
Кузнецкий	К, пром.	8,5	33,9	0,3	49,5	2,8	1,4	3,6	24,0	19010	1,3	1170	1340	1420
Кузнецкий	А, Р	10,0	16,2	0,4	68,8	1,5	0,8	2,3	5,0	24160	1,2	1160	1370	1460
Казахстан														
Карагандинский	К, Р	9,0	34,6	0,7	46,8	2,9	0,8	5,2	28,0	18130	1,4	1300	1480	>1500
Карагандинский	К, конц.	10,0	20,7	0,8	59,3	3,6	1,0	4,6	27,0	22900	1,4	1180	1400	1430
Куучекинское	2К, Р	7,0	40,9	0,6	44,1	2,8	0,8	3,8	21,0	16580	1,3	1270	>1500	>1500
Борлинское	2К, Р	7,5	40,7	0,6	41,8	2,8	0,7	5,9	31,0	16120	1,3	1270	>1500	>1500
Экибастузский, 1-я гр.	СС, Р	6,5	36,9	0,7	44,8	3,0	0,8	7,3	25,0	17380	1,3	1270	>1500	>1500
Экибастузский, 2-я гр.	СС, Р	5,0	45,6	0,6	38,4	2,7	0,8	6,9	25,0	14610	1,3	1180	>1500	>1500
Кушмурунское	2Б, Р	37,0	14,5	1,5	34,0	2,5	0,6	9,9	48,5	12230	0,9	1180	1280	1360
Приозерное	2Б, Р	36,0	14,7	0,6	34,7	2,5	0,5	11,0	48,2	12310	1,0	1200	1290	1370
Орловское	2Б, Р	34,0	19,1	0,9	32,2	2,2	0,6	11,0	45,0	11350	1,1	1200	1320	1380
Шоптыкольское	3Б, Р	18,0	24,6	0,5	41,6	3,0	0,6	11,7	41,0	15620	1,0	1200	1400	1490
Россия														
Подмосковный	2Б, Р	32,1	30,6	2,5	24,3	1,9	0,4	8,2	48,0	8670	1,75	1350	1500	1500
Интинское	Д, Р	11,5	28,8	2,5	44,2	2,9	1,5	8,6	40,0	16870	1,4	1050	1220	1300
Воркутинское	Ж, Р	8,0	29,4	1,0	52,6	3,3	1,5	4,2	33,0	20770	1,4	1050	1240	1360
Украина														
Вольнское	Г, Р	10,0	27,0	2,8	49,8	3,3	0,9	6,2	39,0	19470	1,2	1100	1200	1230
Межреченское	ГЖ, Р	8,0	32,2	2,8	48,7	3,3	0,7	4,3	36,0	19380	1,3	1130	1200	1230

Продолжение таблицы 1.3

Бассейн, месторождение	Марка, класс	Состав рабочей массы топлива, %							Выход летучих, V^r , %	Теплота сгорания, Q_n^p , кДж/кг	Кoeffи- циент раз- молоспо- собности, $k_{ло}$	Температурные характеристики золы, °С		
		W^p	A^p	S^p	C^p	H^p	N^p	O^p				t_1	t_2	t_3
Россия														
Кизеловский	Ж, Р	6,0	32,0	5,3	48,6	3,5	0,6	4,0	43,0	19680	1,0	1160	1330	1380
Кизеловский	Г, Р	7,5	37,9	4,3	41,5	3,2	0,5	5,1	45,0	16710	1,1	1280	1400	1460
Челябинский	ЗБ, Р	17,0	35,7	0,8	33,6	2,5	0,9	9,5	44,0	12560	1,3	1180	1370	1450
Волчанское	ЗБ, Р	22,0	35,1	0,2	27,5	2,1	0,5	12,6	47,0	9520	1,2	1180	1430	1500
Бабаевское	1Б, Р	56,0	10,1	0,9	23,2	2,1	0,2	7,5	65,0	8100	1,0	1160	1270	1340
Тульганское	1Б, Р	52,0	14,4	0,4	22,2	2,1	0,3	8,6	65,5	7450	1,0	1180	1330	1410
Грузия														
Ткибульское	Д, МСШ	13,0	34,8	2,0	37,3	3,1	0,5	9,3	46,0	14700	1,37	1460	1470	1480
Ткибульское	Г, Р	15,0	25,5	1,7	44,9	3,5	0,9	8,5	44,0	17080	1,35	1450	1470	1480
Ткварчельское	Ж, пром.	11,5	35,0	1,3	42,5	3,2	0,9	5,6	36,0	16310	1,4	1450	>1500	>1500
Узбекистан														
Ангренское	2Б, СШ	34,5	14,4	1,3	39,1	1,9	0,2	8,6	33,5	13440	1,9	1160	1300	1320
Шаргуньское	СС, СШ	6,0	17,4	0,7	65,0	3,4	0,5	7,0	22,0	25950	1,1	1100	1240	1290
Киргизия														
Кок-Янгак	Д, СШ	10,5	18,8	1,3	56,2	3,3	0,7	9,2	34,0	21310	1,35	1100	1440	1460
Таш-Кумыр	Д, СШ	14,5	25,7	1,1	44,6	2,9	0,7	10,5	41,0	16660	1,3	1275	1335	1360
Сулюктинское	ЗБ, СШ	22,0	16,4	0,5	47,7	2,5	0,4	10,5	33,0	17000	1,3	1120	1230	1250
Кызыл-Кия	ЗБ, СШ	28,0	13,0	1,2	45,4	2,4	0,5	9,5	35,0	16160	1,3	1100	1250	1260
Кара-Киче	ЗБ	19,0	8,1	0,8	55,0	3,1	0,6	13,4	37,0	19800	1,25	1150	1300	1315
Таджикистан														
Шураб 1/2	ЗБ, Р	21,0	25,3	0,9	40,8	1,8	0,4	9,8	37,0	14240	1,35	1150	1230	1290
Шураб 8	ЗБ, СШ	28,0	17,3	1,3	42,7	1,7	0,4	8,6	33,0	14570	1,3	1130	1180	1260
Россия														
Ирша-Бородинское	2Б, Р	33,0	7,4	0,2	42,6	3,0	0,6	13,2	47,0	15280	1,15	1180	1210	1230
Назаровское	2Б, Р	39,0	7,9	0,4	37,2	2,5	0,5	12,5	47,0	12850	1,0	1200	1220	1240
Березовское	2Б, Р	33,0	4,7	0,2	44,2	3,1	0,4	14,4	48,0	15660	1,3	1270	1290	1310
Боготольское	1Б	44,0	6,7	0,5	34,3	2,4	0,3	11,8	48,0	11810	1,25	1150	1170	1190
Абанское	2Б	33,5	8,0	0,4	41,5	2,9	0,6	13,1	48,0	14740	1,2	1140	1160	1180
Барандатское	2Б	37,0	4,4	0,2	41,9	2,9	0,4	13,2	48,0	14820	1,2	1300	1320	1340

Продолжение таблицы 1.3

Бассейн, месторождение	Марка, класс	Состав рабочей массы топлива, %							Выход летучих, V^r , %	Теплота сгорания, Q_n^p , кДж/кг	Кoeffи- циент раз- молоспо- собности, $k_{ло}$	Температурные характеристики золы, °С		
		W^p	A^p	S^p	C^p	H^p	N^p	O^p				t_1	t_2	t_3
Россия														
Итатское	1Б	40,5	6,8	0,4	36,6	2,6	0,4	12,7	48,0	12810	1,2	1200	1220	1240
Черногорское	Д, Р, СШ	14,0	21,5	0,5	49,7	3,3	1,3	9,7	42,0	18840	1,05	1180	1210	1420
Черемховское	Д, Р, СШ	15,0	29,8	0,9	42,5	3,1	0,6	8,1	47,0	16410	1,3	1170	1320	1430
Азейское	ЗБ, Р	25,0	16,5	0,5	42,7	3,1	0,9	11,3	48,0	15990	1,1	1200	1340	1420
Каахемское	Г, Р	5,0	14,3	0,4	65,0	4,8	1,0	9,5	46,0	25410	1,6	1130	1200	1240
Гусиноозерское	ЗБ, Р	26,0	18,5	0,4	39,4	2,8	0,6	12,3	43,0	14320	1,3	1150	1260	1330
Букачачинское	Г, Р	9,0	13,7	0,5	63,4	4,3	0,8	8,3	42,0	24570	1,35	1170	1300	1330
Татауровское	2Б, Р	33,0	10,7	0,2	41,1	2,8	0,7	11,5	45,0	14690	1,2	1140	1160	1180
Харанорское	1Б, Р	40,0	13,2	0,3	33,5	2,2	0,5	10,3	44,0	11390	1,15	1170	1270	1360
Тарбагатайское	ЗБ, Р	31,5	15,4	1,8	41,4	3,0	0,9	6,0	45,0	15780	1,1	1100	1300	1350
Артемовское	ЗБ, Р	23,0	33,1	0,3	29,4	2,5	0,6	11,0	50,0	11140	0,95	1290	>1500	>1500
Партизанское	Г, Р	5,5	34,0	0,4	49,8	3,2	0,8	6,3	36,0	19470	1,5	1220	>1500	>1500
Партизанское	Ж, Р	5,5	32,1	0,4	52,7	3,2	0,7	5,4	31,0	20520	1,5	1150	1400	1470
Партизанское	Т, Р	5,0	28,5	0,5	58,8	2,7	0,7	3,8	12,0	22190	1,5	1160	1310	1370
Ургальское	Г, Р	10,0	31,1	0,4	46,6	3,4	0,8	7,7	42,0	18040	1,3	1200	1500	>1500
Райчихинское	2Б, Р	37,0	13,9	0,3	34,9	2,1	0,5	11,3	43,0	11720	1,35	1150	1240	1340
Липовецкое	Д, Р	8,0	36,8	0,4	41,7	3,2	0,5	9,4	50,0	16540	1,2	1450	>1500	>1500
Ретиховское	1Б, Р	36,0	25,0	0,3	25,9	2,1	0,5	10,2	56,0	9040	1,1	1170	1420	1500
Павловское	1Б, Р	41,5	19,6	0,4	25,7	2,3	0,3	10,2	58,0	9130	1,1	1180	1450	>1500
Бикинское	1Б, Р	41,0	23,0	0,3	23,8	1,9	0,6	9,4	53,0	7830	1,15	1240	1450	>1500
Сангарское	Д, Г, Р	10,0	16,2	0,4	58,3	4,3	0,8	10,0	50,0	23400	1,3	1130	1170	1200
Нерюнгринское	ЗСС, Р	10,0	19,8	0,2	60,0	3,1	0,6	6,3	20,0	22480	2,0	1240	1340	1400
Аркагалинское	Д, Р	17,0	17,4	0,3	48,9	3,3	0,7	12,4	41,0	18000	1,0	1120	1220	1360
Галимовское	А, Р	10,0	20,7	0,6	63,7	1,6	0,8	2,6	5,5	22480	1,8	1200	>1500	>1500
Анадырское	ЗБ, Р	22,0	13,3	0,6	47,9	3,7	0,7	11,8	47,0	17920	1,1	1250	1460	>1500
Сахалинское	Д, Р	11,0	24,0	0,3	49,4	3,8	1,1	10,4	49,0	19550	0,9	1140	1300	1360
Эстон-сланец	сланец	12,0	44,4	1,4	19,9	2,6	0,1	2,9	90	9000	2,5	1120	1400	1430
Кашпирское	сланец	14,0	58,9	2,4	10,9	1,4	0,3	3,8	80,0	4600	2,5	1110	1140	1170
Росторф	фрезторф	50,0	6,3	0,1	24,7	2,6	1,1	15,2	70,0	8120	–	1140	1280	1350

Теплотехнические характеристики жидких топлив

Марка топлива	Класс	Состав рабочей массы топлива, %						Теплота сгорания, Q_n^p , кДж/кг
		W^p	A^p	S^p	C^p	H^p	N^p	
Мазут 40 и 100	низкосернистый	0,15	0,03	0,39	87,33	11,9	0,20 ^{*)}	41680
Мазут 40 и 100	малосернистый	0,20	0,03	0,85	86,58	12,04	0,30 ^{*)}	40530
Мазут 40 и 100	сернистый	0,49	0,05	1,8	85,71	1,45	0,50 ^{*)}	39570
Мазут 40 и 100	высокосернистый	1,00	0,06	2,55	85,04	10,64	0,71 ^{*)}	39060

^{*)} для расчетов принимать как кислород

Теплотехнические характеристики газообразных топлив

Газопровод	Состав газа по объему, %									Теплота сгорания, Q_n^p , кДж/м ³
	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}	C_6H_{14}	CO_2	N_2	H_2S	
Уренгой – Надым – Пунга – Ухта	98,72	0,12	0,01	<0,01	–	–	0,14	1,0	–	35500
Уренгой – Ужгород	98,90	0,12	0,01	0,01	–	–	<0,06	0,9	–	35590
Уренгой-Сургут – Челябинск	98,24	0,29	0,20	0,09	0,04	–	0,14	1,0	–	35800
Н.Новгород-Иваново – Череповец	98,99	0,25	0,04	0,02	–	–	0,1	0,6	–	35750
Бухара – Урал	94,24	3,00	0,89	0,39	0,17	0,13	0,28	0,9	–	37560
Средняя Азия – Центр	94,08	2,80	0,73	0,30	0,07	0,02	1,00	1,0	–	36760
Саратов – Москва	90,29	2,80	1,10	0,75	0,34	0,20	0,32	4,2	–	37010
Мострансгаз (кольцо)	96,57	1,40	0,40	0,18	0,07	0,03	0,15	1,2	–	36300
Оренбург – Александров Гай	86,43	3,90	1,72	0,87	0,30	0,07	0,01	6,7	–	36800
Серпухов – Ленинград	89,70	5,20	1,70	0,50	0,10	–	0,10	2,7	–	37430
Промысловка – Астрахань	97,10	0,30	0,10	–	–	–	0,10	2,4	–	35040
Каменный Лог – Пермь	38,70	22,60	10,70	2,70	0,70	–	–	23,8	0,8	42370
Ярино – Пермь	38,00	25,10	12,50	3,30	1,30	–	–	18,7	1,1	46890
Кулешовка – Самара	58,00	17,20	7,40	2,00	0,50	–	0,80	13,6	0,5	41740
Безенчук – Чапаевск	42,70	19,60	12,60	5,10	1,30	–	1,00	16,9	0,8	46980
Туймазы – Уфа	50,00	22,00	9,80	1,20	0,40	–	–	16,6	–	43040
Казань – Бугульма – Альметьевск	53,60	22,80	6,10	0,90	0,20	–	0,20	15,8	–	40610

Топки с жидким шлакоудалением могут быть как однокамерными открытыми, с утеплением нижней части стен и пода внутренней футеровкой, с встречным расположением низкоопущенных горелок, так и однокамерными с пережимом и утеплением камеры горения до пережима. Топки с жидким шлакоудалением обеспечивают вытекание жидкого шлака в диапазоне нагрузок 60–100 % $D_{ном}$ для бурых и каменных углей и 70–100 % $D_{ном}$ – для малореакционных топлив и окисленных кузнецких каменных углей открытой добычи.

1.3.2. Выбор типа углеразмольных мельниц

Выбор типа углеразмольных мельниц определяется размолоспособностью топлива, выходом летучих веществ, требуемой тонкостью пыли (см. табл. 1.6).

Таблица 1.6

К выбору типа углеразмольных мельниц [2]

Топливо	Коэффициент размолоспособности, $k_{ло}$	Выход летучих веществ, V^r , %	Рекомендуемый тип мельницы	Замещающий тип мельницы	Тонкость пыли, R_{90} , %
Антрацит и ПА	>1	–	ШБМ	–	4–7
Каменный уголь	<1,1	нет ограничений	ШБМ	–	10–25
Отходы обогащения	<1,2	нет ограничений	ШБМ	–	15–25
Отходы обогащения*	>1,2	нет ограничений	ШБМ	ММ	15–25
Каменный уголь	>1,1	$12 < V^r < 24$	СМ**	ШБМ, ММ	8–14
Каменный уголь	>1,1	$24 < V^r < 35$	СМ	ММ	15–25
Каменный уголь	>1,1	$V^r > 35$	СМ	ММ	25–30
Бурые угли с приведенной влажностью:					
менее 3,6 %·кг/МДж	нет ограничений		ММ	МВ	60
Более 3,6 %·кг/МДж	нет ограничений		МВ	ММ	55
Сланцы и фрезерный торф	нет ограничений		ММ	МВ	60

* Для углей с высоким содержанием серы ($S^p > 6\%$) применяются только ШБМ.

** Для углей с $A^c > 30\%$ СМ применять не рекомендуется

Наиболее универсальными из всех типов мельниц являются шаровые барабанные мельницы (ШБМ). Однако ШБМ по сравнению с другими мельницами требуют большей затраты металла на изготовление и имеют более высокую начальную стоимость. Кроме того, ШБМ расходуют больше энергии на размол и пневмотранспортировку пыли, чем другие виды мельниц, и в связи с этим имеют более низкие экономические показатели пылеприготовления. Поэтому они используются прежде всего для тонкого размола топлив с малым выходом летучих веществ ($R_{90} = 10–25\%$), для размола многозольных и трудно-размалываемых топлив, где применение других типов мельниц становится невозможным.

Молотковые мельницы (ММ) имеют высокие экономические показатели при относительно грубом размоле топлива ($R_{90} > 40\%$) с высоким выходом летучих (бурые угли и каменные при $V^r > 28\%$). Они используются в системах с прямым вдуванием топлива и могут работать под наддувом.

Валковые среднеходные мельницы (СМ) применяются для размола каменных и маловлажных бурых углей, однако они очень чувствительны к попаданию вместе с топливом

посторонних металлических предметов и быстро изнашиваются при размоле топлива с повышенной абразивностью. Вместе с тем среднеходные мельницы успешно применяются на размоле высокозольных каменных углей типа экибастузских, минеральная часть которых слабоабразивна. Они применяются в пылесистемах с прямым вдуванием.

Мельницы-вентиляторы (МВ) используются для размолу высоковлажных бурых углей с предварительной сушкой их топочными газами в специальной шахте.

1.4. Выбор расчетных температур

Температура уходящих газов оказывает решающее влияние на экономичность работы парового котла, так как потеря теплоты с уходящими газами является при нормальных условиях эксплуатации наибольшей даже в сравнении с суммой других потерь. Снижение температуры уходящих газов на 12–16 °С приводит к повышению КПД котла примерно на 1 %. Однако глубокое охлаждение газов требует увеличения размеров конвективных поверхностей нагрева и во многих случаях приводит к усилению низкотемпературной коррозии.

Определенное влияние на выбор температуры уходящих газов оказывает также температура питательной воды, значение которой зависит от рабочего давления. С ее ростом увеличивается КПД термодинамического цикла, а КПД котла падает. Температуры уходящих газов и питательной воды должны быть выбраны такими, чтобы сумма эксплуатационных и капитальных затрат была минимальной.

Продукты сгорания высоковлажных топлив из-за повышенного объема газов требуют для своего охлаждения увеличенных размеров конвективных поверхностей, поэтому при сжигании влажных топлив экономически оправдывается более высокая температура уходящих газов.

В любом случае оптимальные температуры уходящих газов для различных топлив и параметров пара котла устанавливаются на основании технико-экономических расчетов.

Рекомендуемые значения температуры уходящих газов ϑ_{yx} для различных видов топлив приведены в табл. 1.7. Высокая температура уходящих газов при сжигании сернистых мазутов обусловлена защитой воздухоподогревателя от интенсивной низкотемпературной коррозии.

Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель $t'_{вп}$ выбирается на уровне, предотвращающем развитую сернокислотную коррозию металла и забивание низкотемпературной части поверхности нагрева липкими отложениями. Таким образом, выбор $t'_{вп}$ зависит от влажности топлива и его сернистости. Рекомендуемые значения $t'_{вп}$ приведены также в табл. 1.7. Выбор температуры $t'_{вп}$ при сжигании твердого топлива прежде всего определяется его влажностью, но при этом следует учитывать и содержание серы в рабочей массе. Так, если твердое топливо окажется сухим ($W^u < 0,7$), а $S^p > 2$, то выбирать $t'_{вп}$ надо из условия исключения сернокислотной коррозии.

Предварительный подогрев воздуха от 20–30 до 50 °С обычно осуществляют рециркуляцией части горячего воздуха на всас дутьевых вентиляторов. Более высокую температуру получают подогревом воздуха в паровых или водяных калориферах, установленных перед воздухоподогревателем. В первом случае подогрев воздуха происходит за счет теплоты продуктов сгорания собственно котла («внутренней» теплоты), поэтому в уравнении теплового баланса этот подогрев не учитывается, а расчет потерь теплоты с уходящими газами производится от $t_{xb} = 20–30$ °С. В случае калориферного подогрева воздуха отборным паром турбины (внешний подогрев) потери теплоты с уходящими газами также считаются по отношению к $t_{xb} = 20–30$ °С, однако располагаемая теплота топли-

ва в уравнении теплового баланса увеличивается на теплоту подогрева воздуха от $t_{хв}$ до $t'_{вп}$ (см. стр. 40, формула (5.3)).

При содержании серы в рабочей массе мазута более 2 % или в рабочей массе твердого топлива более 3 % необходима дополнительная проверка надежности работы холодной части воздухоподогревателя с позиции исключения интенсивной сернокислотной коррозии. В этих целях минимальная температура стенки металла воздухоподогревателя должна составлять $t_{ст}^{мин} = 115-125$ °С (большее значение – при сжигании мазута с $\alpha_T > 1,03$).

Рекомендуется определять значение $t_{ст}^{мин}$ в зависимости от типа воздухоподогревателя и предварительно выбранных температур уходящих газов и воздуха на входе в воздухоподогреватель:

для регенеративного воздухоподогревателя

$$t_{ст}^{мин} = 0,5(\vartheta_{yx} + t'_{вп}) - 5; \quad (1.2)$$

для трубчатого воздухоподогревателя

$$t_{ст}^{мин} = t'_{вп} + 0,35(\vartheta_{yx} - t'_{вп}); \quad (1.3)$$

При $t_{ст}^{мин} < 110$ °С во всех случаях наблюдается интенсивная коррозия поверхности нагрева. Если расчетные по (1.2) или (1.3) не удовлетворяют требованиям надежной эксплуатации, необходимо несколько увеличить выбранные температуры $t'_{вп}$ и ϑ_{yx} .

Таблица 1.7

Расчетные температуры уходящих газов и воздуха перед воздухоподогревателем

Топливо	Температура уходящих газов ϑ_{yx} , °С		Температура воздуха $t'_{вп}$, °С
	Высокое давление $p = 8-18$ МПа, $t_{пв} = 215-235$ °С	Сверхкритическое давление $p = 25,5$ МПа, $t_{пв} = 260-270$ °С	
Низкорреакционные угли марок А, ПА, Т	120–130	130–140	20–30
Каменные угли	130–140	130–140	20–30
Бурые угли марки БЗ	140–145	145–150	30–40
марки Б2	145–150	150–160	40–50
марки Б1	150–160	160–170	60–70
Горючие сланцы	140–150	–	40–50
Торф	150–160	–	50–60
Мазут сернистый ($S^p = 0,5-2\%$)	130–140	130–140	50–70
Мазут высокосернистый, нефть, ($S^p > 2\%$)	150–160	150–160	70–90
Природный и попутный газ	110–120	120–130	20–30

Температура горячего воздуха при сжигании твердых топлив определяется не только характеристиками топлива, но и организацией его сжигания (табл. 1.8).

Количество поступающего в зону горения воздуха по массе в несколько раз превосходит массу топлива. Недостаточный подогрев воздуха может затормозить воспламенение топлива и привести к значительному недожогу. Так, для топлив с относительно ма-

лым выходом летучих веществ ($V^r < 25\%$) раннее воспламенение и низкий механический недожог достигаются при температуре горячего воздуха не ниже $300\text{ }^\circ\text{C}$.

Более низкий подогрев воздуха по условиям горения ($250\text{--}300\text{ }^\circ\text{C}$) допустим для топлив с высоким выходом летучих ($V^r > 25\%$). Исключение составляют сыльновлажные топлива, требующие использования для работы пылесистемы высокотемпературного сушильного агента. Последний можно получить путем смешения части горячих топочных газов с воздухом. Тогда допустимо некоторое снижение подогрева воздуха в воздухоподогревателях. Так, при влажности топлива $W^n \leq 2\% \cdot \text{кг/МДж}$ температура горячего воздуха может быть принята $270\text{--}300\text{ }^\circ\text{C}$, а при $W^n \geq 3,6\% \cdot \text{кг/МДж}$ – $400\text{ }^\circ\text{C}$.

Обеспечение жидкого шлакоудаления требует высокого подогрева воздуха (не ниже $350\text{ }^\circ\text{C}$), уровень его зависит от выхода летучих веществ, температуры плавкости золы и влажности сжигаемого топлива.

Таблица 1.8

Температура подогрева воздуха

Характеристика топочного устройства	Сжигаемое топливо	Рекомендуемая температура $t_{гв},\text{ }^\circ\text{C}$
Топки с твердым шлакоудалением при замкнутой системе сушки топлива горячим воздухом	Каменные угли при $V^r < 25\%$ Каменные угли при $V^r > 25\%$ Бурые угли, сланцы, торф	300–350 250–300 350–400
Топки с твердым шлакоудалением при сушке топлива смесью воздуха с топочными газами	Бурые угли, торф	270–400*
Топки с твердым шлакоудалением при сушке топлива газами по разомкнутой схеме пылеприготовления	Бурые угли, лигниты	250–300
Топки с жидким шлакоудалением при сушке топлив горячим воздухом	Антрациты и полуантрациты Тощие и каменные угли Бурые угли	380–400 350–400 380–400
Открытые камерные топки	Мазут, природный газ	250–300

* Для высоковлажных бурых углей с $W^n \geq 3,6\% \cdot \text{кг/МДж}$ и торфа принимать $380\text{--}400\text{ }^\circ\text{C}$

Сжигание мазута и природного газа допускает умеренный подогрев воздуха, при котором исключается недогорание топлива в высоконапряженных топках. Экономически выгодно подогреть воздух выше температуры питательной воды, поступающей в экономайзер.

Минимальный температурный напор за экономайзером (разность температур между газовым потоком и питательной водой) принимается $\Delta t_{эк}^{мин} = 40\text{ }^\circ\text{C}$.

Минимальный температурный напор перед воздухоподогревателем (разность температур между газами на входе в воздухоподогреватель и горячим воздухом) принимается $\Delta t_{вп}^{мин} = 30\text{ }^\circ\text{C}$. Снижение температурного напора ниже минимального приводит к неоправданному росту размеров поверхности нагрева.

2. КОМПОНОВКА ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА КОТЛА. ВЫБОР МЕТАЛЛА И КОНСТРУКТИВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБ

2.1. Компоновка поверхностей в барабанных и прямоточных котлах

Поверхности нагрева современных паровых котлов представляют собой системы параллельно включенных труб, воспринимающих теплоту потока (продуктов сгорания) за счет излучения в зоне высокотемпературных газов и конвективным теплообменом [4]. Интенсивность теплообмена определяется законом Стефана-Больцмана (разность четвертых степеней абсолютных температур излучающей газовой среды и наружной поверхности труб). Наиболее интенсивные тепловые потоки излучения имеют место в топочных камерах паровых котлов, где развиваются высокие температуры газовой среды в результате сжигания топлива. Наивысшие воспринятые экранами тепловые потоки находятся в зоне ядра факела и в зависимости от вида сжигаемого топлива составляют от 350 кВт/м³ (при сжигании бурых углей) до 400–550 кВт/м² (при сжигании природного газа и мазута). По мере снижения температуры газов и оптической плотности излучаемой среды в верхней части топки воспринятые настенными поверхностями тепловые потоки находятся на уровне 70–80 кВт/м².

Конвективные поверхности нагрева, расположенные в горизонтальном газоходе и конвективной шахте котла, обладают более низким тепловосприятием. Интенсивность конвективного тепловосприятия прямо пропорциональна разности температур газов и наружной поверхности труб и снижается по ходу движения продуктов сгорания от 40 кВт/м² в горизонтальном газоходе до 10–15 кВт/м² в экономайзерах. При температуре продуктов сгорания выше 400 °С дополнительное восприятие поверхности обеспечивает межтрубное излучение газовой среды.

На выходе их топки размещаются полурадиационные (радиационно-конвективные) поверхности нагрева в виде ширмового или ленточного пароперегревателя, тепловосприятие поверхности которых примерно в равной мере определяется лучистым и конвективным теплообменом.

Изменяя температуру газов на выходе из топки, конструктор создает соотношение радиационных и конвективных поверхностей нагрева в котле. При изменении температуры газов на выходе из топки ϑ_t'' от 900 до 1200 °С более заметно изменяется размер радиационной поверхности топочных экранов, что определяется законом лучистого теплообмена. Минимальная суммарная поверхность нагрева элементов котла имеет место при $\vartheta_t'' = 1250–1300$ °С. Соответствующее этим температурам соотношение радиационных и конвективных поверхностей в котле следует считать оптимальным, однако достижимо оно только при сжигании природного газа и мазута, продукты сжигания которых не обладают шлакующими свойствами. В остальных случаях выбор ϑ_t'' определяется условиями надежности работы котла (исключением шлакования плотных конвективных поверхностей пароперегревателя в горизонтальном газоходе), при этом приходится завышать размер экранов топочной камеры, увеличивать строительную высоту топки и тем увеличивать стоимость котла.

Кроме выбора соотношения размеров радиационных и конвективных поверхностей нагрева, большое значение имеет последовательность и характер размещения отдельных поверхностей нагрева вдоль газового тракта котла, что называется *компоновкой поверхностей парового котла*. Оптимизация компоновки радиационных и конвективных поверхностей нагрева определяется двумя обстоятельствами. Во-первых, последовательность расположения отдельных поверхностей или частей поверхности вдоль газового тракта должна соответствовать условию: по мере снижения температуры в газовом тракте размещаются поверхности нагрева с более низкой температурой рабочей среды. Так, напри-

мер, средняя температура воды в пакетах экономайзера ниже, чем средняя температура пара в первом пакете промежуточного пароперегревателя, поэтому экономайзер должен располагаться по ходу газов после пакета промежуточного пароперегревателя. Отступление от этого правила приходится делать по условиям надежности для поверхностей, расположенных в топочной камере. Применение в зоне высокотемпературных газов поверхностей радиационного пароперегревателя с самой высокой температурой пара недопустимо по условиям перегрева металла труб из-за относительно низкого отвода тепла от стенки трубы к пару, поэтому выходные ступени пароперегревателя располагаются как правило а горизонтальном газоходе где $\vartheta = 800-1000\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Во-вторых, каждая отдельная поверхность нагрева должна быть выполнена с максимальным использованием принципа противотока между потоком газов и рабочей среды, что обеспечивает максимальный температурный напор и уменьшение размера поверхности. Отступления здесь могут иметь место для отдельных пакетов пароперегревателя, когда его противоточное выполнение по условиям надежности металла потребует замены более дешевой слаболегированной стали на дорогую высоколегированную (аустенитную) и стоимость поверхности (хотя и меньшей по размерам) при этом сильно возрастает.

Взаимное расположение газоходов парового котла (топки, горизонтального газохода, конвективной шахты) определяет *профиль парового котла*. Оптимальный профиль парового котла зависит от ряда факторов, таких как вид топлива, единичная тепловая мощность котла, давление пара (до- или сверхкритическое). В целях унификации производства поверхностей нагрева в отечественной практике число профилей паровых котлов ограничено. На рис. 2.1 приведены наиболее характерные профили паровых котлов электростанций [5].

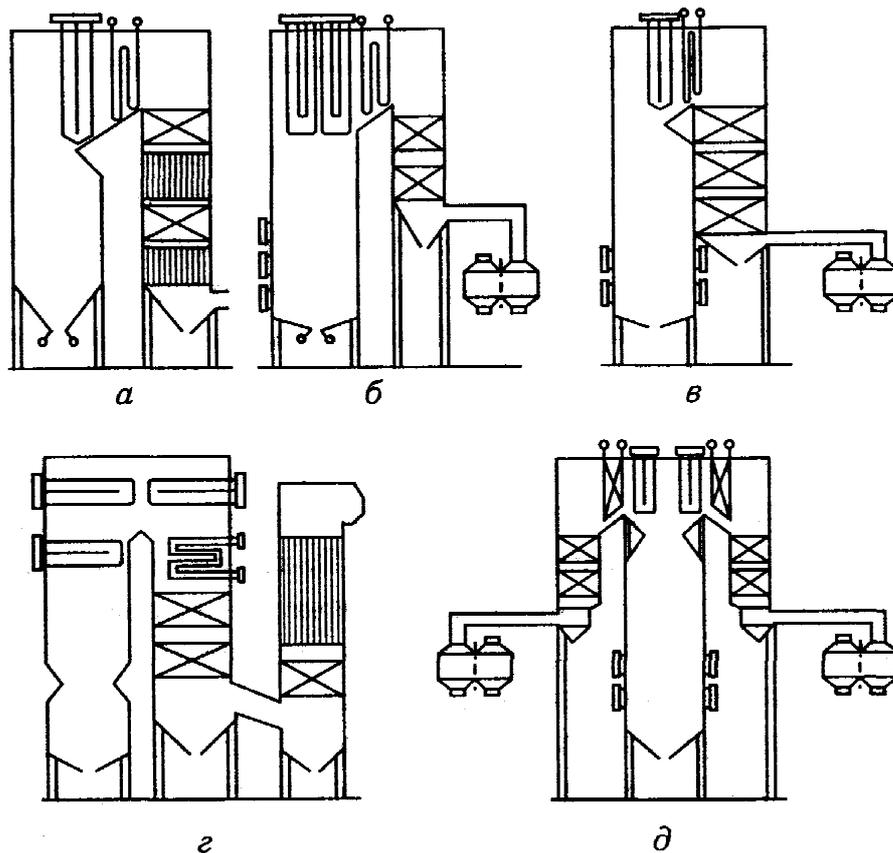


Рис. 2.1. Основные профили паровых котлов: а – П-образный; б – П-образный с вынесенным воздухоподогревателем; в – сомкнутый П-образный; г – N-образный; д – T-образный

Наиболее широкое распространение в отечественном и зарубежном котлостроении получил П-образный профиль котла (рис. 2.1 *a, б*). Вариант (рис. 2.1 *a*) с двухступенчатым выполнением поверхностей экономайзера и трубчатого воздухоподогревателя (ТВП) применяется на барабанных котлах с относительно небольшой паропроизводительностью $D_{\text{п}} \leq 186,1$ кг/с (670 т/ч) при необходимости высокого подогрева воздуха для сжигания малореакционных или сильновлажных видов топлива. С увеличением мощности парового котла (до 200 МВт и более) по своим габаритным размерам ТВП уже не умещается в опускающей конвективной шахте котла, при этом требуется выполнение дополнительного газохода (см. рис. 2.1 *з*) со значительным удорожанием производства котла. В этом случае более приемлемым оказалось использование компактного регенеративного вращающегося воздухоподогревателя (РВП) с его расположением за пределами конвективной шахты котла (рис. 2.1 *б*).

Однако при сжигании твердых топлив и сланцев РВП оказываются ненадежными в эксплуатации, вследствие забивания липкой золой узких щелей между пластинами теплообменной поверхности. Тогда используется ТВП, размещенный в третьем дополнительном газоходе (рис. 2.1 *з*).

В паровых котлах, работающих под наддувом, желательно иметь меньшие размеры более дорогих газоплотных настенных ограждений, что при П-образном профиле котла достигается соединением (смыканием) топки с конвективной шахтой (рис. 2.1 *в*). Газоплотная задняя стенка обеспечивает полное исключение какого-либо перетока газов из топки в конвективную шахту. При этом исчезает горизонтальный газоход, газовый поток из топки поступает сразу в поворотную камеру. При использовании топлив, зола которых обладает абразивными свойствами, необходимо заметное снижение скорости газов в газоходах и увеличение размеров проходного сечения. Это достигается выполнением двух идентичных конвективных газоходов, расположенных по обе стороны топки и образующих Т-образный профиль котла. Наличие двух газоходов обеспечивает уменьшение высоты выходного газового окна из топки и горизонтального газохода до обычных значений, тем самым снижается неравномерность полей температур и скорости по высоте газового окна, сохраняется обычная глубина каждой из опускающих шахт и возможность использования разработанных типовых конструкций конвективных поверхностей. Переход на Т-образный профиль становится необходимым и при сжигании неабразивных твердых топлив в случае создания котла большой мощности ($N_{\text{к}}^3 \geq 500$ МВт). С ростом мощности котла сечение конвективных газоходов увеличивается прямо пропорционально мощности, а размеры топки – в меньшей степени. В этом случае переход на Т-образный профиль позволяет сохранить приемлемые конструктивные решения по опускающим шахтам, хотя затраты на производство и металлоемкость котла возрастают [6].

Компоновка пароперегревателей. Пароперегреватели (высокого давления и промежуточного перегрева) имеют в котлах сравнительно большие размеры поверхности нагрева и располагаются как в области радиационного, так и конвективного теплообмена. Пароперегреватель высокого давления современного котла является комбинированным, т. е. состоит из радиационной (настенные или потолочные экраны), полурadiационной (ширмовые и ленточные поверхности на выходе из топки) и конвективной (конвективные змеевиковые поверхности в горизонтальном газоходе и верхней части конвективной шахты) частей. В целях обеспечения надежности работы металла поверхностей следует учитывать, что радиационный пароперегреватель размещается в области топки, где высокие тепловые потоки и их неравномерность определяют заметное превышение температуры наружной поверхности труб по отношению к температуре проходящего по ней пара и разверку температур в отдельных (более сильно обогреваемых) трубах по сравнению со средней расчетной. В итоге наиболее высокое значение температуры стенки трубы радиаци-

онного пароперегревателя отличается от средней расчетной температуры пара на выходе из него примерно на 60–80 °С. Поэтому обычно радиационная часть пароперегревателя используется на начальном этапе перегрева пара, когда его температура еще невелика, что облегчает условия работы металла. Также с достаточно высокими средними тепловыми напряжениями и в условиях заметной неравномерности температур газового потока и, следовательно, интенсивности теплообмена работают полурadiационные поверхности, которые обычно располагают в средней зоне перегрева пара. Завершающий этап перегрева осуществляют в змеевиковых конвективных пакетах, расположенных в зоне более низких температур газов и тепловых потоков, но так, чтобы температурный напор в выходном («горячем») пакете был не ниже 200–250 °С, иначе поверхность пакета, выполненного из наиболее качественной стали, будет чрезмерно большой. Часто первый конвективный («холодный») пакет устанавливают в зоне умеренных температур газов. Это позволяет использовать для выполнения пакета более дешевую углеродистую сталь (при температуре стенки $t_{ст} \leq 450$ °С). В зоне конвективного теплообмена ввиду более низких тепловых потоков разность между максимальной температурой стенки и средней температурой пара обычно составляет 25–40 °С.

На рис. 2.2 приведены характерные типы компоновок пароперегревательных поверхностей для барабанных котлов высокого давления пара (ВД) и прямоточных котлов сверхкритического давления (СКД). Вариант (рис. 2.2 а) характерен для котлов относительно небольшой паропроизводительности ($D_{п} \leq 116,6$ кг/с) при давлении пара $p \leq 13,8$ МПа. Такие паровые котлы не имеют промежуточного пароперегревателя, а пароперегреватель ВД располагается на выходе из топки и в горизонтальном газоходе. Вариант компоновки (рис. 2.2 б, в) применяется на барабанных и прямоточных котлах электрической мощностью 200–300 МВт ($D_{п} = 186–278$ кг/с) с промежуточным перегревом пара. При этом на прямоточных котлах перегрев пара начинается в экранах средней (СРЧ) и верхней (ВРЧ) радиационных частях топки, как показано на рис. 2.2 в.

Здесь выходная («горячая») ступень пароперегревателя ВД или СКД вынесена в верхнюю часть опускной шахты, где исключается интенсивное прямое тепловое излучение из ядра факела в топке и ниже температура греющих газов.

На газомазутных (барабанных и прямоточных) котлах горизонтальный газоход может быть развит в глубину (по ходу газов), тогда в основной поверхности пароперегревателя (высокого давления и промежуточного перегрева) размещаются в нем (рис. 2.2 б, г). Они выполнены вертикальными и подвешены за коллектора, находящиеся в уплотнительном коробе. Такое расположение облегчает систему крепления тяжелых змеевиковых пакетов и обеспечивает наименьшее загрязнение труб снаружи золовыми частицами. На рис. 2.2 г показан вариант компоновки поверхностей пароперегревателя газомазутного котла СКД большой мощности, отличающийся байпасированием по пару части поверхности промежуточного пароперегревателя в целях регулирования температуры пара. В этом случае общая поверхность такого пароперегревателя увеличивается, он занимает значительную часть конвективной шахты, а выходная его ступень размещается в конце горизонтального газохода.

Во всех случаях пароперегреватель ВД или СКД размещен по тракту газов раньше промежуточного пароперегревателя (в зоне более высоких температур газов). Так как плотность пара в промежуточном пароперегревателе и интенсивность теплоотвода от стенки к пару здесь заметно ниже, чем при ВД, его размещают в зоне температур газов не выше 850 °С.

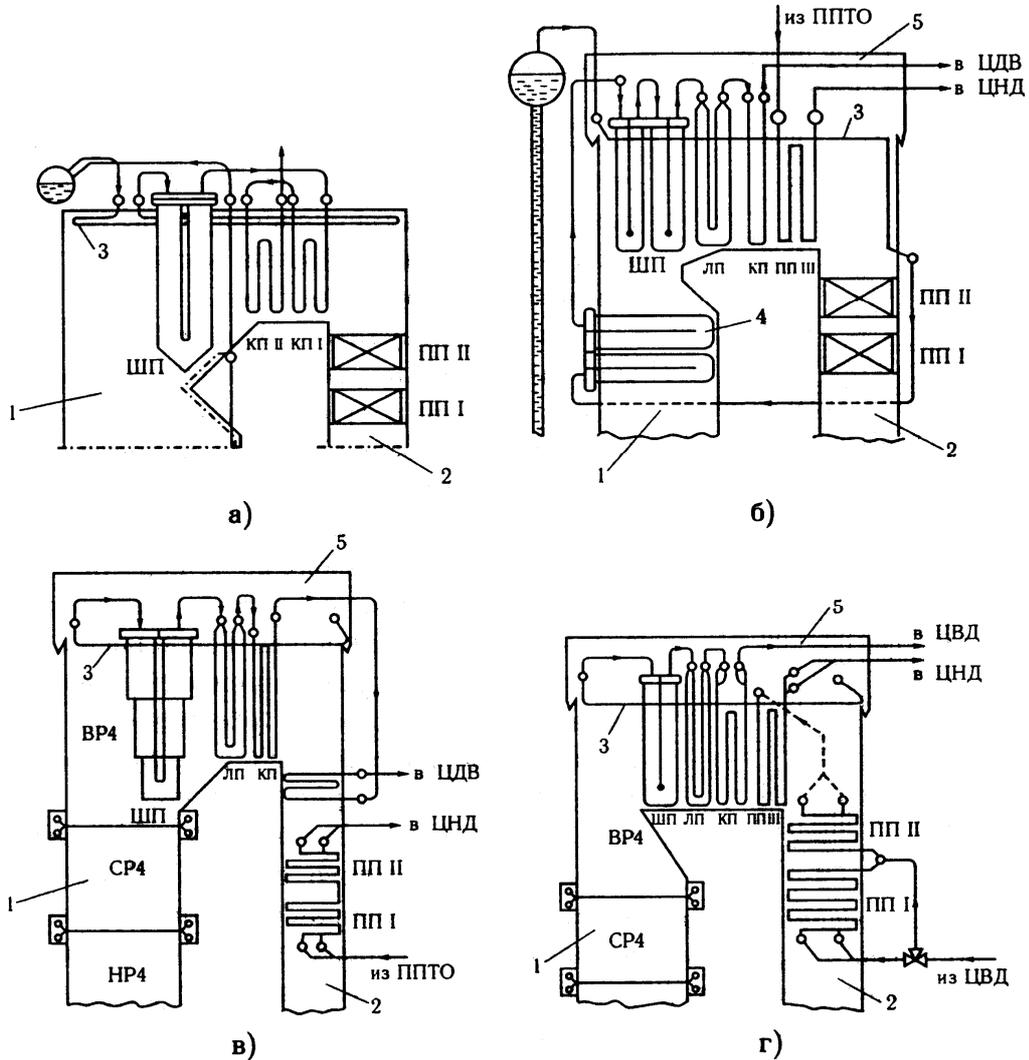


Рис. 2.2. Компонка пароперегревателей в барабанных и прямоточных котлах: а – в барабанных котлах при $D_{\text{п}} < 420$ т/ч; б – то же при $D_{\text{п}} = 670$ т/ч; в – в прямоточном котле при сверхкритическом давлении и сжигании твердого топлива; г – то же при сжигании газа и мазута. 1 – топочная камера; 2 – конвективная шахта; 3 – потолочный радиационный перегреватель; 4 – настенный радиационный перегреватель в топке; 5 – уплотнительный короб. ШП, ЛП, КП – ширмовый, ленточный и конвективный пароперегреватели; ПП – промежуточный пароперегреватель; ППТО – паро-паровой теплообменник; ЦВД, ЦНД – цилиндры высокого и низкого давления паровой турбины; ЭК – экономайзер

Особенностью конструктивного выполнения промежуточного пароперегревателя является использование увеличенного диаметра труб (см. таблицу 2.2) и выполнение многорядных змеевиковых пакетов (рис. 2.3) ввиду значительного объема пара при относительно невысоком давлении ($p_{\text{м}} = 2,8\text{--}3,9$ МПа).

Переходная зона. На котлах прежних выпусков переходная зона размещалась в конвективной шахте вслед за промежуточным (или основным) пароперегревателем (например, котел ПК-38). Здесь, как известно, значительно меньше тепловые потоки, что позволяет иметь внутренние отложения в трубах без перегрева металла и исключить заметный рост температуры при возникновении ухудшенного режима теплообмена. В прямоточных котлах ВД влажность пара на входе в переходную зону составляет 25–30 %, в ней

завершается испарение влаги и на внутренних стенках труб откладывается основная часть минеральных примесей, которая была растворена в питательной воде. На выходе из переходной зоны пар должен иметь небольшой перегрев в 140–160 кДж/кг (15–25 °С).

В прямоточных котлах СКД в отдельных случаях выносят в конвективную шахту завершающую часть зоны фазового перехода (при температуре среды от 393–395 °С до 397–404 °С) с тепловосприятием зоны по рабочей среде 130–320 кДж/кг. Конструктивно переходная зона выполняется в виде трубчатой змеевиковой поверхности с горизонтальным шахматным расположением труб.

Размещение экономайзеров. Экономайзеры являются конвективными змеевиковыми поверхностями нагрева с шахматным расположением труб в пакете. При горизонтальном расположении змеевиков в конвективной шахте заданный шаг труб обеспечивается опорными стойками. Последние опираются или подвешиваются (для передачи веса змеевиков) на специальные балки каркаса, расположенные в газоходе (при температуре газов не менее 600 °С), либо на собственные коллекторы, находящиеся внутри газохода (рис. 2.3 а). Вариант использования коллекторов для раздачи воды по змеевикам и одновременно для опоры (подвески) пакетов экономайзера в последних конструкциях паровых котлов находит более частое применение. В газоплотных котлах все коллекторы экономайзеров помещают внутри газохода, исключая тем самым трудности уплотнения внешних ограждений котла при выводе большого числа труб наружу.

Как правило, змеевики размещают параллельно фронтальной (большей по размеру) стене конвективной шахты так, что по ширине фронта устанавливается два пакета экономайзера с самостоятельными параллельными потоками рабочей среды (воды) в змеевиках пакетов.

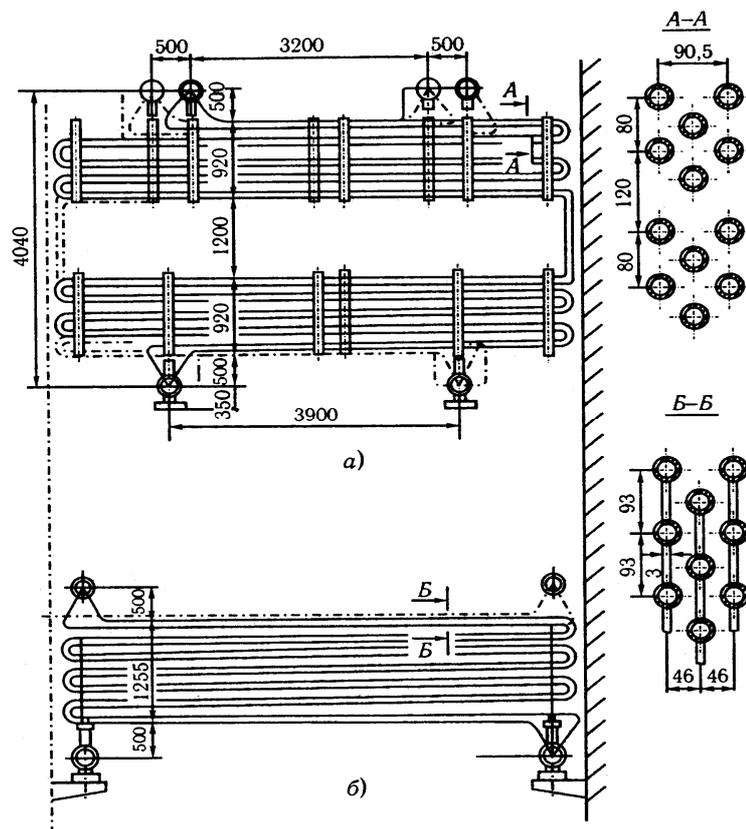


Рис. 2.3 Варианты компоновки водяного экономайзера: а – гладкотрубный; б – мембранный

Рекомендуется выполнение экономайзеров в виде мембранных змеевиков (рис. 2.3 б). По сравнению с гладкотрубными поверхностям ми за счет повышения интенсивности теплообмена они обеспечивают уменьшение длины труб до 35 %, уменьшение общей массы металла до 15 %, заметное сокращение габаритных размеров поверхности (до 50 %) и уменьшение аэродинамического (с газовой стороны) и гидравлического (по рабочей среде) сопротивления до 30 %. Мембранные змеевики являются самонесущими, то есть не требуют для креплений: опорных стоек, повышается жесткость конструкции.

Экономайзер является замыкающей поверхностью в котле по тепловосприятию. Он должен воспринять теплоту от газов и снизить их температуру после выхода из пароперегревателя до необходимого значения на входе в воздухоподогреватель. При наличии в котле промежуточного пароперегревателя этот диапазон температур невелик и экономайзер имеет относительно небольшие размеры, поэтому не обеспечивает подогрева воды до кипения. Только при отсутствии промежуточного пароперегревателя и давлении пара на выходе из котла не более 10 МПа экономайзер за счет большого тепловосприятия оказывается кипящим (выдает до 20 % насыщенного пара). В прямоточных котлах докритического давления ($p = 10\text{--}17$ МПа) для обеспечения равномерного распределения рабочей среды по трубам экранных поверхностей топки из экономайзера должна выходить вода, недогретая до температуры насыщения не менее, чем на 40 °С или на 250–285 кДж/кг.

В прямоточных котлах сверхкритического давления по той же причине энтальпия рабочей среды на выходе не должна превышать нижней границы зоны фазового перехода ($h''_{\text{эк}} \leq 1670$ кДж/кг), в противном случае необходимо принимать специальные конструктивные меры для распределения среды в коллекторы нижней радиационной части топки, либо переносить из топки в конвективную шахту часть поверхности зоны фазового перехода.

Компоновка воздухоподогревателей. Для подогрева воздуха, поступающего в горелки топочной камеры, в энергетических котлах применяют трубчатые (ТВП) и регенеративные (РВП) воздухоподогреватели. По своей конструкции ТВП имеют относительно небольшую удельную поверхность теплообмена в 1 м³ объема – 40–50 м²/м³ и при низких значениях теплоотдачи и температурного напора между газами и воздухом характеризуются большими габаритами и расходом металла. Преимуществом ТВП по сравнению с РВП является достаточно высокая плотность, исключая заметные утечки (перетоки) воздуха в газовый поток. В настоящее время ТВП поставляются заводами в виде крупногабаритных секций из труб диаметром 40 мм, толщиной стенки 1,5 мм с компактными шагами труб $s_1 \times s_2 = 54 \times 40,5$ мм и тонкометаллической обшивкой с боковых сторон для исключения утечки нагреваемого воздуха наружу.

При использовании труб меньшего диаметра выбор предельно плотной компоновки труб (шага труб $s_1 \times s_2$) определяется сохранением минимального диагонального «мостика» между отверстиями в трубной доске, равного 9–10 мм.

В равных условиях по теплообмену с РВП (одинаковые температуры газов и воздуха) в низкотемпературной части металл труб ТВП имеет более низкую температуру, чем металл набивки РВП (ниже и 12–45 °С) и поэтому подвергается более интенсивной сернокислотной коррозии при сжигании мазута и сернистых твердых топлив.

В связи со сказанным ТВП применяют при сжигании шлакующих твердых топлив, сланцев, топлив с высоким содержанием золы ($A^{\text{п}} \geq 1,4$ %·кг/МДж) при относительно невысоком серосодержании ($S^{\text{п}} < 3$ %). Для уменьшения сернокислотной коррозии применяют подогрев холодного воздуха на входе в ТВП за счет рециркуляции горячего воздуха либо путем установки паровых калориферов. Такие схемы при водят к росту температуры уходящих газов и снижению КПД котла. Более заметное повышение минимальной темпе-

ратуры стенки обеспечивает каскадный ТВП, в котором через первую («холодную») ступень проходит только часть холодного воздуха (около 40 %) в смеси с долей рециркуляции горячего воздуха ($r_b \approx 0,15$), что позволяет при минимальной рециркуляции горячего воздуха повысить температуру стенки труб до исключения низкотемпературной коррозии (рис. 2.4).

Для максимального использования возможностей теплообмен: в ТВП и сокращения за счет этого размера поверхности нагрева применяют многократный (как минимум, четырехкратный) перекрестный ток воздуха, что приближает схему взаимного движения сред к противоточной. В этих целях уменьшение высоты одного хода воздуха достигается двух-четырёх поточным движением воздуха в ТВП (рис. 2.5).

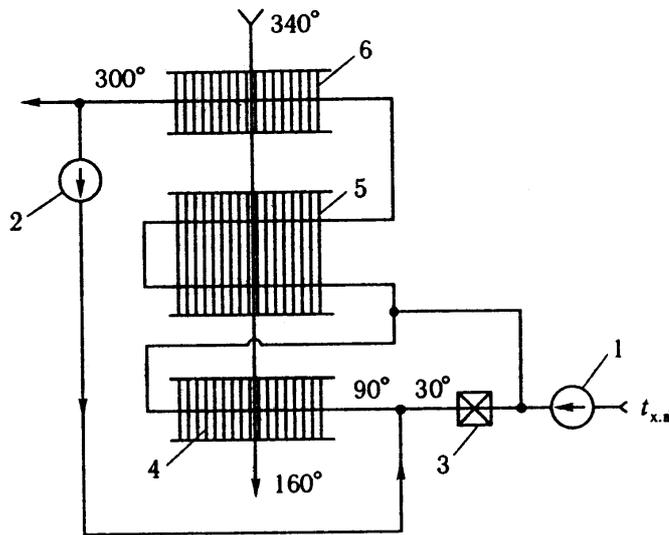


Рис. 2.4 Каскадная схема подогрева воздуха в трубчатом воздухоподогревателе. 1 – дутьевой вентилятор; 2 – вентилятор рециркуляции горячего воздуха; 3 – паровой калорифер; 4 – «холодная» часть воздухоподогревателя; 5, 6 – основная и «горячая» часть воздухоподогревателя

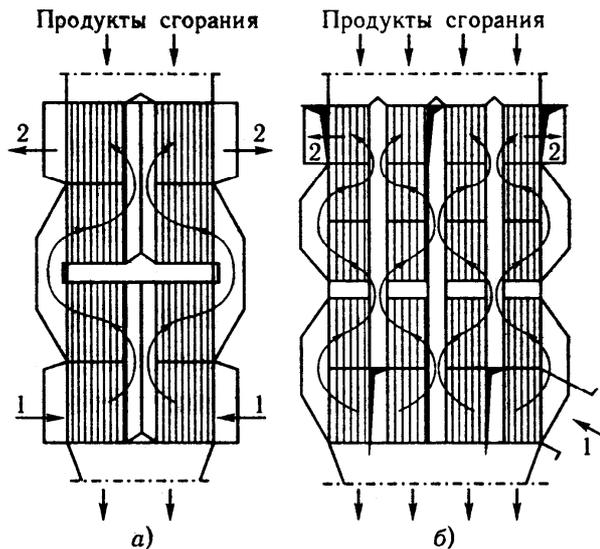


Рис. 2.5 Варианты компоновки трубчатых воздухоподогревателей. а – двухпоточный воздухоподогреватель; б – четырехпоточный воздухоподогреватель. 1 – вход холодного воздуха; 2 – выход горячего воздуха

Более широкое применение, особенно на котлах высокой паропроизводительности ($D \geq 117$ кг/с), имеет РВП, за исключением тех ограничений по топливам, где рекомендуется применение ТВП. По своей конструкции РВП обладают высокой удельной поверхностью теплообмена – $320\text{--}340$ м²/м³, поэтому имеет относительно небольшие габариты, что

особенно важно при проектировании котлов большой тепловой мощности. Основным недостатком РВП является высокий переток нагретого воздуха в газовую среду при наличии периферийных и радиальных зазоров между воздушной и газовой частями РВП ($\Delta\alpha = 0,2$), что приводит к перегрузке в работе дымососов и дутьевых вентиляторов, повышенному расходу энергии на собственные нужды.

Плотное расположение в секторах РВП металлической теплообменной набивки с зазором 8–10 мм затрудняет использование РВП при сжигании сильнозольных топлив из-за забивания проходного сечения с газовой стороны золой и последующим частичным уносом золы с горячим воздухом, загрязнением и золовым износом элементов воздушного тракта и горелок.

Для повышения рабочей кампании набивки РВП в зоне сернокислотной коррозии нижняя часть РВП (на $1/3$ – $1/4$ высоты ротора) имеет секции с повышенной толщиной листа – 1,2 мм, в то время как остальная часть («горячая» часть РВП) имеет набивку из листов толщиной 0,6–0,8 мм (рис. 2.6).

Как известно, нагрев воздуха в одной ступени ограничен, что связано с более высоким значением теплоемкости газового потока и уменьшением разности температур между газом и воздухом по мере нагрева последнего. Предельный подогрев воздуха в одной ступени определяется минимальным допустимым температурным напором на горячем конце воздухоподогревателя (не менее 25 – 30 °С) и находится для негазоплотных котлов в диапазоне 260 – 300 °С при использовании ТВП и 300 – 360 °С для РВП ввиду повышенного среднего избытка воздуха в последнем и сближении значений усредненных теплоемкостей газов и воздуха.

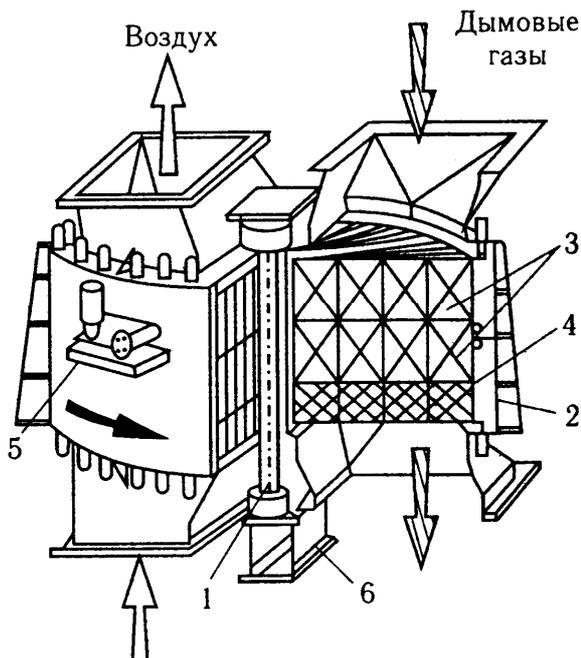


Рис. 2.6 Устройство регенеративного воздухоподогревателя (РВП). 1 – вал ротора; 2 – наружный корпус; 3 – секция «горячей» набивки; 4 – секция «холодной» набивки; 5 – электродвигатель; 6 – опорные конструкции

Для большинства видов энергетических топлив приведенный уровень температуры горячего воздуха достаточен для полного их сжигания. В отдельных случаях возможно увеличение предельного уровня подогрева воздуха в одной ступени. Так в газоплотном котле из-за отсутствия присосов средняя теплоемкость газов приближается к теплоемкости воздуха, что позволяет иметь более высокий подогрев воздуха. В негазоплотном котле введение рециркуляции горячего воздуха позволяет повысить температуру воздуха

на входе в воздухоподогреватель для снижения сернистой коррозии металла и существенно повысить предельную температуру подогрева воздуха из-за сближения массовых расходов газов и воздуха. Того же результата можно достигнуть байпасированием части газового потока помимо воздухоподогревателя и размещением в байпасном газоходе дополнительного экономайзера низкого давления.

Указанные способы позволяют в большинстве случаев обойтись одноступенчатой компоновкой воздухоподогревателя и экономайзера, как более дешевой по конструкции и удобной в эксплуатации и при ремонтах. Переход на двухступенчатое выполнение воздухоподогревателя определяется необходимостью получения весьма высокого подогрева воздуха (380–500 °С). Такая ситуация чаще всего возникает при сжигании низкорекреационных топлив (типа А, ПА, Т) с жидким шлакоудалением. В этом случае в качестве второй ступени используется ТВП, а в первой («холодной») ступени может быть установлен как ТВП, так и РВП. Потребность в выполнении второй ступени экономайзера появляется в случае, если температура газов перед входом во вторую ступень ТВП будет выше 520 °С, а при наличии тепловой защиты трубной доски – выше 550–570 °С. Тогда для защиты металла верхней трубной доски от перегрева устанавливают змеевиковый пакет экономайзера (рис. 2.7 а). Если котел имеет промежуточный пароперегреватель, то потребность в дополнительной поверхности экономайзера отпадает (рис. 2.7 б).

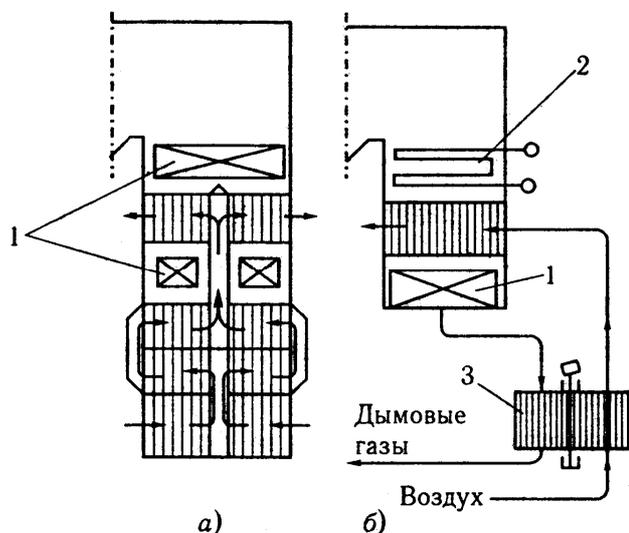


Рис. 2.7 Типы компоновок воздухоподогревателя. а – двухступенчатая схема ТВП; б – двухступенчатая комбинированная схема; 1 – пакеты экономайзера; 2 – промежуточный пароперегреватель; 3 – регенеративный воздухоподогреватель

2.2 Выбор металла и диаметров труб поверхностей нагрева

Основными материалами для поверхностей нагрева паровых котлов служат качественные углеродистые, а также легированные стали (легирование — введение в основной металл добавки другого для улучшения его свойств). Большинство легирующих элементов относится к дорогим материалам, что заметно удорожает сталь, однако их введение повышает жаропрочность стали и стойкость против высокотемпературной газовой коррозии. Температурный диапазон применения той или другой марки стали зависит от качества стали, коррозионных свойств газовой среды, в которой работает сталь (свойств сжигаемого топлива), давления рабочей среды в трубах и др. [6].

Углеродистая (нелегированная) сталь применяется для изготовления элементов котла, работающих при температурах не выше 450 °С. Низколегированная сталь перлитного класса содержит не более 4–5 % легирующих металлов. Эти стали устойчивы против ползучести при температуре металла до 580 °С. Высоколегированные стали аустенитного

класса содержат от 10 до 30 % легирующих металлов. При этом изменяется структура стали (однородный твердый раствор углерода и металлов), она после механической обработки (сварки, гибки) требует специального высокотемпературного режима выдержки для снятия внутренних напряжений. Аустенитные стали применяют до температуры 650 °С. Некоторые характерные марки сталей и области их применения приведены в табл. 2.1. Определение расчетной максимальной температуры металла в поверхностях нагрева, расположенных в зоне высоких тепловых потоков (топочные экраны при СКД, пароперегреватели) производят на основе норм расчета элементов котла на прочность [2]. В данном конструктивном тепловом расчете рекомендуется ограничиться оценкой максимальной температуры для этих поверхностей, приведенной в табл. 2.1. Экранные поверхности барабанных котлов ВД выполняют из труб относительно большого диаметра (см. табл. 2.2), т. к. дальнейшее уменьшение внутреннего диаметра ведет к заметному росту гидравлического сопротивления, что снижает надежность естественной циркуляции. Поверхности пароперегревателя в пределах топки как правило располагают на потолке ее, где более низкие тепловые напряжения. На ряде новых типов барабанных котлов (паропроизводительностью 500–670 т/ч при давлении пара 13,8 МПа) использованы горизонтальные и вертикальные радиационные панели пароперегревателя ВД поверх настенных экранов в верхней половине топки. В эти панели поступает пар низкой температуры, близкой к насыщению.

Таблица 2.1

Марки сталей и области их применения в паровых котлах

Марка стали	Содержание легирующих элементов, %	Область применения	Максимальная расчетная температура металла, °С
Качественные углеродистые стали			
15К, 20К	–	Барабаны, работающие при давлении менее 6 МПа и температуре менее 450 °С	$t_{cr} = t_n$
22К	–	Барабаны работающие при давлении 6–12,5 МПа	$t_{cr} = t_n$
Сталь 20	–	Камеры экономайзеров, экранов вне зоны обогрева	$t_{cr} = t_{pc}$
		Камеры обогреваемые (внутри газохода) при $\vartheta_r \leq 600$ °С	$t_{cr} = t_{pc} + \delta + 10$
		Камеры обогреваемые (внутри газохода) при $600 < \vartheta_r < 900$ °С	$t_{cr} = t_{pc} + 2\delta + 20$
		Трубы поверхностей нагрева (экономайзеры, экраны) работающие при температуре менее 480 °С	$t_{cr} = t_{pc} + (30 - 60)$
Низколегированные стали перлитного класса			
16ГНМА	Mn = 0,8–1,1 Ni = 1,0–1,3 Mo = 0,4–0,55	Барабаны при давлении 14–18,5 МПа и температуре метала до 450 °С	$t_{cr} = t_n$
15ХМ	Cr = 0,8–1,1 Mo = 0,4–0,6	Коллекторы и трубо(паро)проводы вне зоны обогрева при температуре рабочей среды до 540 °С	$t_{cr} = t_{pc} + 10$
15ХМ		Трубы пароперегревателей при $t_{cr} \leq 550$ °С	

Марка стали	Содержание легирующих элементов, %	Область применения	Максимальная расчетная температура металла, °С
12Х1МФ	Cr = 0,9–1,2 Mo = 0,25–0,56 V = 0,15–0,3	Трубы топочных экранов при СКД и пароперегревателей при $t_{ст} \leq 580$ °С Коллекторы и паропроводы вне зоны обогрева при $t_{ст} \leq 570$ °С	$t_{ст} = t_{рс} + 80$
12Х2МФСР	Cr = 1,6–1,9 Mo = 0,5–0,7 V = 0,2–0,35 Si = 0,4–0,7 B = 0,005	Трубы пароперегревателя (выходной «горячий» пакет) и коллекторы при $t_{ст} \leq 585$ °С	потолочные и ширмовые на выходе из топки: $t_{ст} = t_{рс} + 60$ конвективные в горизонтальном газопроходе $t_{ст} = t_{рс} + 50$ то же в конвективной шахте $t_{ст} = t_{рс} + 40$
Высоколегированные стали аустенитного класса			
Х14Н14В2М	Cr = 13–15 Ni = 13–15 W = 2–2,75 Mo = 0,45–0,6	Трубы пароперегревателя (выходной «горячий» пакет), коллекторы и паропроводы при $t_{ст} \leq 620$ °С	Расчет $t_{ст}$ см. выше
09Х14Н16Б	Cr = 13–15 Ni = 15–17 Nb = 0,9–1,3	Трубы пароперегревателя (выходной «горячий» пакет), коллекторы и паропроводы при $t_{ст} \leq 650$ °С	Расчет $t_{ст}$ см. выше
12Х18Н12Т	Cr = 17–19 Ni = 11–13 Ti = 0,65	Трубы пароперегревателя (выходной «горячий» пакет), коллекторы и паропроводы при $t_{ст} \leq 620$ °С	Расчет $t_{ст}$ см. выше
ЭИ-765	Cr = 10–12 W = 1,8–2,2 Mo = 0,45–0,6 V = 0,2–0,3	Для труб пароперегревателей СКД и труб промежуточного пароперегревателя при $t_{ст}$ до 630 °С	Расчет $t_{ст}$ см. выше
ДИ-59	Cr = 12–14 Mn = 11–13 Si = 1,5–2,5 Ni = 1,8–2,2 Cu = 1,8–2,2	Для труб пароперегревателей СКД и труб промежуточного пароперегревателя до $t_{ст} = 650$ °С при работе в газовой среде с повышенным содержанием сернистых газов (топлива с $S^p \geq 2,5$ %)	Расчет $t_{ст}$ см. выше

Примечания: 1. Обозначения: ϑ_r – температура газового потока, °С; $t_{ст}$ – температура стенки металла, °С; $t_{рс}$ – температура рабочей среды (пара или воды) в элементе поверхности, °С; δ – толщина стенки камеры (коллектора), мм.

2. При сжигании мазута для исключения ванадиевой коррозии труб пароперегревателей максимальная температура стенки не должна превышать 600 °С.

Экранные поверхности прямоточных котлов выполняют трубами меньшего наружного диаметра (табл. 2.2), что уменьшает расход металла на единицу площади экрана (1 м^2) в 1,3–1,4 раза. Стремятся все экранные панели выполнить из труб одного диаметра. Это облегчает монтаж котла и обеспечивает по мере роста энтальпии рабочей среды изме-

нение проходного сечения рабочих панелей за счет числа параллельно включенных труб (или числа параллельных потоков). На прямоточных котлах старых выпусков (до 1960 г.) применялось ступенчатое увеличение диаметра труб по мере перехода от движения воды и пароводяной смеси в НРЧ к движению пара в ВРЧ. Разделение топочных экранов на несколько последовательных частей (секций) по ходу рабочей среды с перемешиванием ее уменьшает разверку температур и обеспечивает стабильность гидродинамических характеристик.

Топочные экраны на современных котлах выполняют газоплотными. Для этого используют либо специальные плавниковые трубы, либо сваривают экранные трубы металлическими полосами (проставками) той же толщины, что и стенка трубы. В верхней части топки, где делается вывод за ее пределы всех труб экранов, а также змеевиков пароперегревателей через потолок горизонтального газохода, выполняется потолочный уплотнительный короб (шатер) с наддувом от дутьевого вентилятора.

В горизонтальном газоходе находятся поверхности пароперегревателя, выполненные, как правило, из змеевиков коридорного типа (ширмовые, ленточные, обычные змеевиковые) с несколько увеличенным поперечным шагом $s_1 > 3,5d$ для исключения шлакования при высоких температурах газов (твердые топлива) и усиления теплообмена за счет излучения развитых межтрубных газовых объемов. В конвективной шахте применяют более плотные шахматные пучки труб.

Таблица 2.2

Конструктивные характеристики труб поверхностей нагрева котлов

Элемент поверхности	Диаметр d и толщина стенки δ , мм		Шаги труб, мм	
	d	δ	$\sigma_1 = s_1/d$	$\sigma_2 = s_2/d$
Топочный экран гладкотрубный:				
барабанный котел ВД	60	5	1,07	–
прямоточный котел ВД	40, 42, 50	4,5–5	1,1	–
прямоточный котел СКД	32, 38	6	1,1	–
Топочный экран газоплотный:				
барабанный котел ВД	60	6	1,33	–
прямоточный котел ВД	42, 50	4,5–5	1,4	–
прямоточный котел СКД	32	6	1,45	–
Пароперегреватель ВД:				
радиационный	32, 42	4–6	1,1 (1,2)	–
ширмовый	32, 36, 42	4–6	17–21	1,1 (1,2)
змеевиковый ленточный	32, 36, 38	4–6	4,5–7,0	1,8–2 (1,5)
змеевиковый коридорного и шахматного типа	32, 36, 38	4–6	2,3–6,5	1,5–2,5 (1,5)
Промеж. пароперегреватель	42, 45, 50	3,5–5,5	2,5–3,5	1,4–1,6 (2)
Переходная зона	28, 32	3,5–4,5	2,5–3,5	1,2–1,3
Экономайзер	28, 32	4–6	2,3–3,0	1,25–1,7 (2,5–3,2)
Воздухоподогреватель:				
трубчатый	40	1,5	1,35	1,01
регенеративный (горяч. часть)	–	0,63	7,8–9,6	–
регенеративный (хол. часть)	–	1,2	9,8	–

Примечание: В скобках указаны размеры для мембранных поверхностей, остальные размеры – для гладкотрубных поверхностей

При выполнении поверхностей котла используются трубы определенного наружного диаметра, указанного в табл. 2.2. Толщина стенки определяется расчетом прочности, ее округляют до значения 0,5 мм в указанном диапазоне, при этом большая толщина стенки соответствует большему ее диаметру.

Широкое распространение имеет выполнение мембранных поверхностей нагрева за счет сварки между трубами проставок разной ширины. Увеличение ширины проставки до значения порядка $3,5d$ повышает интенсивность теплообмена, однако в области высоких температур газовой среды приходится уменьшать ширину проставок, чтобы ее максимальная температура (в середине между трубами) не превышала допустимой по условиям коррозии. В области относительно низких температур газов ($\vartheta_r \leq 700$ °С), где снижается общая интенсивность теплообмена (экономайзер), усиливают теплообмен с газовой стороны путем приварки к мембранной конструкции змеевика еще поперечных ребер (мембранно-лепестковые конвективные поверхности). Такие поверхности проходят сейчас длительное опробование.

Наименьший диаметр труб, рекомендованный к использованию в энергетических паровых и водогрейных котлах, ограничен 28 мм. Дальнейшее уменьшение диаметра связано со значительным ростом внутреннего гидравлического сопротивления, увеличением при этом числа параллельно включенных труб для обеспечения заданного расхода среды, числа изгибов и сварных стыков, что приводит к подорожанию производства и снижению надежности работы поверхности.

3. КОЭФФИЦИЕНТ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА В ГАЗОВОМ ТРАКТЕ КОТЛА

Для расчета действительных объемов продуктов горения на газоходах агрегата прежде всего выбирают коэффициент избытка воздуха в верхней части топки α_t и присосы воздуха в отдельных поверхностях нагрева $\Delta\alpha$. Коэффициент избытка воздуха α_t должен обеспечить практически полное сгорание топлива, он выбирается в зависимости от типа топочного устройства и вида сжигаемого топлива (табл. 3.1). Избыток воздуха α_t включает в себя коэффициент избытка воздуха, подаваемого в горелки $\alpha_{гор}$, и присосы холодного воздуха извне при работе топки под разрежением $\Delta\alpha_t$, происходящие в основном в нижней части топки. При выбранном α_t избыток воздуха, поступающий через горелки в зону горения топлива определяется по следующему выражению

$$\alpha_{гор} = \alpha_t - \Delta\alpha_t ; \quad (3.1)$$

Таблица 3.1

Расчетный коэффициент избытка воздуха на выходе из топки

Топка	Топливо	Коэффициент α_t
Камерная топка с твердым шлакоудалением	Антрацит, полуантрацит, тощий уголь	1,2–1,25*
	Остальное твердое топливо	1,15–1,2
Камерная топка с жидким шлакоудалением	Антрацит, полуантрацит, тощий уголь	1,2–1,25
	Остальное твердое топливо	1,15–1,2
Камерная	Природный газ,	1,05–1,1**
	Мазут	1,02–1,05***

* Большие значения – при транспортировке пыли горячим воздухом и наличии отдельных сбросных горелок

** При наличии газоплотной топочной камеры принимают $\alpha_t = 1,05$

*** В топках с газоплотными экранами и в уплотненных топках при $\Delta\alpha_t \leq 0,05$ принимают $\alpha_t = 1,02–1,03$

В газоплотных топках, работающих под наддувом, присосы воздуха в топку исключены ($\Delta\alpha_T = 0$).

При сжигании твердых топлив в системе пылеприготовления, работающей под разрежением, также имеют место присосы воздуха $\Delta\alpha_{пл}$, которые поступают в горелки вместе с транспортирующей топливо средой.

Средние значения присосов воздуха в замкнутых системах пылеприготовления, работающих под разрежением, представлены в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Средние значения присосов воздуха в замкнутых системах пылеприготовления, работающих под разрежением

Мельницы и характеристики пылесистемы	Значение $\Delta\alpha_{пл}$
ШБМ с промежуточным бункером пыли при сушке топлива горячим воздухом	0,1
ШБМ с промежуточным бункером пыли при сушке топлива смесью воздуха с топочными газами	0,12
ШБМ с прямым вдуванием угольной пыли в топку	0,04
Молотковая мельница с прямым вдуванием угольной пыли в топку	0,04
Среднеходная валковая мельница с прямым вдуванием пыли в топку	0,04
Пылесистема с мельницами-вентиляторами	0,2

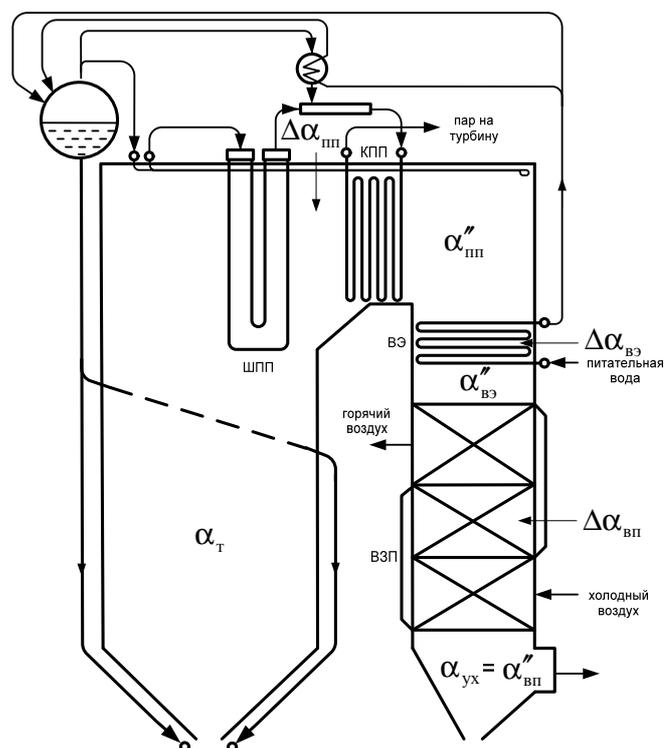


Рис. 3.1. К определению присосов воздуха и коэффициента избытка воздуха по газоходам котельного агрегата

В этом случае для сохранения заданного избытка воздуха на выходе из топки коэффициент избытка горячего воздуха, вводимого через горелки $\beta_{гв}$, должен быть уменьшен:

$$\beta_{гв} = \alpha_{гор} - \Delta\alpha_{пл}; \quad (3.2)$$

Присосы воздуха в газоходах парового котла принимают по табл. 3.3.

Избыток воздуха за каждой поверхностью нагрева после топочной камеры α_i получается прибавлением к α_T соответствующих присосов воздуха, т.е.

$$\alpha_i = \alpha_T + \sum_{i=1}^n \alpha_i ; \quad (3.3)$$

Рециркуляция газов в расчетах объемов и энтальпий продуктов сгорания учитывается в газовом тракте от места ввода рециркулирующих газов в газоход котла до места их отбора.

Таблица 3.3

Расчетные присосы холодного воздуха в топках и газоходах паровых котлов

Поверхность нагрева	Обозначение	Присос
Топочная камера с современной натрубной или щитовой обмуровкой, гидравлическим уплотнением шлаковой шахты при отсутствии газоплотного экрана, сжигании твердых топлив, природного газа и мазута в котлах с $D \leq 89$ кг/с (320 т/ч)	$\Delta\alpha_T$	0,08–0,1
Топочная камера с современной натрубной или щитовой обмуровкой, гидравлическим уплотнением шлаковой шахты при отсутствии газоплотного экрана, сжигании твердых топлив, природного газа и мазута в котлах с $D > 89$ кг/с (320 т/ч), а также для котлов с меньшей производительностью при наличии металлической наружной обшивки топки	$\Delta\alpha_T$	0,05–0,07
То же для газомазутных котлов с $D > 89$ кг/с и с металлической обшивкой топки	$\Delta\alpha_T$	0,03
То же при наличии газоплотных экранов и работе топки под разряжением	$\Delta\alpha_T$	0,02
Поверхности, расположенные на выходе из топки (ширмовый пароперегреватель, фестон)	$\Delta\alpha_{\text{шп}}$	0
Поверхность пароперегревателя в горизонтальном газоходе (конвективный или ширмовый пароперегреватель)	$\Delta\alpha_{\text{шп}}$	0,03
Первичный или вторичный пароперегреватель в опускном газоходе (отдельно на каждый пакет)	$\Delta\alpha_{\text{шп}}$	0,03
Переходная зона	$\Delta\alpha_{\text{пз}}$	0,03
Водяной экономайзер при одноступенчатом выполнении или на каждую ступень при двухступенчатом выполнении	$\Delta\alpha_{\text{вэ}}$	0,02
Трубчатый воздухоподогреватель на каждую ступень	$\Delta\alpha_{\text{вп}}$	0,03
Регенеративный вращающийся воздухоподогреватель при $D \leq 50$ кг/с (180 т/ч)	$\Delta\alpha_{\text{рвп}}$	0,2
Регенеративный вращающийся воздухоподогреватель при $D > 50$ кг/с (180 т/ч)	$\Delta\alpha_{\text{рвп}}$	0,15

Примечание: для топочных камер с газоплотными цельносварными экранами $\Delta\alpha_T = 0$

Коэффициент рециркуляции определяет долю газов, используемых для рециркуляции,

$$r = \frac{V_{\text{рц}}}{V_{\text{г.отб}}''}; \quad (3.4)$$

где $V_{\text{рц}}$ и $V_{\text{г.отб}}''$ – объем газов, отбираемых на рециркуляцию, и остающийся объем за местом отбора газов, м³/кг топлива.

Рециркуляция газов в топку находит применение прежде всего при сжигании мазута для снижения максимального теплового потока в зоне ядра факела при полной нагрузке ($r = 0,05-0,15$) и для регулирования температуры вторично-перегретого пара при снижении нагрузки ($r = 0,15-0,35$, при этом большее значение относится к низкой нагрузке).

При сжигании твердого топлива ввод газов рециркуляции в топку применяют для сильношлакующих топлив с целью уменьшения температуры газов в ядре факела и вблизи стен топки (так называемая «нижняя рециркуляция» $r = 0,1-0,15$) и для исключения шлакования поверхностей на выходе из топки («верхняя рециркуляция» $r = 0,15-0,2$). Аналогично при газовой сушке топлива: когда отбирается часть горячих газов из газохода котла за топкой и сбрасывается затем в виде сушильного агента в зону горения, то эта часть рассматривается как газы рециркуляции. Рециркуляция газов в ядро факела на твердых топливах допустима только для высокорекреакционных топлив ($V^r > 25\%$).

Газы на рециркуляцию обычно отбирают из газохода после экономайзера. Место отбора газов для газовой сушки топлива зависит от необходимой температуры газов и выбирается на основании теплового расчета пылесистемы (при выходе из топки, после перегревателя, за экономайзером). При отборе газов за экономайзером предварительно для расчетов принимают температуру рециркулирующих газов $\vartheta_{\text{рц}} = t_{\text{гв}} + (40-60)^\circ\text{C}$, но не выше $380-400^\circ\text{C}$, а коэффициент избытка воздуха в них

$$\alpha_{\text{рц}} = \alpha_{\text{yx}} - \Delta\alpha_{\text{вп}}; \quad (3.5)$$

Тогда усредненный коэффициент избытка воздуха в топке при вводе в нее рециркулирующих газов

$$\alpha_{\text{т}}^{\text{рц}} = \frac{\alpha_{\text{т}} + r\alpha_{\text{рц}}}{1 + r} \quad (3.6)$$

а во всех последующих поверхностях избыток воздуха определяется по (3.3) с учетом доли присосов холодного воздуха в каждой поверхности нагрева.

4. РАСЧЕТ ОБЪЕМОВ И ЭНТАЛЬПИЙ ВОЗДУХА И ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

4.1 Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания

4.1.1 Объемы теоретического количества воздуха и продуктов сгорания при $\alpha = 1$

По общепринятой методике объемы продуктов сгорания и воздуха выражаются в кубических метрах при нормальных условиях (0°C и 760 мм рт. ст.) при сжигании 1 кг твердого или жидкого топлива или 1 м³ газового топлива.

Для *твердого* или *жидкого* топлива расчет теоретических объемов воздуха, м³/кг, и продуктов сгорания (при $\alpha = 1$) производят, исходя из состава рабочей массы (см. табл. 1.3 и 1.4) по следующим формулам:

$$\text{теоретический объем воздуха, м}^3/\text{кг} \\ V_{\text{в}}^0 = 0,0889 \cdot (C^{\text{п}} + 0,375S^{\text{п}}) + 0,265H^{\text{п}} - 0,0333O^{\text{п}}; \quad (4.1)$$

теоретические объемы продуктов сгорания, полученные при полном сгорании топлива:

объем азота, м³/кг

$$V_{N_2}^0 = 0,79V_B^0 + 0,8 \frac{N^P}{100}; \quad (4.2)$$

объем трехатомных газов, м³/кг

$$V_{RO_2} = 1,866 \frac{C^P + 0,375S^P}{100}; \quad (4.3)$$

объем водяных паров, м³/кг

$$V_{H_2O}^0 = 0,111H^P + 0,0124W^P + 0,0161V_B^0; \quad (4.4)$$

объем дымовых газов, м³/кг

$$V_r^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0. \quad (4.5)$$

При сжигании *газообразного* сухого топлива расчет теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания м³/м³ газа, производится на основании процентного состава компонентов, входящих в него (см. табл. 1.5):

теоретический объем воздуха, м³/м³

$$V_B^0 = 0,0476 \left[0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right]; \quad (4.6)$$

теоретические объемы продуктов сгорания:

теоретический объем азота, м³/м³

$$V_{N_2}^0 = 0,79V_B^0 + 0,01N_2; \quad (4.7)$$

объем трехатомных газов, м³/м³

$$V_{RO_2} = 0,01(CO_2 + CO + H_2S + \sum m C_m H_n); \quad (4.8)$$

теоретический объем водяных паров, м³/м³

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \left(H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124d_r \right) + 0,0161V_B^0, \quad (4.9)$$

где d_r – влагосодержание газообразного топлива (можно принять $d_r = 10$ г/м³).

4.1.2 Действительные объемы продуктов сгорания при $\alpha > 1$ для всех видов топлива

Действительные объемы продуктов сгорания при избытке воздуха в газоходах $\alpha_i > 1$ определяют по формуле, м³/кг (м³/м³)

$$V_r = V_r^0 + 1,016(\alpha_i - 1)V_B^0 \quad (4.10)$$

Расчет объемов продуктов сгорания в поверхностях нагрева сводят в таблицу по типу табл. 4.1, составленной для барабанного котла с одноступенчатой компоновкой конвективных поверхностей нагрева. Следует отметить, что при другой компоновке поверхностей нагрева заданного в проекте (выбранного) типа котла и в зависимости от вида сжигаемого топлива последовательность расположения и вид поверхностей вдоль газового тракта, а также коэффициенты избытка воздуха могут быть другими.

Объемы газов и водяных паров определяются по среднему значению коэффициента избытка воздуха в поверхности нагрева α_{cp} , равному полусумме значений на входе в поверхность и на выходе из нее. По среднему объему газов в поверхности определяется в дальнейшем средняя скорость газового потока, влияющая на интенсивность конвективного теплообмена. В табл. 4.1 включены также объемные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц в продуктах сгорания для последующего расчета лучистого теплообмена. Доля золы, уносимой потоком газа a_{yn} , выбирается согласно рекомендациям представленным в табл. 4.2.

Объемы продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц (*макет*)

Название величины и обозначение	Газоход			
	Топочная камера, ширмы	Паро-перегреватель	Водяной экономайзер	Воздухоподогреватель
Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева $\alpha'' = \alpha_{\tau} + \sum \alpha_i$				
Средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева $\alpha_{\text{ср}}$				
Объем водяных паров, м ³ /кг, $V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161(\alpha_{\text{ср}} - 1)V_{\text{B}}^0$				
Полный объем газов, м ³ /кг, $V_{\text{Г}} = V_{\text{Г}}^0 + 1,016(\alpha_{\text{ср}} - 1)V_{\text{B}}^0$				
Объемная доля трехатомных газов $r_{\text{RO}_2} = V_{\text{RO}_2} / V_{\text{Г}}$				
Объемная доля водяных паров $r_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}} / V_{\text{Г}}$				
Суммарная объемная доля $r_{\text{п}} = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$				
Масса дымовых газов, кг/кг $G_{\text{Г}} = 1 - 0,01A^{\text{п}} + 1,306\alpha_{\text{ср}}V_{\text{B}}^0$				
Концентрация золовых частиц, кг/кг $\mu_{\text{зл}} = A^{\text{п}}a_{\text{yh}} / 100G_{\text{Г}}$				

4.2. Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания

Для всех видов топлива энтальпия теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания, в кДж/кг или кДж/м³, при расчетной температуре ϑ , °С, определяют по формулам:

$$H_{\text{B}}^0 = V_{\text{B}}^0 c_{\text{B}} \vartheta; \quad (4.11)$$

$$H_{\text{Г}}^0 = (V_{\text{RO}_2} c_{\text{RO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 c_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2}^0 c_{\text{N}_2}) \vartheta. \quad (4.12)$$

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

$$H_{\text{Г}} = H_{\text{Г}}^0 + (\alpha - 1)H_{\text{B}}^0 + H_{\text{зл}}. \quad (4.13)$$

В приведенных формулах: c_{B} , c_{RO_2} , $c_{\text{H}_2\text{O}}$, c_{N_2} – теплоемкости соответственно воздуха, трехатомных газов, водяных паров и азота при постоянном давлении, кДж/(м³·К), их значения приведены в табл. 4.3; $H_{\text{зл}}$ – энтальпия золы:

$$H_{\text{зл}} = 0,01a_{\text{yh}} A^{\text{п}} c_{\text{зл}} \vartheta, \quad (4.14)$$

где $c_{\text{зл}}$ – теплоемкость золы, кДж/(кг·К), приведена в табл. 4.3.

Энтальпия золы невелика по сравнению с другими составляющими и учитывается, когда приведенный унос летучей золы с потоком газов значителен: $a_{\text{yh}} A^{\text{п}} > 1,4 \text{ \%} \cdot \text{кг/МДж}$.

Расчетные характеристики камерных топок при $D > 21$ кг/с (75 т/ч)

Вид топочного устройства	Топливо	Допустимое теплонапряжение топочного объема q_V , кВт/м ³	Тонкость помола		Потеря теплоты q_4 , %	Доля уноса золы из топки $a_{ун}$
			R_{90} , %	R_{1000} , %		
Пылеугольных котлов ($q_3 = 0$)						
Камерная топка с твердым шлакоудалением	Антрациты	140	6–7	0	6	0,95
	Полуантрациты	160	6–7	0	4	0,95
	Тощие угли	160	8–10	0	2	0,95
	Каменные угли ($V^r > 25\%$)	175	20–25	0	1–1,5*	0,95
	Отходы углеобогащения	160	20	0	2–3*	0,95
	Бурые угли	180	40–50	0,8–1	0,5–1*	0,95
	Фрезерный торф	160	–	–	0,5–1	0,95
	Сланцы	120	35	0	0,5–1	0,95
Камерная топка с жидким шлакоудалением	Антрациты и полуантрациты	145	6–7	0	3–4	0,9
	Тощие угли	185	8–10	0	1,5	0,85
	Каменные угли	185	20–25	0	0,5	0,8
	Бурые угли	210	40–50	0,8–1	0,5	0,7–0,8
* Меньшие значения – для малозольных топлив с $A^H < 1,4$ %кг/МДж						
Газомазутных котлов						
Топливо	Допустимое теплонапряжение топочного объема q_V , кВт/м ³	Суммарный недожог $q_3 + q_4$, % при нагрузках котла в % от номинальной				
		$D = 100$	$79 \leq D < 100$	$D < 70$		
Мазут	200–220	0,1–0,15	0,15–0,2	0,3–0,4		
Природный, попутный и коксовый газы	200–220	0,05–0,07	0,05–0,1	0,1–0,15		

Результаты расчета энтальпий газов при действительных избытках воздуха в газах сводятся в таблицу по форме табл. 4.4, составленной на примере для принятой ранее конструкции парового котла (см. табл. 4.1).

Поскольку на данном этапе расчета температура газов за той или иной поверхностью нагрева еще не известна, расчет энтальпий газов выполняется на весь возможный (ожидаемый) за данной поверхностью диапазон температур. Искомая температура или энтальпия за поверхностью нагрева определяется по найденному в расчете или принятому значению путем линейной интерполяции (по Лагранжу) в пределах имеющегося диапазона. Экстраполяция за пределы выбранного диапазона допускается при отклонении рассчитываемой величины не более чем на 100°C .

Таблица 4.3.
Средняя теплоемкость воздуха, газов, водяных паров (кДж/(м³·К)) и золы (кДж/(кг·К))

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	c_{B}	c_{RO_2}	c_{N_2}	$c_{\text{H}_2\text{O}}$	$c_{\text{зл}}$
100	1,3198	1,6010	1,2955	1,4954	0,8080
200	1,3253	1,7016	1,2968	1,5063	0,8455
300	1,3328	1,7887	1,3006	1,5235	0,8790
400	1,3555	1,9312	1,3173	1,5666	0,9000
500	1,3693	1,9902	1,3286	1,5909	0,9168
600	1,3840	2,0426	1,3412	1,6161	0,9335
700	1,3986	2,0900	1,3546	1,6425	0,9460
800	1,4124	2,1327	1,3680	1,6693	0,9586
900	1,4259	2,1708	1,3806	1,6969	0,9721
1000	1,4384	2,2052	1,3928	1,7242	0,9837
1100	1,4594	2,2366	1,4045	1,7514	0,9970
1200	1,4623	2,2655	1,4154	1,7782	1,0055
1300	1,4736	2,2915	1,4263	1,8042	1,0465
1400	1,4841	2,3154	1,4359	1,8293	1,1302
1500	1,4937	2,3372	1,4451	1,8541	1,1720
1600	1,5029	2,3573	1,4539	1,8775	1,1929
1700	1,5113	2,3761	1,4623	1,9010	1,2139
1800	1,5189	2,3933	1,4698	1,9228	1,2348
1900	1,5268	2,4092	1,4770	1,9437	1,2557
2000	1,5340	2,4239	1,4837	1,9643	1,2578
2100	1,5411	2,4377	1,4904	1,9840	1,2600
2200	1,5474	2,4503	1,4962	2,0024	–
2300	1,5536	2,4620	1,5021	2,0204	–

Таблица 4.4
Энтальпии продуктов сгорания, кДж/кг (макет)

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	H_{r}^0 ($\alpha = 1$)	$H_{\text{в}}^0$ ($\beta_{\text{в}} = 1$)	$H_{\text{зл}}$	$H_{\text{r}} = H_{\text{r}}^0 + (\alpha - 1)H_{\text{в}}^0 + H_{\text{зл}}$			
				Топочная камера, ширмы (по α_{r})	Паро- перегрева- тель (по $\alpha''_{\text{пп}}$)	Водяной экономай- зер (по $\alpha''_{\text{вз}}$)	Воздухо- подогрева- тель (по $\alpha''_{\text{вп}}$)
100							
200							
300							
400							
500							
...							
...							
...							
...							
2000							
2100							
2200							
2300							

5. ЭКОНОМИЧНОСТЬ РАБОТЫ ПАРОВОГО КОТЛА. РАСХОД ТОПЛИВА НА КОТЕЛ

5.1. Коэффициент полезного действия и потери теплоты

Коэффициент полезного действия, %, проектируемого парового котла определяется методом обратного баланса:

$$\eta_k = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \quad (5.1)$$

Задача расчета сводится к определению тепловых потерь для принятого типа парового котла и сжигаемого топлива. Потеря теплоты с уходящими газами q_2 , %, зависит от заданной (выбранной) температуры уходящих газов и избытка воздуха продуктов сгорания покидающих котел

$$q_2 = \frac{(H_{yx} - \alpha_{yx} H_{xb}^0)(100 - q_4)}{Q_p^p}. \quad (5.2)$$

где H_{yx} – энтальпия уходящих газов, кДж/кг или кДж/м³; определяется из табл. 4.4 по J_{yx} при избытке воздуха в продуктах сгорания за воздухоподогревателем; H_{xb}^0 – энтальпия холодного воздуха, определяемая по табл. 4.4 при расчетной температуре t_{xb} и $\beta_b = 1$; Q_p^p – располагаемая теплота сжигаемого топлива, кДж/кг или кДж/м³. В большинстве случаев Q_p^p принимается равной Q_n^p и только при внешнем (калориферном) подогреве воздуха перед поступлением его в воздухоподогреватель, а также при предварительном нагреве топлива (мазута) располагаемую теплоту определяют $Q_p^p = k_q Q_n^p$, где k_q – коэффициент, учитывающий долю дополнительного поступления теплоты с топливом:

$$k_q = 1 + (0,055t_m + 0,35\Delta t_{под})10^{-3}. \quad (5.3)$$

Здесь t_m – температура мазута, обычно составляет 90–140 °С; $\Delta t_{под}$ – нагрев воздуха в калориферной установке, °С (подогрев за счет рециркуляции горячего воздуха не учитывается).

Потери теплоты с химическим q_3 , %, и механическим q_4 , %, недожогом топлива зависят от вида топлива и способа его сжигания и принимаются на основании опыта эксплуатации паровых котлов согласно рекомендациям из табл. 4.2.

Потеря теплоты от наружного охлаждения q_5 , %, через внешние поверхности в котлах большой тепловой мощности невелики (менее 0,5 %) и уменьшается с ростом единичной мощности котла. Ее значение при номинальной расчетной нагрузке можно определить из следующих зависимостей:

при паропроизводительности котла $D_{ном} = 42–250$ кг/с (160–900 т/ч)

$$q_5^h = \frac{(60/D_{ном})^{0,5}}{\lg D_{ном}}. \quad (5.4)$$

при $D_{ном} > 250$ кг/с принимается $q_5 = 0,2$ %.

При нагрузках, отличающихся от номинальной, потери теплоты q_5 изменяются и пересчитываются по формуле

$$q_5 = q_5^h \frac{D_{ном}}{D}. \quad (5.5)$$

Потери теплоты от наружного охлаждения системы пылеприготовления невелики; они в значительной мере компенсируются выделением теплоты при работе мельниц, и по-

этому оба указанных фактора не учитываются.

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

$$\phi = 1 - \frac{q_5}{100}. \quad (5.6)$$

Потеря теплоты с физическим теплом шлака q_6 , %, обязательно учитывается при жидком шлакоудалении (при любой зольности топлива), а при твердом шлакоудалении – только в случае для многозольных топлив, когда $A^p > 2,5Q_n^p$, где Q_n^p выражено в МДж/кг. Расчет потерь с физическим теплом шлака выполняется по формуле:

$$q_6 = \frac{a_{\text{шл}} A^p (ct)_{\text{шл}}}{Q_p^p}, \quad (5.7)$$

где $a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{ун}}$ – доля шлакоулавливания в топочной камере; $(ct)_{\text{шл}}$ – энтальпия шлака, при твердом шлакоудалении принимается $t_{\text{шл}} = 600$ °С и $(ct)_{\text{шл}} = 560$ кДж/кг. В случае жидкого шлакоудаления температура жидкого шлака принимается равной $t_{\text{шл}} = t_3 + 100$ °С, а теплоемкость шлака при температурах от 1300 до 1700 °С может быть найдена по выражению $c_{\text{шл}} = 1,1 + 0,2(t_{\text{шл}} - 1300)/400$. При отсутствии данных о температуре жидкоплавкого состояния шлака t_3 принимают $t_{\text{шл}} = 1500$ °С, а энтальпию $(ct)_{\text{шл}} = 1800$ кДж/кг.

5.2. Определение расхода топлива

Полный расход топлива B , кг/с, подаваемого в топочную камеру парового котла, определяется из баланса между полезным тепловыделением при горении топлива и тепло-восприятием рабочей среды в паровом котле:

$$B = \frac{D_{\text{пе}}(h_{\text{пе}} - h_{\text{пв}}) + D_{\text{вт}}(h_{\text{вт}}'' - h_{\text{вт}}') + D_{\text{пр}}(h_{\text{кип}} - h_{\text{пв}})}{Q_p^p \eta_k}. \quad (5.8)$$

Здесь $D_{\text{пе}}$ – расчетная (заданная) паропроизводительность котла, кг/с; $h_{\text{пе}}$, $h_{\text{пв}}$, $h_{\text{кип}}$ – энтальпии соответственно перегретого пара, питательной воды и воды на линии насыщения при давлении в барабане парового котла, кДж/кг. Энтальпии определяются по соответствующим температурам пара и воды и давлению в пароводяном тракте: $h_{\text{пе}} = f(p_{\text{пе}}, t_{\text{пе}})$, $h_{\text{пв}} = f(p_{\text{пв}}, t_{\text{пв}})$, $h_{\text{кип}} = h'(t_s(p_6))$, где $t_{\text{пе}}$, $t_{\text{пв}}$, t_s – температуры соответственно перегретого пара, питательной воды и на линии насыщения, °С; $p_{\text{пе}}$, $p_{\text{пв}} = (1,2 - 1,3)p_{\text{пе}}$, $p_6 = 1,12p_{\text{пе}}$ – давления соответственно перегретого пара, питательной воды и в барабане парового котла, МПа; $D_{\text{вт}}$ – расход вторично-перегретого пара, кг/с; $D_{\text{пр}}$ – расход продувочной воды из барабанного парового котла, кг/с, принимают в расчетах $D_{\text{пр}} = (0,005 - 0,02)D_{\text{пе}}$.

При ненулевых значениях механического недожога q_4 определяют значение расчетного расхода сгоревшего топлива B_p , на основе которого производится определение полного расхода газов и воздуха в газоздушном тракте котла:

$$B_p = B(1 - 0,01q_4) \quad (5.9)$$

В этом случае все удельные тепловосприятия поверхностей нагрева в тепловом расчете относят на 1 кг сгоревшего топлива, т.е. к величине B_p . При сжигании в котле газообразного или жидкого топлива $B_p = B$, м³/с или кг/с.

6. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТОПОЧНОЙ КАМЕРЫ

6.1. Конструктивные и тепловые характеристики топочной камеры

Задача теплового и конструктивного расчета топочной камеры заключается в определении ее тепловосприятия, размеров необходимой лучевоспринимающей поверхности экранов и объема топки, обеспечивающих снижение температуры продуктов сгорания до заданной величины. По условию предотвращения шлакования поверхностей нагрева котла расположенных на выходе из топки желательно обеспечить значение температуры газов на выходе из топки $\vartheta_t'' < t_1$, где t_1 – температура начала деформации золы (см. табл. 1.3).

Для выполнения расчета топки составляется предварительный эскиз ее, который может быть принят близким к эскизу топочной камеры типового котла, указанного в задании к проекту. Объем топочной камеры (рис. 6.1) ограничивается осевой плоскостью экранных труб стен и потолка, поверхностью, проходящей через первый ряд труб ширм или другой поверхности на выходе из топки, горизонтальной плоскостью, отделяющей половину высоты холодной воронки или плоскостью пода топки.

Полная площадь поверхности стен топки $F_{ст}$, м², вычисляется как сумма плоскостей, ограничивающих объем топочной камеры:

$$F_{ст} = F_{фр} + F_{тыл} + 2F_{бок} + F_{под} + F_{пот} + F_{вок}, \quad (6.1)$$

где $F_{фр}$ – площадь поверхности фронтальной стены топки, м²; $F_{тыл}$ – площадь поверхности тыловой (задней) стены топки, м²; $F_{бок}$ – площадь поверхности боковой стены топки, м²; $F_{под}$ – площадь поверхности пода топки, м²; $F_{пот}$ – площадь поверхности экранов потолка топки, м²; $F_{вок}$ – площадь поверхности выходного окна топки, образованного плоскостью нижнего торца ширм, м².

Объем топочной камеры, м³, определяется по уравнению:

$$V_t = F_{бок} b_t, \quad (6.2)$$

где b_t – ширина топочной камеры (ширина котла), м, (см. рис. 6.1).

Значение объема топочной камеры определяет величину расчетного теплонапряжения топочного объема, кВт/м³

$$q_v = \frac{B_p Q_H^p}{V_t}, \quad (6.3)$$

Эффективная толщина излучающего слоя топки, м

$$s_t = 3,6 \frac{V_t}{F_{ст}}, \quad (6.4)$$

где V_t , $F_{ст}$ – объем и площадь поверхности стен топочной камеры, м³ и м².

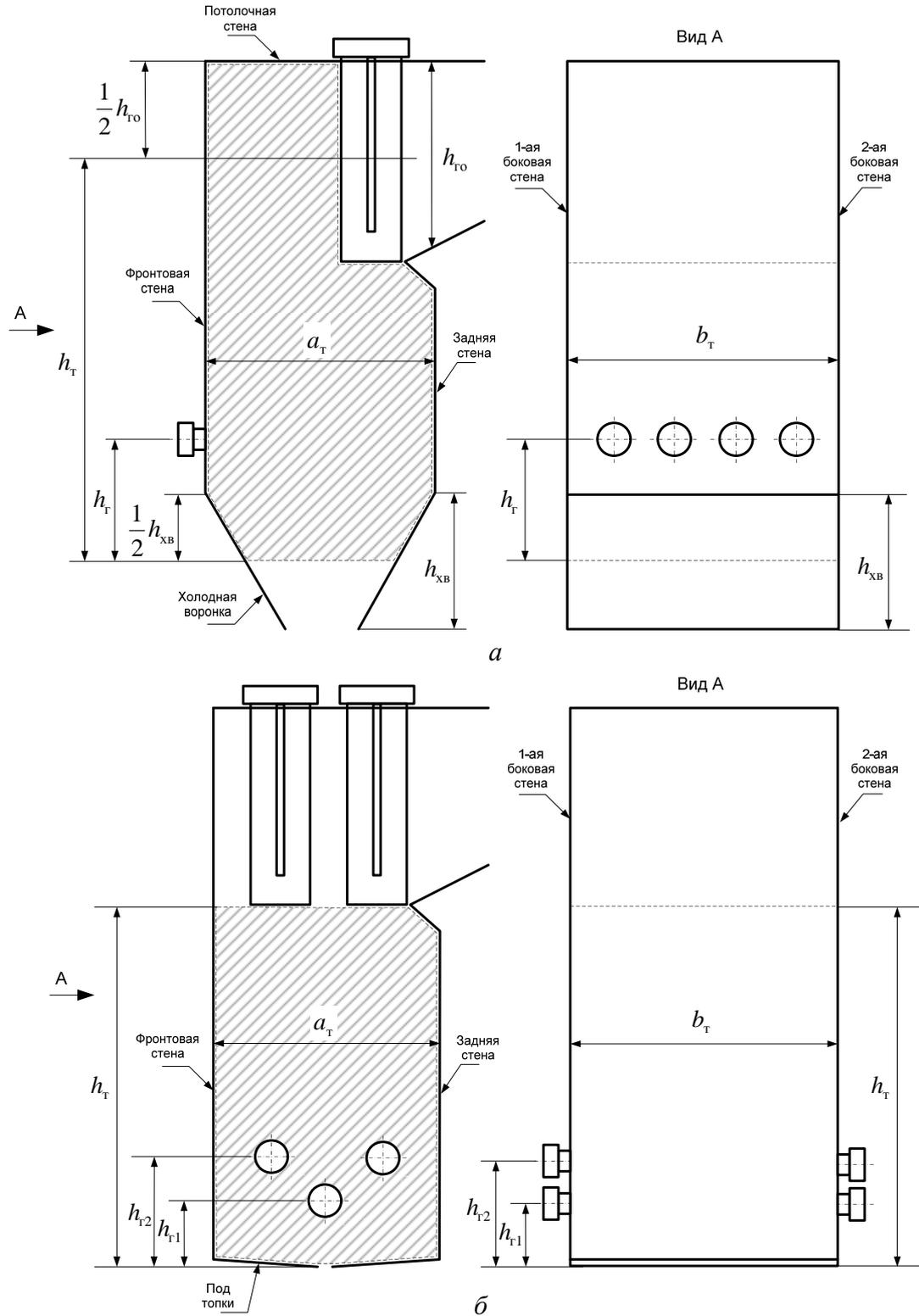


Рис. 6.1. К определению границ расчетного объема топки и основных расчетных размеров. *a* – топка с твердым шлакоудалением с одним рядом ширм, оснащенная одним ярусом горелочных устройств, расположенных на фронтальной стене; *б* – топка с жидким шлакоудалением с двумя рядами ширм, оснащенная двумя ярусами горелочных устройств, расположенных на боковых стенах; h_T – высота топки; h_T – высота расположения горелочных устройств; $h_{хв}$ – высота холодной воронки; $h_{го}$ – высота газового окна в плоскости заднего экрана; a_T – глубина топки; b_T – ширина топочной камеры (ширина котла)

6.2. Расчет теплообмена в топке

Задачей расчета теплообмена в топочной камере является определение тепловосприятия экранов топки $Q_{\text{н}}$ и температуры газов на выходе из нее $\vartheta_{\text{т}}''$. В связи с тем, что значительное число характеристик радиационного теплообмена зависят от значения температуры газов на выходе из топки, то в основу поверочного расчета топочной камеры парового котла положена методика последовательного приближения. Согласно данной методике необходимо предварительно задаться значением температуры газов на выходе из топки $\vartheta_{\text{т}}''$ исходя из характеристик топлива и условия предупреждения шлакования последующих поверхностей нагрева. Ориентировочно температура газов на выходе из топки может быть задана как $\vartheta_{\text{т}}'' = t_1 - (50 - 100) \text{ } ^\circ\text{C}$, где t_1 – температура начала деформации золы (см. табл. 1.3), при сжигании мазута и природного газа $\vartheta_{\text{т}}''$ принимают равной 1200–1300 $^\circ\text{C}$.

Полезное тепловыделение в топочной камере $Q_{\text{т}}$, кДж/кг (кДж/м³) складывается из располагаемой теплоты топлива $Q_{\text{р}}^{\text{п}}$ или только теплоты его сгорания (если нет дополнительных источников тепла), а также теплоты горячего воздуха $Q_{\text{в}}$, поступающего в топку

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{р}}^{\text{п}} \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_{\text{в}}, \quad (6.5)$$

Теплота поступающего в топочную камеру воздуха складывается из энтальпии горячего воздуха, определяемой на основании выбранной температуры $t_{\text{гв}}$ (табл. 1.8) и относительного избытка воздуха $\beta_{\text{гв}}$ по (3.2) и энтальпии присосов холодного воздуха:

$$Q_{\text{в}} = \beta_{\text{гв}} H_{\text{гв}}^0 + (\Delta\alpha_{\text{т}} + \Delta\alpha_{\text{пл}}) H_{\text{хв}}^0, \quad (6.6)$$

где значения теоретических энтальпий $H_{\text{гв}}^0$ и $H_{\text{хв}}^0$ определяются интерполяцией по табл. 4.4 при $\beta_{\text{в}} = 1$ и соответствующих температурах $t_{\text{гв}}$ и $t_{\text{хв}}$.

Значению $Q_{\text{т}}$ соответствует теоретическая (адиабатная) температура продуктов сгорания в топке $\vartheta_{\text{а}}''$, $^\circ\text{C}$. Ее находят посредством обратной интерполяции в зоне высоких температур газов данных из табл. 4.4 при значении $\alpha_{\text{т}}$, и принимая энтальпию $H_{\text{а}} = Q_{\text{т}}$.

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

$$Bu = kps_{\text{т}}, \quad (6.7)$$

где k – коэффициент поглощения топочной среды, 1/(м·МПа), рассчитывается по температуре и составу газов на выходе из топки. При его определении учитывается излучение трехатомных газов (RO_2 и H_2O) и взвешенных в потоке частиц сажи, летучей золы и кокса; p – давление в топочной камере, МПа, (принимается в расчетах $p = 0,1$ МПа); $s_{\text{т}}$ – эффективная толщина излучающего слоя топочной камеры, м, (см. формулу (6.4)).

Коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания (RO_2 , H_2O)

$$k_{\text{г}} = \left(\frac{7,8 + 16r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{r_{\text{п}} s_{\text{т}}}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T_{\text{т}}''}{1000} \right), \quad (6.8)$$

где $T_{\text{т}}'' = \vartheta_{\text{т}}'' + 273$ – абсолютная температура газов на выходе из топки, К; $r_{\text{п}} = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$ – объемная доля трехатомных газов, значения которых берутся из табл. 4.1 в колонке для топочной камеры.

Приближенно величина $k_{\text{г}}$ может быть найдена по рис. 6.2.

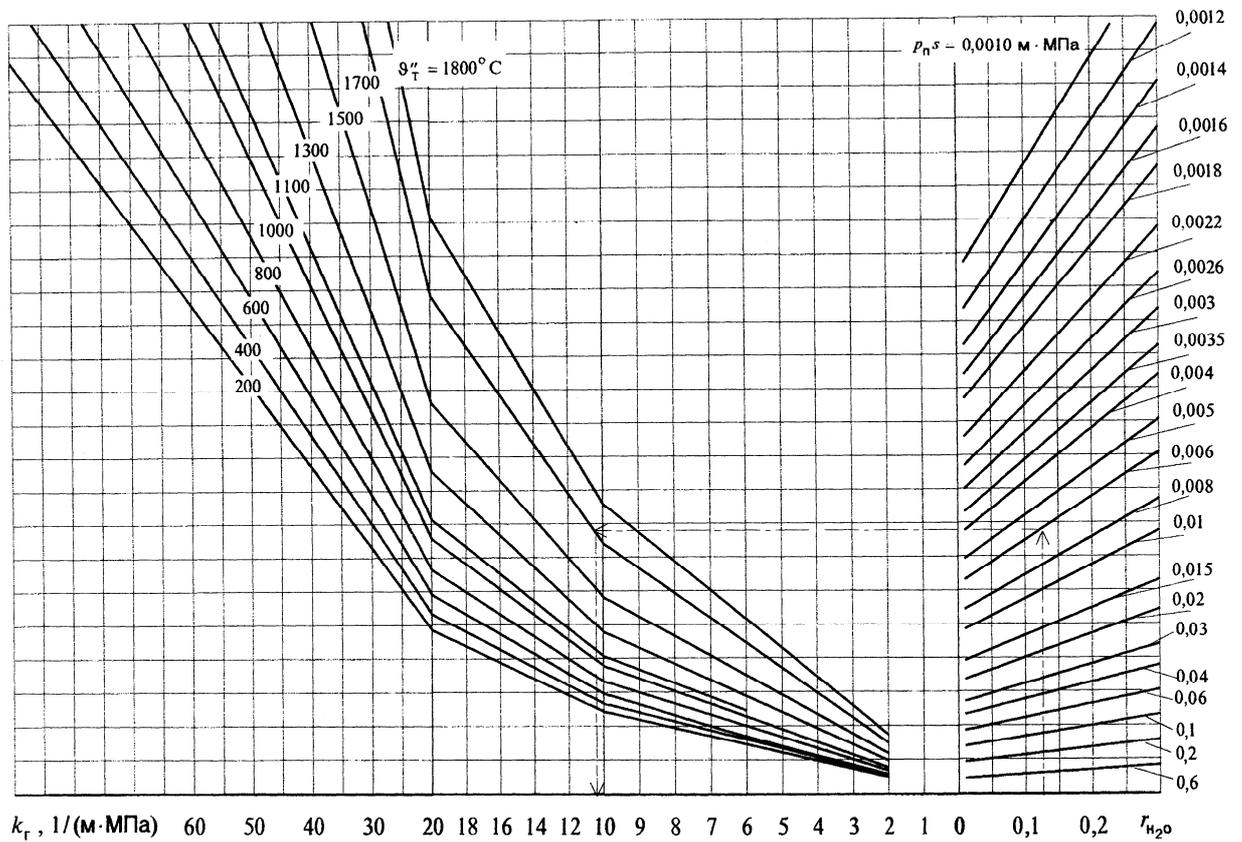


Рис. 6.2. Коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания (на рисунке $p_{n,s} = 0,1r_{n,s}$)

Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы определяется по формуле, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$

$$k_{\text{зл}} = \frac{43\rho_{\text{г}}}{(T_{\text{г}} d_{\text{зл}})^{0,67}}, \quad (6.9)$$

где $d_{\text{зл}}$ – эффективный диаметр золовых частиц, мкм, определяется видом сжигаемого топлива и типом мельничного устройства, так при размоле топлива в ШБМ $d_{\text{зл}} = 13$ мкм; при размоле в ММ, МВ, МВС $d_{\text{зл}} = 16$ мкм; при сжигании торфа $d_{\text{зл}} = 24$ мкм; $\rho_{\text{г}} = 1300$ г/м³ – плотность дымовых газов при атмосферном давлении.

Коэффициент ослабления лучей частицами горящего кокса $k_{\text{к}}$ принимают в зависимости от вида сжигаемого топлива. Для топлив с малым выходом летучих веществ (антрациты, полуантрациты, тощие угли) $k_{\text{к}} = 1$, для каменных и бурых углей, торфа, сланцев – $k_{\text{к}} = 0,5$.

При расчете критерия Bi принимается, что при сжигании твердого топлива основными излучающими компонентами являются газообразные продукты сгорания (RO_2 , H_2O) и взвешенные в их потоке частицы золы и кокса, при сжигании мазута и газа – газообразные продукты сгорания (RO_2 , H_2O) и взвешенные в их потоке сажистые частицы.

При сжигании твердых топлив коэффициент поглощения топочной среды определяется по формуле

$$k = k_{\text{г}} r_{\text{п}} + k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}} + k_{\text{к}}, \quad (6.10)$$

где $r_{\text{п}}$, $\mu_{\text{зл}}$ – объемная доля трехатомных газов и концентрация золовых частиц (принимаются из табл. 4.1 в колонке для топочной камеры).

При сжигании жидких и газообразных топлив коэффициент поглощения топочной среды определяется по формуле

$$k = k_{\text{r}} r_{\text{п}} + k_{\text{с}}, \quad (6.11)$$

где $k_{\text{с}}$ – коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами, образующимися в ядре факела при сжигании мазута и газа:

$$k_{\text{с}} = 0,3(2 - \alpha_{\text{т}})(1,6 \cdot 10^{-3} T_{\text{т}}'' - 0,5) C^{\text{p}} / \text{H}^{\text{p}}, \quad (6.12)$$

где $C^{\text{p}} / \text{H}^{\text{p}}$ – соотношение между содержанием углерода и водорода в рабочей массе топлива; при сжигании природного газа $C^{\text{p}} / \text{H}^{\text{p}} = 0,12 \sum \frac{m}{n} C_m \text{H}_n$, здесь $C_m \text{H}_n$ – содержание входящих в состав природного газа углеводородных соединений (метан, этан, бутан).

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

$$B\tilde{u} = 1,6 \ln \left(\frac{1,4 Bu^2 + Bu + 2}{1,4 Bu^2 - Bu + 2} \right), \quad (6.13)$$

Приближенное значение эффективного критерия Бугера может быть найдено по рис. 6.3.

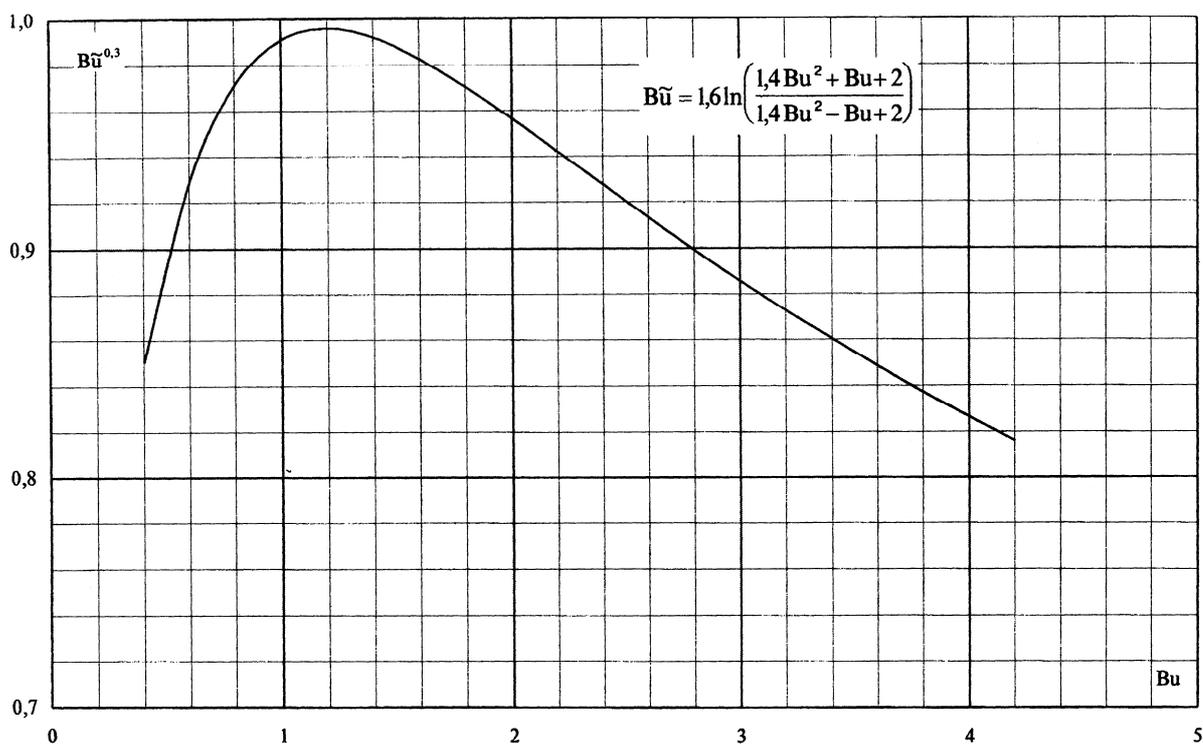


Рис. 6.3. Эффективное значение критерия Бугера ($B\tilde{u}^{0,3}$)

Изменение положение ядра факела в топке существенно сказывается на температуре в ее верхней части. Учет положения пылеугольного факела в камерной топке осуществляется с помощью эмпирического параметра M . Его значение при сжигании различных видов топлива в настенных горелках принимают:

При сжигании высокорекреационных твердых топлив (каменные и бурые угли, сланцы, торф)

$$M = 0,59 - 0,5X_T; \quad (6.14)$$

при камерном сжигании малореакционных твердых топлив (антрациты, полуантрациты, тощие угли), а также каменных углей с повышенной зольностью (типа экибастузских)

$$M = 0,56 - 0,5X_T; \quad (6.15)$$

при сжигании газа и мазута

$$M = 0,52 - 0,5X_T; \quad (6.16)$$

Для подового расположения горелок принимают $M = 0,4$.

Значение X_T характеризует относительную высоту положения зоны максимальных температур в топке. Для большинства видов топлив максимум температур по высоте топочной камеры практически совпадает с уровнем расположения горелок, тогда

$$X_T = \frac{h_r}{h_T}, \quad (6.17)$$

где h_r – высота размещения горелок от пода топки (при жидком шлакоудалении) или от середины холодной воронки (при твердом шлакоудалении); h_T – расчетная высота заполняющего топку факела от низа топки до середины выходного газового окна (см. рис. 6.1).

При расположении горелок в два-три яруса по высоте за h_r принимается средняя высота, если теплопроизводительности горелок всех ярусов одинаковые, а при разной теплопроизводительности расчетная высота размещения горелок пропорционально смещается в сторону большей теплопроизводительности ряда. В таком случае h_r определяется по следующему выражению:

$$h_r = \frac{n_1 B_1 h_{r1} + n_2 B_2 h_{r2} + n_3 B_3 h_{r3} + \dots}{n_1 B_1 + n_2 B_2 + n_3 B_3 + \dots}, \quad (6.18)$$

где B_1, B_2, B_3 – расход топлива соответственно через горелки первого, второго, третьего и т.д. ярусов; h_{r1}, h_{r2}, h_{r3} – высота расположения осей первого, второго, третьего и т.д. ярусов от пода или от середины холодной воронки; n_1, n_2, n_3 – количество горелок в первом, втором, третьем т.д. ярусах.

Также в случае использования многоярусного расположения горелок необходимо учитывать затягивание воспламенения и горения топлива в результате чего происходит смещение уровня максимума температур несколько выше зоны горелок. В этом случае

$$X_T = \frac{h_r}{h_T} + \Delta X, \quad (6.19)$$

где ΔX – поправка, принимается равной 0,1 при $D \leq 110$ кг/с и 0,05 при $D > 110$ кг/с.

Коэффициент тепловой эффективности экрана равен произведению условного коэффициента загрязнения (ξ) на угловой коэффициент экрана (x):

$$\psi = \xi x, \quad (6.20)$$

Угловой коэффициент экрана x определяется по рис. 6.4 или по формуле

$$x = 1 - 0,2 \left(\frac{s}{d} - 1 \right), \quad (6.21)$$

где s/d – относительный шаг труб настенного экрана.

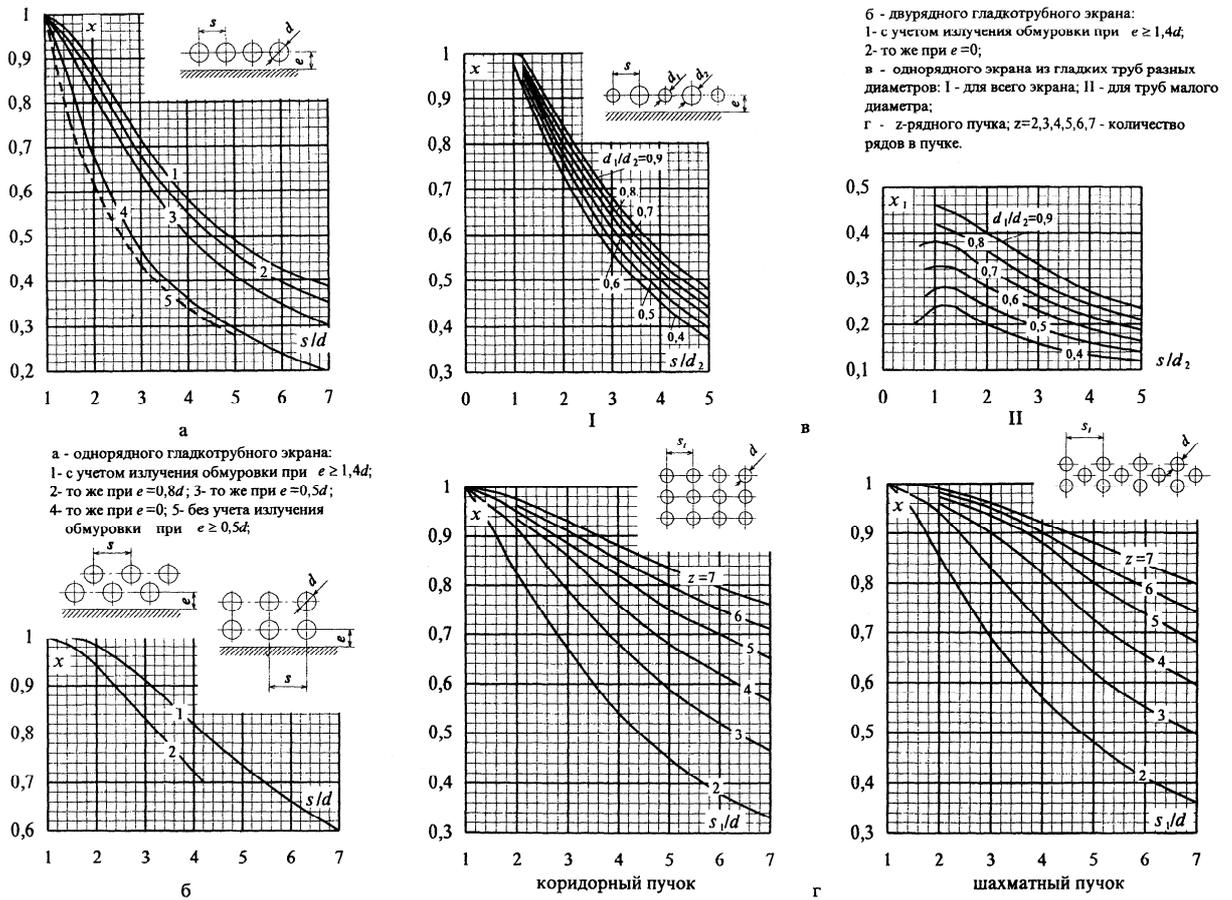


Рис. 6.4. Угловые коэффициенты экранов: а – однорядный гладкотрубный настенный экран; б – двухрядный гладкотрубный экран; в – однорядный экран из гладких труб разного размера; г – z-рядного пучка.

Если стены топки закрыты экранами с разными угловыми коэффициентами x или с разными коэффициентами загрязнения ξ , то определяют среднее значение коэффициента тепловой эффективности

$$\psi_{\text{ср}} = \frac{\sum \psi_i F_{\text{ст}i}}{F_{\text{ст}}}, \quad (6.22)$$

где ψ_i – коэффициент тепловой эффективности i -го участка экрана, определенного по (6.20); $F_{\text{ст}i}$ – площадь поверхности стены i -го участка экрана с отличающимися от других значениями x или ξ .

Условный коэффициент загрязнения поверхности нагрева ξ характеризует воспринятую долю лучистого тепла рабочей среды по сравнению с тепловым потоком, падающим на экранную поверхность. С увеличением загрязненности экранных труб величина коэффициента ξ уменьшается. Значения коэффициента загрязнения в зависимости от характеристики экрана и вида сжигаемого топлива приведены в табл. 6.1.

Условный коэффициент загрязнения поверхности

Тип экрана	Топливо	Коэффициент ξ
Настенные гладкотрубные и мембранные цельносварные экраны в камерных топках	Газообразное	0,65
	Мазут	0,55
	Твердое пылевидное топливо: антрацитовый штыб, тощий уголь	0,4–0,45*
	нешлакующие каменные угли каменные и бурые угли, торф	0,35–0,4**
	Сланцы эстонские	0,45–0,5*
Экраны, зафутерованные огнеупорной массой в топках с твердым шлакоудалением	Все виды топлива	0,2
Под топок, закрытых шамотным кирпичом	Все виды топлива	0,1

* Большие значения относятся к топкам, имеющим систематическую обдувку экранов

** Меньшее значение принимать при $q_f = B_p Q_H^p / F_{ст} < 3,5 \text{ МВт/м}^2$

Для двухсветных экранов среднее значение ξ уменьшают на 0,1 по сравнению с этой же величиной для настенных экранов.

В топках с жидким шлакоудалением футерованные экраны работают при более высоких температурах, чем при твердом удалении шлака, и взаимодействуют с пленкой жидкого шлака. Условный коэффициент загрязнения в этом случае определяют по формуле

$$\xi = 0,53 - 0,25 \cdot 10^{-3} t_3^{штл}, \quad (6.23)$$

где $t_3^{штл}$ – температура начала плавления шлака, принимается на 50 °С ниже температуры жидкоплавкого состояния золы t_3 .

Для плоскости, отделяющей объем топки от входа в ширмовый пароперегреватель (выходное окно), условный коэффициент загрязнения определяется с учетом теплообмена между объемами газов верхней части топки и в зоне ширм:

$$\xi_{вок} = \xi \beta, \quad (6.24)$$

где ξ – условный коэффициент загрязнения экранной поверхности, принимается по табл. 6.1 таким же, как для настенных экранов; β – коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между топкой и поверхностью нагрева. Коэффициент β определяется по формуле

$$\beta = \frac{A}{\vartheta_T''}, \quad (6.25)$$

где A – температурный коэффициент, принимающий следующие значения: 1100 °С – для твердых топлив; 900 °С – для мазута; 700 °С – для природного газа.

Далее по формуле (6.26) или рис. 6.5 определяется температура газов на выходе из топки

$$\vartheta_T'' = \frac{T_a}{1 + MB\tilde{\eta}^{0,3} \left[\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \Psi_{cp} F_{ст} T_a^3}{\Phi B_p (Vc)_{cp}} \right]^{0,6}} - 273, \quad (6.26)$$

где $(Vc)_{cp}$ – средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг или 1 м³ топлива

$$(Vc)_{cp} = \frac{Q_T - H_T''}{\vartheta_a'' - \vartheta_T''}, \quad (6.27)$$

где H_T'' – энтальпия продуктов сгорания топлива, кДж/кг (кДж/м³) на выходе из топки, определяемая по принятой ранее температуре ϑ_T'' и избытку воздуха на выходе из топки α_T по табл. 4.4.

Если найденная температура газов на выходе из топки ϑ_T'' отличается от принятой ранее больше, чем на ± 30 °С, то необходимо уточнить значение критерия Бугера Bu с учетом нового значения ϑ_T'' и повторить расчет заново.

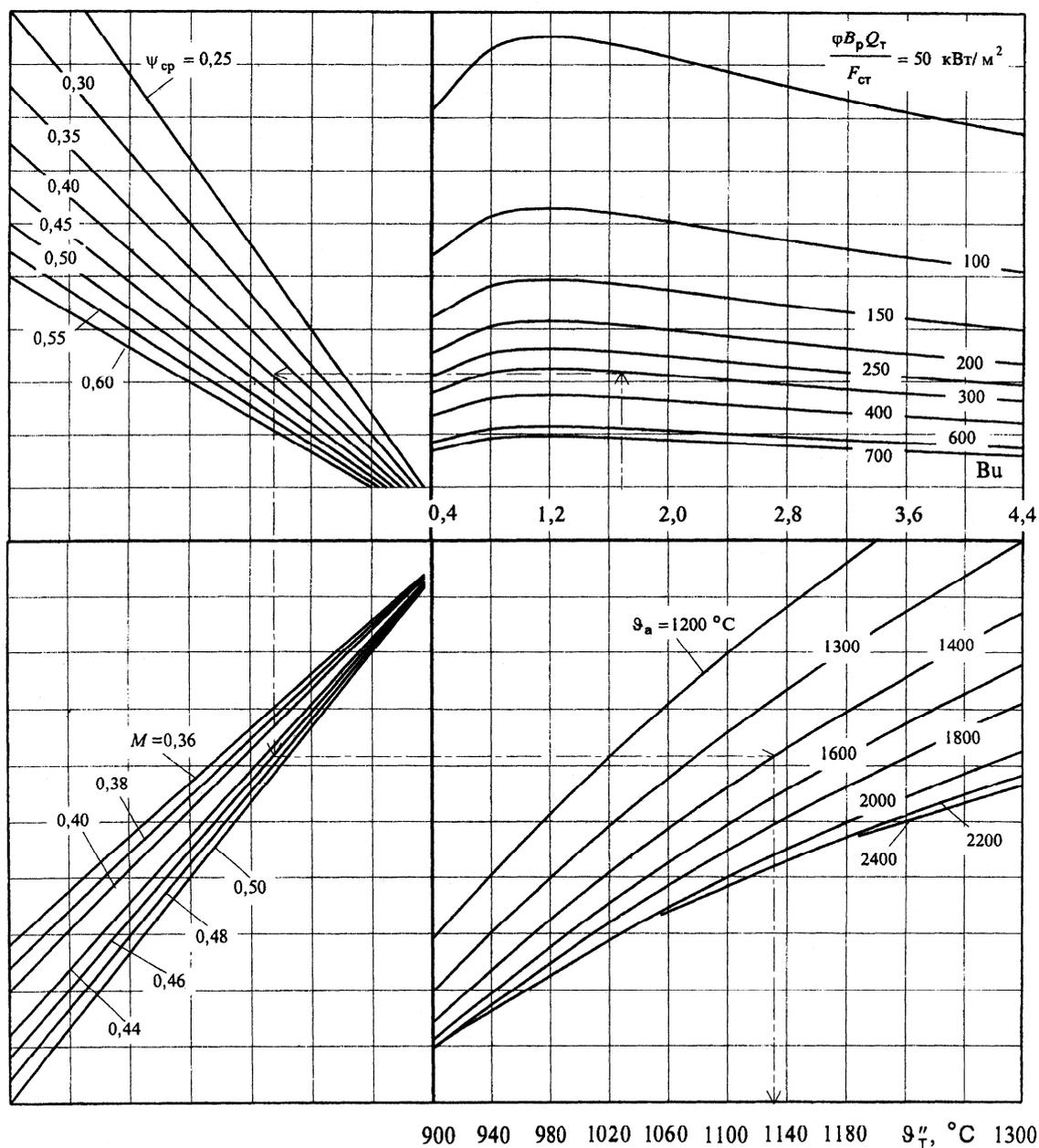


Рис. 6.5. Номограмма для определения температуры газов на выходе из топки ϑ_T'' , °С

При этом не следует допускать завышения температуры выше рекомендуемых значений по условиям предотвращения шлакования конвективных поверхностей нагрева. Работа котла с температурой газов на выходе из топки, превышающей допустимую по условиям шлакования, не разрешается. Поэтому, если такое превышение обнаружено расчетом, необходимо предусмотреть конструктивные мероприятия по снижению температуры газов на выходе из топки (например, увеличить объем и площадь стен топочной камеры, применить рециркуляции газов и т.д.).

Затем по найденной температуре газов на выходе из топки ϑ_T'' определяют по табл. 4.4 в колонке при α_T соответствующую энтальпию газов H_T'' .

Общее количество теплоты, переданное излучением от газов к поверхностям топки, определяется разностью между полезным тепловыделением в зоне горения и энтальпией газов на выходе из топки, кДж/кг:

$$Q_{л} = Q_T - H_T'' \quad (6.28)$$

Среднее тепловое напряжение экранов топки (воспринятый тепловой поток), кВт/м²:

$$q_{л} = \frac{B_p Q_{л}}{F_{ст} \chi}, \quad (6.29)$$

где χ – степень экранирования стен топки, которая для современных практически экранированных топок близка к единице. Неэкранированными являются лишь места разводки труб для горелок, лазов, лючков, которые все вместе составляют примерно 2–3 % поверхностей стен топки, тогда значение $\chi = 0,975–0,985$ (большее принимается при установке ширм в объеме топки).

7. РАСЧЕТ ТЕПЛОСПРИЯТИЯ НАСТЕННЫХ РАДИАЦИОННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

На рис. 2.2. приведены наиболее характерные схемы пароперегревателей барабанных и прямоточных паровых котлов. Настенные поверхности радиационного теплового приятия, как правило, используются на начальном этапе процесса нагрева пара в котле (в них подается насыщенный пар из барабана).

В прямоточных котлах настенный пароперегреватель занимает обычно верхнюю часть топки, включая потолок, а также стены горизонтального газохода и поворотной камеры. В газоплотных котлах к ним добавляются экранированные стены конвективной шахты. В барабанных котлах с паропроизводительностью $D \leq 117$ кг/с (420 т/ч) настенный пароперегреватель чаще всего размещают на потолке топки и горизонтального газохода, от фронтальной стены топки до задней стенки поворотной камеры. В новых модификациях барабанных паровых котлов при $D \leq 139$ кг/с (500 т/ч) размеры настенных поверхностей существенно увеличены за счет экранирования боковых и задней стен поворотной камеры, а также боковых стен горизонтального газохода. В этих случаях поток насыщенного пара из барабана движется несколькими параллельными подпотоками (см. рис. 7.1).

Для оценки теплового приятия настенных радиационных поверхностей пароперегревателя котла используются усредненные удельные тепловые напряжения 1 м² поверхности нагрева. Поэтому прежде всего необходимо из принятой эскизной конструкции котла определить площади поверхности нагрева указанных элементов.

Теплового приятия настенного и потолочного радиационного пароперегревателя в пределах топочной камеры (включая зону выступающих в топку ширм) определяют по уравнению, кДж/кг:

$$Q_{\text{пот}} = \frac{q_{\text{л}} \eta_{\text{в}} F_{\text{пот}}}{B_{\text{п}}}, \quad (7.1)$$

где $F_{\text{пот}}$ – площадь поверхности стен и потолка топки, занятая пароперегревателем, м^2 ; $\eta_{\text{в}}$ – коэффициент неравномерности тепловосприятия для потолка и верхней части топки; его значения принимаются по табл. 7.1; $q_{\text{л}}$ – среднее тепловое напряжение экранов топки (расчет выполняется по формуле (6.29)), $\text{кВт}/\text{м}^2$.

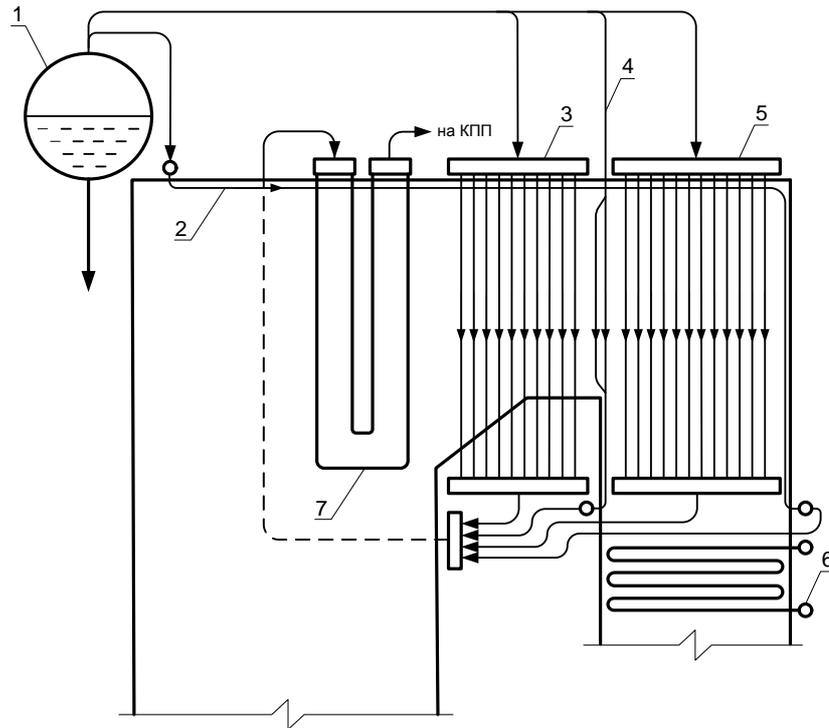


Рис. 7.1. Схема движения пара в радиационных настенных поверхностях нагрева барабанного парового котла. 1 – барабан; 2 – экран потолка и задней стены конвективной шахты; 3 – экраны горизонтального газохода; 4 – экраны передней стены конвективной шахты; 5 – экраны боковой стены конвективной шахты; 6 – поверхность водяного экономайзера; 7 – ширмовый пароперегреватель

Таблица 7.1

Коэффициенты неравномерности тепловосприятия по высоте топки

Характеристики топки	Значение $\eta_{\text{в}}$	
	для верхней части топки	для потолка топки
Пылеугольная топка с жидким шлакоудалением	0,7	0,6
Пылеугольная топка с твердым шлакоудалением	0,8	0,6–0,7*
Мазутная топка	0,6	0,5
Газовая топка	0,8	0,6

* меньшее значение – для бурых углей

Тепловосприятие поверхностей нагрева в области горизонтального газохода ($\text{кДж}/\text{кг}$), можно найти из следующего выражения:

$$Q_{\text{гр}} = \frac{q_0 (\bar{T}_{\text{гр}} / 1273)^2 F_{\text{гр}}}{B_{\text{п}}}, \quad (7.2)$$

а поверхностей в поворотной камере из выражения, кДж/кг

$$Q_{\text{пк}} = \frac{q_0 (s_{\text{пк}}/2,8)^{0,25} (\bar{T}_{\text{пк}}/1273)^2 F_{\text{пк}}}{B_p}, \quad (7.3)$$

здесь q_0 – удельное теплонапряжение поверхности, кВт/м², при средней температуре газов в горизонтальном газоходе 1000 °С и в поворотной камере – 890 °С (см. табл. 7.2); $\bar{T}_{\text{гр}}$ – средняя температура газов в горизонтальном газоходе, К. Принимается ориентировочно $\bar{T}_{\text{гр}} = (T_{\text{г}}'' + \bar{T}_{\text{пк}})/2$, где $\bar{T}_{\text{пк}}$ – температура газов на входе в поворотную камеру; $\bar{T}_{\text{пк}} = T_{\text{г}}'' - \Delta\vartheta_{\text{гр}}$, где $\Delta\vartheta_{\text{гр}}$ – величина снижения температуры газов в горизонтальном газоходе. Принимается $\Delta\vartheta_{\text{гр}} = 250\text{--}500$ °С. Меньшие значения – 250–300 °С принимаются при наличии двухрядных ширм и настенных поверхностей нагрева в горизонтальном газоходе, большие – 400–500 °С – при наличии, кроме ширм, 2–3 пакетов конвективного пароперегревателя; $F_{\text{гр}}$, $F_{\text{пк}}$ – площади поверхности стен, закрытых экранами, горизонтального газохода и поворотной камеры, м²; $s_{\text{пк}} = 3,6 \frac{V_{\text{пк}}}{F_{\text{пк}}}$ – эффективная толщина излучения объема газов в поворотной камере.

Таблица 7.2

Значения удельных тепловых напряжений q_0 , кВт/м², настенных экранов

Вид топлива	Поворотная камера		
	Горизонтальный газоход	стены	подвесные трубы
Твердое	30	30	38
Мазут	34	33	40
Природный газ	40	35	45

Учет тепловосприятия труб в тракте рабочей среды определяется местом расположения этой поверхности в водопаровой схеме котла. В барабанном котле суммарное тепловосприятие радиационного пароперегревателя составит, кДж/кг:

$$Q_{\text{рпп}} = Q_{\text{пот}} + Q_{\text{гр}} + Q_{\text{пк}}, \quad (7.4)$$

Прирост энтальпии пара $\Delta h_{\text{рпп}}$, кДж/кг, в радиационном пароперегревателе определяется по формуле

$$\Delta h_{\text{рпп}} = \frac{Q_{\text{рпп}} B_p}{(D_{\text{пе}} - D_{\text{впр}})}, \quad (7.5)$$

где $D_{\text{впр}}$ – расход воды на впрыск, кг/с. В экранах топки и радиационных настенных поверхностях общий расход рабочей среды меньше, чем выход перегретого пара на количество воды (конденсата), используемой для регулирования перегрева во впрыскивающих пароохладителях $D_{\text{впр}}$ (см. рис.7.2). Обычно принимают $D_{\text{впр}} = (0,05\text{--}0,07) D_{\text{пе}}$, где $D_{\text{пе}}$ – номинальный расход перегретого пара на выходе из котла, кг/с.

Найденная величина $\Delta h_{\text{рпп}}$ позволяет определить энтальпию пара на входе в последующие поверхности пароперегревателя согласно принятой схеме его компоновки. Возможный вариант компоновки пароперегревателей барабанного котла представлен на рис. 7.2. В барабанном котле в радиационный потолочный пароперегреватель поступает, как правило, насыщенный пар после выхода из барабана с энтальпией $h_{\text{нп}} = h''(t_s(p_\delta))$, кДж/кг. Тогда энтальпия пара за радиационным пароперегревателем составит, кДж/кг

$$h''_{\text{рпп}} = h_{\text{нп}} + \Delta h_{\text{рпп}}. \quad (7.6)$$

По величине $h''_{\text{рпп}}$ и давлению пара за радиационным пароперегревателем $p_{\text{рпп}}$ находят температуру перегретого пара на выходе из пароперегревателя – $t''_{\text{рпп}} = f(p_{\text{рпп}}, h''_{\text{рпп}})$, °С, где $p_{\text{рпп}} = (1,09 - 1,1)p_{\text{пе}}$.

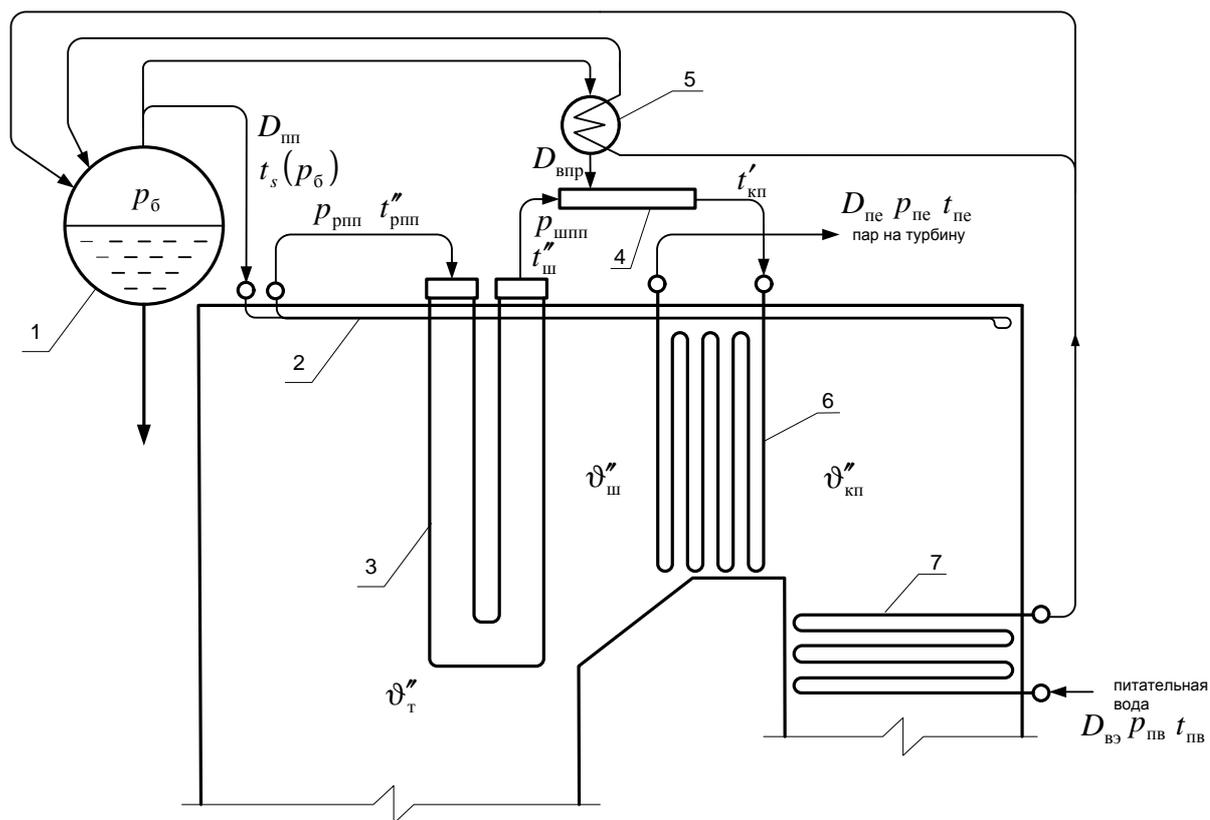


Рис. 7.2. Принципиальная схема включения пароперегревателей в паровой тракт барабанного котла: 1 – барабан котла; 2 – радиационный потолочный пароперегреватель; 3 – ширмовый пароперегреватель; 4 – впрыскивающий пароохладитель; 5 – конденсатор пара на впрыск; 6 – конвективный пароперегреватель; 7 – водяной экономайзер

8. РАСЧЕТ ТЕПЛОСОПРИЯТИЯ ШИРМОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

8.1. Распределение давления в водопаровом тракте котла

Для определения энтальпий рабочей среды в поверхностях нагрева парового тракта котла необходимо знать распределение давлений вдоль водопарового тракта. При отсутствии таких сведений на типовом котле, взятом за прототип, производится оценка гидравлических сопротивлений отдельных поверхностей нагрева на основе статистических данных по серии типовых котлов.

В этих целях обычно весь водопаровой тракт котла разбивают на три участка: водяной экономайзер с органами регулирования расхода воды, поверхности топочной камеры (для прямоточного котла) и пакеты пароперегревателей (включая радиационный) за пределами топки.

В котлах с естественной циркуляцией экраны топочной камеры работают самостоятельно, они замкнуты на барабан и не оказывают влияния на изменение давлений в экономайзерном и перегревателем тракте. Перепад давления в пароперегревателем

тракте (от барабана до выходного (паросборного) коллектора перегретого пара) обычно составляет около 12 % давления перегретого пара, т.е. $\Delta p_{пе} = 0,12 p_{пе}$. При этом внутри перегревательного тракта принимают гидравлическое сопротивление радиационного пароперегревателя и ширмовых поверхностей – $(0,2-0,5) \Delta p_{пе}$, где большее значение соответствует двухступенчатым ширмам, остальное – относится к змеевиковым пакетам конвективного пароперегревателя. Сопротивление экономайзера составляет 4–7 % давления перегретого пара, т.е. $\Delta p_{эк} = (0,04-0,07) p_{пе}$, где большая цифра соответствует выполнению экономайзера в две ступени с самостоятельными входными коллекторами в каждой ступени.

В итоге в котле с естественной циркуляцией давление в барабане котла составит $p_{б} = p_{пе} + \Delta p_{пе} = 1,12 p_{пе}$, давление пара на выходе из радиационного пароперегревателя $p_{рпп} = (1,09-1,1) p_{пе}$, на выходе из ширмового пароперегревателя $p_{шпп} = (1,04-1,06) p_{пе}$, а давление воды на входе в экономайзер $p_{пв} = p_{б} + \Delta p_{эк} = (1,16-1,19) p_{пе}$.

Гидравлическое сопротивление водопарового тракта прямоточного котла СКД (всех трех участков) составляет $\Delta p_{к} = (0,2-0,25) p_{пе}$ и при давлении перегретого пара в выходном коллекторе котла 25 МПа (255 кгс/см^2) значение $\Delta p_{к} = 5-6,25$ МПа. В том числе экономайзер – $0,1 \Delta p_{к}$, подвесные трубы и экраны конвективной шахты (в газоплотном котле) – $0,2 \Delta p_{к}$, экраны топочной камеры, горизонтального газохода и поворотной камеры – $(0,4-0,5) \Delta p_{к}$, ширмовые пароперегревательные поверхности – $0,1 \Delta p_{к}$ и конвективный змеевиковый пароперегреватель $(0,1-0,2) \Delta p_{к}$.

В итоге давление питательной воды на входе в экономайзер прямоточного котла СКД составляет $p_{пв} = (1,2-1,25) p_{пе} = 30-31,3$ МПа.

Сопротивление пароводяного тракта прямоточного котла докритического давления несколько меньше – $\Delta p_{к} = 4-5$ МПа, а распределение сопротивления по участкам можно принять таким же, как при СКД.

Давление пара, поступающего из ЦВД турбины на вторичный перегрев, принимают $p'_{вт} = (0,15-0,2) p_{пе}$, при этом меньшее значение $(0,15-0,16) p_{пе}$ относится к сверхкритическому давлению. Сопротивление парового промперегревателя составляет $\Delta p_{вт} = 0,2-0,3$ МПа, тогда $p''_{вт} = p'_{вт} - \Delta p_{вт}$.

8.2. Поверочный расчет ширмового пароперегревателя

Поскольку конструктивные размеры ширмовой поверхности на выходе из топки достаточно жестко связаны с размерами топки (см. рис. 6.1), обычно габаритные размеры ширм и необходимые конструктивные размеры перед их тепловым расчетом принимают на основе эскиза котла и выполняют поверочный тепловой расчет ширмовой поверхности. Эскизная разработка выполняется с помощью заводских проектных чертежей (поперечного и продольного разрезов) и включает определение основных конструктивных характеристик (высоту, глубину ширм, расстояние между ширмами, диаметр, шаг и число труб в лентах ширм, число ширм), схемы включения по обоим средам (взаимное движение сред, число ходов, наличие перебросов и пароохладителей), а также данные по температурам сред на входе в пароперегреватель – $\vartheta'_{ш}$ и $t'_{ш}$ (см. рис. 8.1).

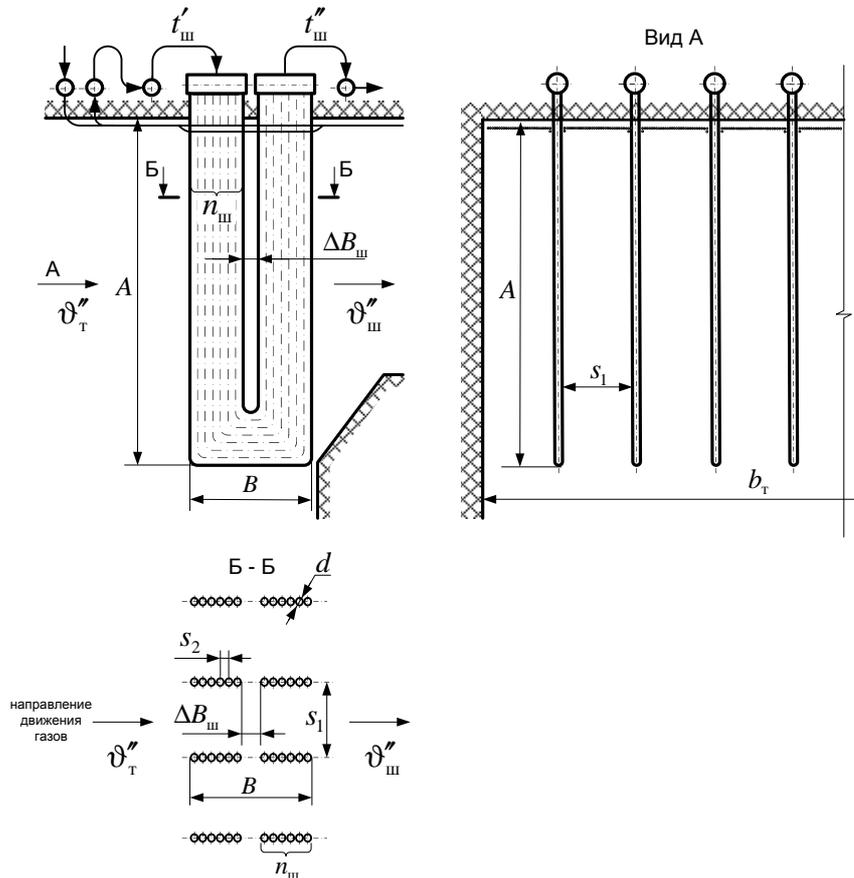


Рис. 8.1. Эскиз ширмового пароперегревателя

Задачей поверочного расчета ширмового пароперегревателя является определение при известных конструктивных характеристиках значений температуры газов за ширмами $\vartheta''_{ш}$ и температуры пара на выходе из них $t''_{ш}$.

В основу поверочной методики расчета ширмового пароперегревателя положена методика последовательного приближения температуры газов на выходе из ширмовой поверхности $\vartheta''_{ш\text{шт}}$, обеспечивающей равенство между количеством воспринятого лучистого тепла из топки $Q_{ш\text{шт}}^л$, а так же лучистого и конвективного тепла отданного пароперегревателю от проходящих между ширмами газов $Q_{ш\text{шт}}^6$ и количеством тепла переданного в процессе теплопередачи через поверхность нагрева $Q_{ш\text{шт}}^т$, т.е. $Q_{ш\text{шт}}^т = Q_{ш\text{шт}}^6$.

Рекомендуется тепловосприятие ширм определять в целом для всей поверхности без разделения на отдельные ходы (по пару) или ступени (по газу). Ширмы находятся в зоне температур газов, при которых возможно шлакование их поверхности $\vartheta'_{ш} = \vartheta''_т > t_1$. Поэтому шаг между соседними ширмами (s_1) выбирается таким, чтобы во всех возможных случаях исключить перекрытие свободного пространства между ними нарастающим до определенного предела слоем шлака. Рекомендуется выбирать $s_1 = 0,55-0,8$ м (см. табл. 2.2). Отсюда число ширм в одной ступени по ширине газохода

$$z_1 = \frac{b_т}{s_1} - 1, \quad (8.1)$$

где $b_т$ – ширина газохода (ширина котла, см. рис. 6.1), м.

Полученное значение z_1 принимают целым числом и желательно четным.

На основе полученных данных о конструкции ширм определяется число параллельно включенных труб в одной ленте ширмы:

$$n_{\text{ш}} = \frac{(B - \Delta B_{\text{ш}})/2}{s_2} + 1, \quad (8.2)$$

где B – ширина ширмы, м; $\Delta B_{\text{ш}} = (2 - 8)d_{\text{н}}$ – зазор между лентами, м; $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр труб (рекомендован в табл. 2.2); $s_2 = 1,1d_{\text{н}}$ – продольный шаг труб в ленте ширмы, м. Обычно число труб в ленте $n_{\text{ш}} = 15-25$, в котлах большой мощности – до 50 шт.

Массовая скорость пара в ширмах $\omega_{\text{шпп}}^{\text{м}}$, кг/(м²с) определяется по действительному расходу пара в ширмах $D_{\text{шп}} = D_{\text{пс}} - D_{\text{впр}}$, кг/с (см. рис. 7.2)

$$\omega_{\text{шпп}}^{\text{м}} = \frac{D_{\text{шп}} n_x}{0,785 d_{\text{вн}}^2 z_1 n_{\text{ш}}}, \quad (8.2)$$

где $d_{\text{вн}} = d_{\text{н}} - 2\delta$ – внутренний диаметр труб, м; δ – толщина стенки труб, м; n_x – число ходов пара в ширмах; при разделении ширм на крайние и средние с последовательным прохождением пара через них (сначала крайние, потом через средние), $n_x = 2$. Такая компоновка пароперегревателя характерна для большинства котлоагрегатов с $D \geq 75$ т/ч. В остальных случаях (для котлов с $D < 75$ т/ч) пар одновременно параллельно проходит все ширмы, тогда $n_x = 1$.

Для обеспечения надежного охлаждения металла труб ширм массовая скорость пара должна составлять $\omega_{\text{шпп}}^{\text{м}} = 800-1200$ кг/(м²с) – в паровых котлах с паропроизводительностью до 1600 т/ч; $\omega_{\text{шпп}}^{\text{м}} = 1500-2000$ кг/(м²с) – для паровых котлов с паропроизводительностью с 1600 т/ч до 2650 т/ч и газомазутных котлов большой мощности.

При наличии вслед за первой ступенью второй ступени ширм, их ширина суммируется $B = B_1 + B_2$; а высота и шаг между соседними ширмами усредняется: $A = (A_1 + A_2)/2$; $s_1 = (s_1^1 + s_1^2)/2$, а число параллельно включенных труб в одной ленте ширмы равно $n_{\text{ш}} = \frac{(B - 2\Delta B_{\text{ш}})/4}{s_2} + 1$.

Тепло, полученное прямым излучением из топки, учитывает взаимный теплообмен между топкой, ширмовым пароперегревателем, потолочным пароперегревателем в районе ширм и поверхностью нагрева за ширмами. Для упрощения расчетов в курсовом проекте учитываем только тепловосприятие ширм из топки, кДж/кг:

$$Q_{\text{шпп}}^{\text{п}} = Q_{\text{вх}}^{\text{п}} - Q_{\text{вых}}^{\text{п}}, \quad (8.3)$$

где $Q_{\text{вх}}^{\text{п}}$ – теплота, полученная ширмовой поверхностью прямым излучением из топки, определяется интенсивностью теплового потока в верхней части топки, величиной плоскости входного сечения ширм и конструктивной характеристикой ширм и может быть найдена по формуле:

$$Q_{\text{вх}}^{\text{п}} = \frac{\beta_{\text{ш}} \eta_{\text{в}} q_{\text{л}} F_{\text{вок}}}{B_{\text{п}}}. \quad (8.4)$$

Здесь коэффициент $\eta_{\text{в}}$ следует принимать по данным табл. 7.1 по значениям для верхней части топки; $\beta_{\text{ш}}$ – коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между объемом топки и ширмовой поверхностью, определяется по (6.25); $q_{\text{л}}$ – среднее тепловое напряжение теплообменной поверхности (берется из расчета топки по (6.29)), кВт/м²; $F_{\text{вок}}$ – луче-

воспринимающая поверхность входного сечения ширм со стороны топки (площадь выходного окна топки – см. расчет топки), m^2 ; B_p – расчетный расход топлива, kg/c .

Тепло излучения из топки и ширм на поверхность нагрева расположенную за ширмами (как правило – конвективный пароперегреватель):

$$Q_{\text{вых}}^{\text{л}} = \frac{Q_{\text{вх}}^{\text{л}} (1 - a_{\text{ш}}) \varphi_{\text{ш}}}{\beta_{\text{ш}}} + \frac{5,67 \cdot 10^{-11} a_{\text{ш}} F_{\text{вых}}^{\text{л}} T_{\text{ср}}^4 \epsilon_{\text{п}}}{B_p}, \quad (8.5)$$

где $\varphi_{\text{ш}}$ – угловой коэффициент ширм (доля теплового излучения из топки, воспринятая поверхностью ширм); его значение определяется глубиной ширм и шагом между ними:

$$\varphi_{\text{ш}} = \sqrt{\left(\frac{B}{s_1}\right)^2 + 1} - \frac{B}{s_1}, \quad (8.6)$$

где B , s_1 – ширина и глубина ступени ширм (см. рис. 8.1), принимаются из чертежа, m ; $\beta_{\text{ш}}$ – коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между объемом топки и ширмовой поверхностью, определяется по (6.25); $F_{\text{вых}}^{\text{л}} = h_{\text{то}} b_{\text{т}}$ – выходная излучающая поверхность ширм, определяется как произведение высоты выходного окна за ширмами $h_{\text{то}}$ на ширину газохода $b_{\text{т}}$, m^2 ; $\epsilon_{\text{п}}$ – поправочный коэффициент (принимается при сжигании углей, жидких топлив – 0,5, сланцев – 0,2, природного газа – 0,7); $T_{\text{ср}} = \vartheta_{\text{ср}} + 273 = \frac{\vartheta'_{\text{ш}} + \vartheta''_{\text{ш}}}{2} + 273$ – средняя температура газов в ширмах, K ; $\vartheta'_{\text{ш}} = \vartheta''_{\text{т}}$ – температура газов на входе в ширмовую поверхность (принимается равной температуре газов на выходе из топки), $^{\circ}C$; $\vartheta''_{\text{ш}}$ – температура газов на выходе из ширм.

Расчет тепловосприятия ширм за счет теплообмена с газами требует наряду с определением средней температуры газов так же нахождения среднего температурного напора и коэффициента теплопередачи в поверхности. В этих целях предварительно необходимо задать температуру газов на выходе из ширм $\vartheta''_{\text{ш}}$. Ее следует принимать, исходя из ожидаемого снижения температуры газов при прохождении ширм:

$\Delta\vartheta_{\text{шширм}} = 100\text{--}150$ $^{\circ}C$ – для одноступенчатой ширмы при сжигании твердых топлив и мазута; большее значение (140–150 $^{\circ}C$) принимать для мазута и маловлажных топлив, меньшие значения (100–120 $^{\circ}C$) – для влажных твердых топлив.

$\Delta\vartheta_{\text{шширм}} = 140\text{--}180$ $^{\circ}C$ – то же при сжигании природного газа.

Для двухступенчатых ширм указанные значения $\Delta\vartheta_{\text{шширм}}$ следует увеличить в 1,5 раза. При наличии рециркуляции газов в топку исходные значения $\Delta\vartheta_{\text{шширм}}$ следует уменьшить в $(1+r)^{0,33}$ раз. Тогда принятая температура газов за ширмами составит $\vartheta''_{\text{ш}} = \vartheta'_{\text{ш}} - \Delta\vartheta_{\text{ш}}$.

Степень черноты газов в ширмах $a_{\text{ш}}$ определяется величиной суммарной оптической толщины запыленного газового потока $kps_{\text{ш}}$

$$a_{\text{ш}} = 1 - e^{-kps_{\text{ш}}}, \quad (8.7)$$

Степень черноты можно оценить по номограмме 8.2, построенной на основании формулы (8.7).

Суммарная оптическая толщина запыленного газового потока рассчитывается по формуле

$$kps_{\text{ш}} = (k_{\text{г}} r_{\text{п}} + k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}}) ps_{\text{ш}}, \quad (8.8)$$

где $k_{\text{г}}$ – коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания (RO_2 , H_2O), $1/(m \cdot MPa)$, определяется по формуле (6.8) или рис. 6.2 при условии замены $T_{\text{т}}''$ на значение температуры газов на выходе из ширм – $T_{\text{ш}}'' = \vartheta''_{\text{ш}} + 273$, а вместо $s_{\text{т}}$ значение $s_{\text{ш}}$, где $s_{\text{ш}}$ – эффективная

толщина излучающего слоя в ширмах

$$s_{\text{ш}} = \frac{1,8}{\frac{1}{A} + \frac{1}{B} + \frac{1}{s_1}}, \quad (8.9)$$

где A , B , s_1 – высота, ширина и глубина единичной камеры, образованной двумя соседними ширмами, м (см. чертеж котла).

Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы $k_{\text{зл}}$ определяется по формуле (6.9), $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ при условии замены $T_{\text{т}}''$ на $T_{\text{ш}}''$; $r_{\text{п}}$, $\mu_{\text{зл}}$ – объемная доля трехатомных газов и концентрация золовых частиц (принимаются из табл. 4.1 в колонке для топочной камеры); p – давление в топке, принимается 0,1 МПа.

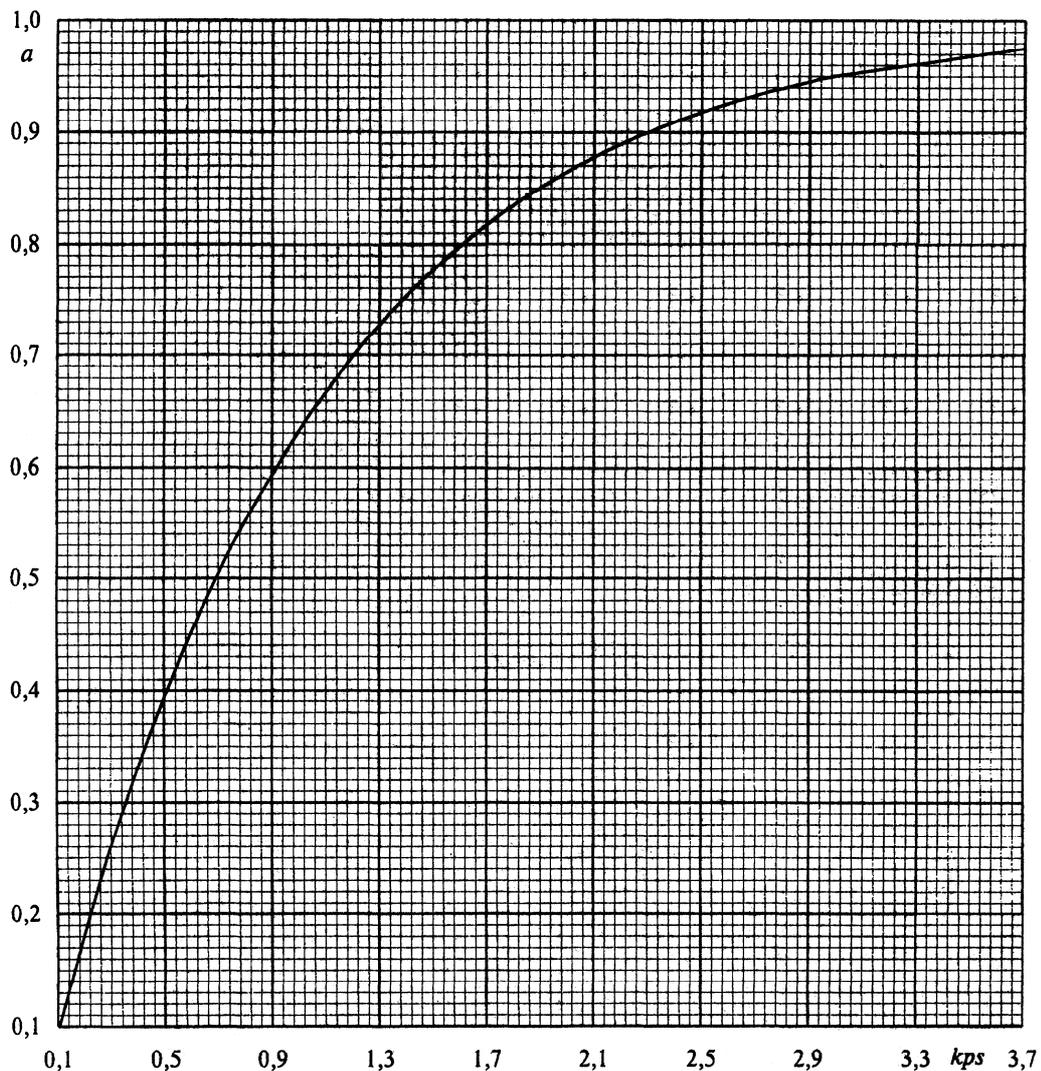


Рис. 8.2. Степень черноты продуктов сгорания

После определения $Q_{\text{шши}}^{\text{п}}$ необходимо найти действительную температуру газов за ширмовым пароперегревателем. Поступают в этом случае так же, как при поверочном расчете любой конвективной поверхности нагрева. Известными величинами являются: температура газов $\vartheta'_{\text{ш}} = \vartheta'''_{\text{т}}$ и теплосодержание газов перед ширмами $H'_{\text{ш}} = H''_{\text{т}}$; темпера-

тура $t'_{ш} = t''_{рпп}$ и энтальпия $h'_{ш} = h''_{рпп}$ пара на входе в ширмы. Известная также и конвективная поверхность нагрева ширм, за которую принимают удвоенную плоскость, проходящую по осям труб, с учетом загрязненности межтрубных зазоров:

$$F_{шпп} = 1,92ABz_1, \quad (8.10)$$

где A , B – высота и ширина ширмы, м; z_1 – число ширм по ширине газохода котла.

Неизвестными величинами являются: температура $t''_{ш}$ и энтальпия $h''_{ш}$ пара на выходе из ширм; температура $\vartheta''_{ш}$ и энтальпия $H''_{ш}$ газов за ширмовой поверхностью нагрева.

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

$$Q_{шпп}^{\delta} = \varphi(H'_{ш} - H''_{ш}), \quad (8.11)$$

где $H''_{ш}$ – энтальпия газов на выходе из ширм, кДж/кг, определяется по табл. 4.4 по значению предварительно заданной температуры газов на выходе из ширм $\vartheta''_{ш}$ по колонке при α_T ; φ – коэффициент сохранения тепла (см. формулу (5.6)).

Определив величину $Q_{шпп}^{\delta}$ далее находится значение энтальпии пара на выходе из ширм

$$h''_{ш} = h'_{ш} + \frac{(Q_{шпп}^{\delta} + Q_{шпп}^{\pi})B_p}{D_{шп}}, \quad (8.12)$$

где $D_{шп} = D_{не} - D_{впр}$ – расход пара через ширмовый пароперегреватель, кг/с; $D_{не}$ – номинальный расход перегретого пара на выходе из котла, кг/с; $D_{впр}$ – расход собственного конденсата на впрыск (оценивался при расчете радиационного пароперегревателя), кг/с.

Количество теплоты, переданное через поверхность нагрева за счет процесса теплопередачи, $Q_{шпп}^{\tau}$, кДж/кг, находят следующим образом.

Живое сечение для прохода газов, м²

$$f_{шпп}^{\tau} = Ab_T - z_1Ad_n, \quad (8.13)$$

где A , b_T – размеры газохода во входном сечении, м; z_1 – число ширм по ширине газохода; d_n – наружный диаметр труб ширм, м.

Скорость газов при средней температуре, м/с

$$\omega_r = \frac{B_p V_r (\vartheta_{cp} + 273)}{f_{шпп}^{\tau} 273}, \quad (8.14)$$

где $\vartheta_{cp} = (\vartheta'_{ш} + \vartheta''_{ш})/2$ – средняя температура газов в ширмах, °С; V_r – объем газов из табл. 4.1 по колонке для топочной камеры (при α_T).

По полученной величине ω_r находят коэффициент теплоотдачи конвекцией α_k по рис. 8.3 и 8.4 или по формуле

$$\alpha_k = 0,2 \frac{\lambda_r}{d_n} \left(\frac{\omega_r d_n}{v_r} \right)^{0,65} Pr_r^{0,33} C_z C_s, \quad (8.15)$$

где λ_r , v_r , Pr_r – теплопроводность (принимается по рис. 8.5), Вт/(м·К), кинематическая вязкость (принимается по рис. 8.6.), м²/с и число Прандтля для газов (и воздуха) (принимается по рис. 8.7); C_z – поправка на число поперечных рядов труб по ходу газов; при $z_2 < 10$ $C_z = 0,91 + 0,0125(z_2 - 2)$, при $z_2 \geq 10$ $C_z = 1$; для ширмового пароперегревателя z_2 принимается равным $2n_{ш}$ (формула 8.2); C_s – поправка на компоновку пучка, определяется в зависимости от относительных шагов: поперечного $\sigma_1 = s_1/d$ и продольного $\sigma_2 = s_2/d$:

$$C_s = \left[1 + (2\sigma_1 - 3) \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2}; \quad (8.16)$$

при $\sigma_1 > 3$ и $\sigma_2 < 2$ следует принять $\sigma_1 = 3$; при $\sigma_1 \leq 1,5$ и $\sigma_2 \geq 2$ следует считать $C_s = 1$.

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

$$t_3 = t_{\text{сп}} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \frac{B_p (Q_{\text{шмм}}^6 + Q_{\text{шмм}}^{\text{л}})}{F_{\text{шмм}}} 10^3, \quad (8.17)$$

где $t_{\text{сп}} = (t'_{\text{ш}} + t''_{\text{ш}})/2$ – средняя температура пара в ширмах, °С; ε – коэффициент загрязнения ширмовой поверхности, (м²·К)/Вт, при сжигании пылевидного твердого топлива принимают по рис. 8.8 в зависимости от свойств топлива (склонности к шлакованию) и средней температуры газов, омывающих ширмы; α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочей среде (пару), Вт/(м²·К), который определяется по рис. 8.9 или по формуле (8.18); B_p – расчетный расход топлива, кг/с; $F_{\text{шмм}}$ – поверхность нагрева ширм (см. формулу (8.10)), м²; $Q_{\text{шмм}}^6$ – тепловосприятие ширмовой поверхности нагрева, кДж/кг, определяемое по уравнению (8.11); $Q_{\text{шмм}}^{\text{л}}$ – теплота, воспринятая поверхностью нагрева излучением из топки или из объема газов перед поверхностью нагрева, кДж/кг (см. формулу (8.3)).

При продольном омывании поверхности нагрева однофазным потоком воды, пара докритических параметров, дымовых газов или воздуха коэффициент теплоотдачи α_2 , Вт/(м·К), определяется по формуле (8.18) или рис. 8.9

$$\alpha_2 = 0,023 \frac{\lambda}{d_3} \left(\frac{\omega d_3}{\nu} \right)^{0,8} \text{Pr}^{0,4} C_t C_d C_l, \quad (8.18)$$

где λ – теплопроводность, Вт/(м·К); ν , – кинематическая вязкость, м²/с; Pr – число Прандтля; λ , ν и Pr для газов и воздуха принимаются соответственно по рис. 8.5, 8.6 и 8.7, для воды и пара по справочнику [7]; d_3 – эквивалентный диаметр, м, при течении внутри труб он равен внутреннему диаметру $d_3 = d_{\text{вн}}$; C_t – поправка, учитывает влияние температурного фактора и зависит от температуры потока. При охлаждении газов и воздуха, а также при охлаждении и нагреве воды и пара C_t принимается равной единице; C_d – поправка на форму канала; для часто используемых в котлах теплообменных поверхностей поправка принимается равной единице; C_l – поправка на относительную длину, учитывается только для котельных пучков, для ширм $C_l = 1$.

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

$$\omega_{\text{п}} = \frac{D_{\text{ш}} \nu_{\text{п}}}{f_{\text{п}}}, \quad (8.19)$$

где $D_{\text{ш}} = D_{\text{пе}} - D_{\text{впр}}$ – расход пара через ширмовый пароперегреватель, кг/с; $\nu_{\text{п}} = f(p_{\text{шмм}}^{\text{сп}}, t_{\text{сп}})$ – средний удельный объем пара, м³/кг, определяемый по средним давлению $p_{\text{шмм}}^{\text{сп}} = (p_{\text{рпн}} + p_{\text{шмм}})/2$, МПа, и температуре $t_{\text{сп}} = (t'_{\text{шмм}} + t''_{\text{шмм}})/2$, °С; $f_{\text{п}}$ – площадь живого сечения для прохода пара, м², рассчитываемое по формуле

$$f_{\text{п}} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} z_1 n_{\text{ш}}, \quad (8.20)$$

где $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр труб ширмового пароперегревателя, м; z_1 – количество

ширм по ширине газохода (см. формулу (8.1); $n_{\text{ш}}$ – количество параллельно включенных трубок в одной ширме (см. формулу 8.2).

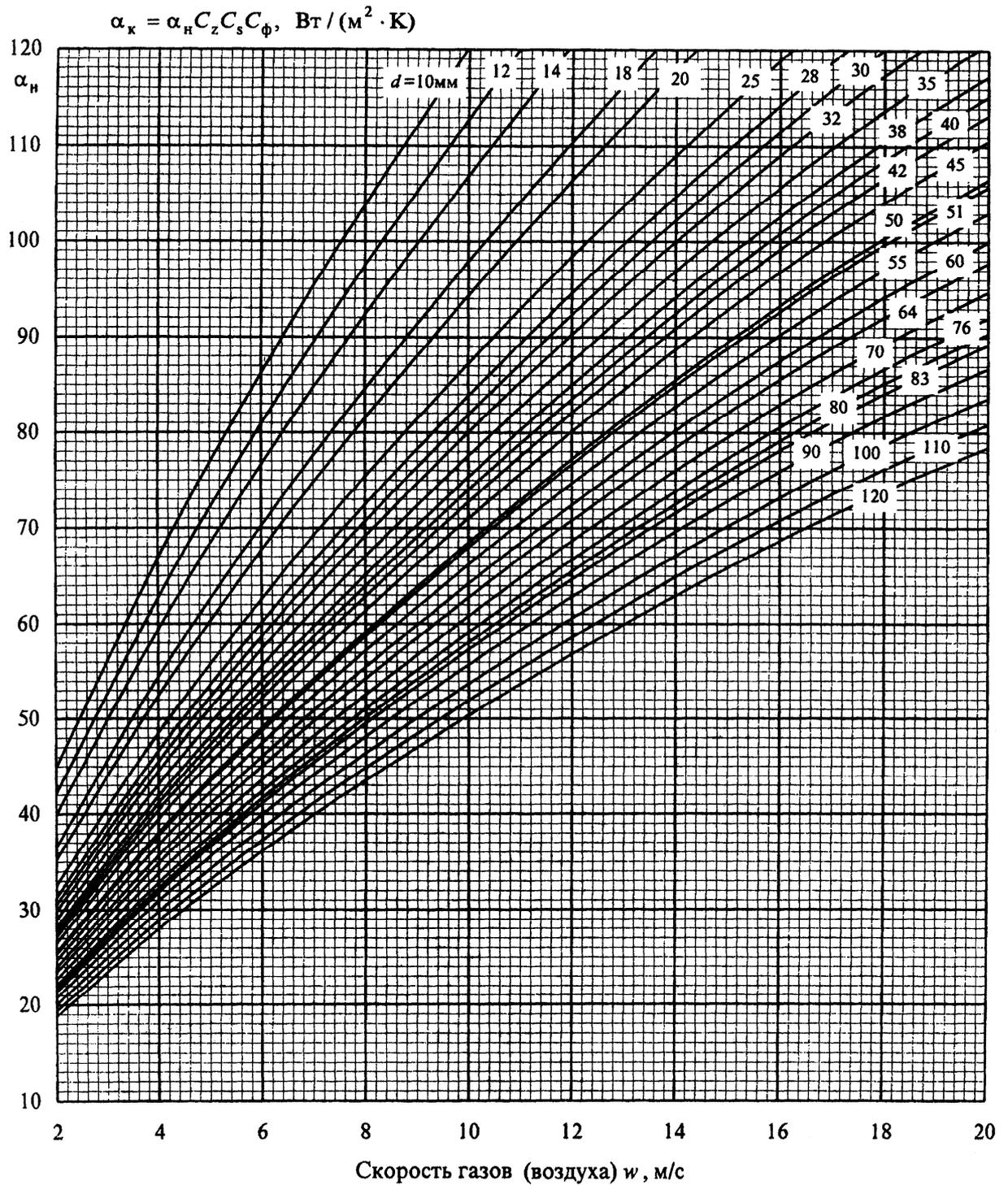


Рис. 8.3. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании коридорных гладкотрубных пучков и ширм

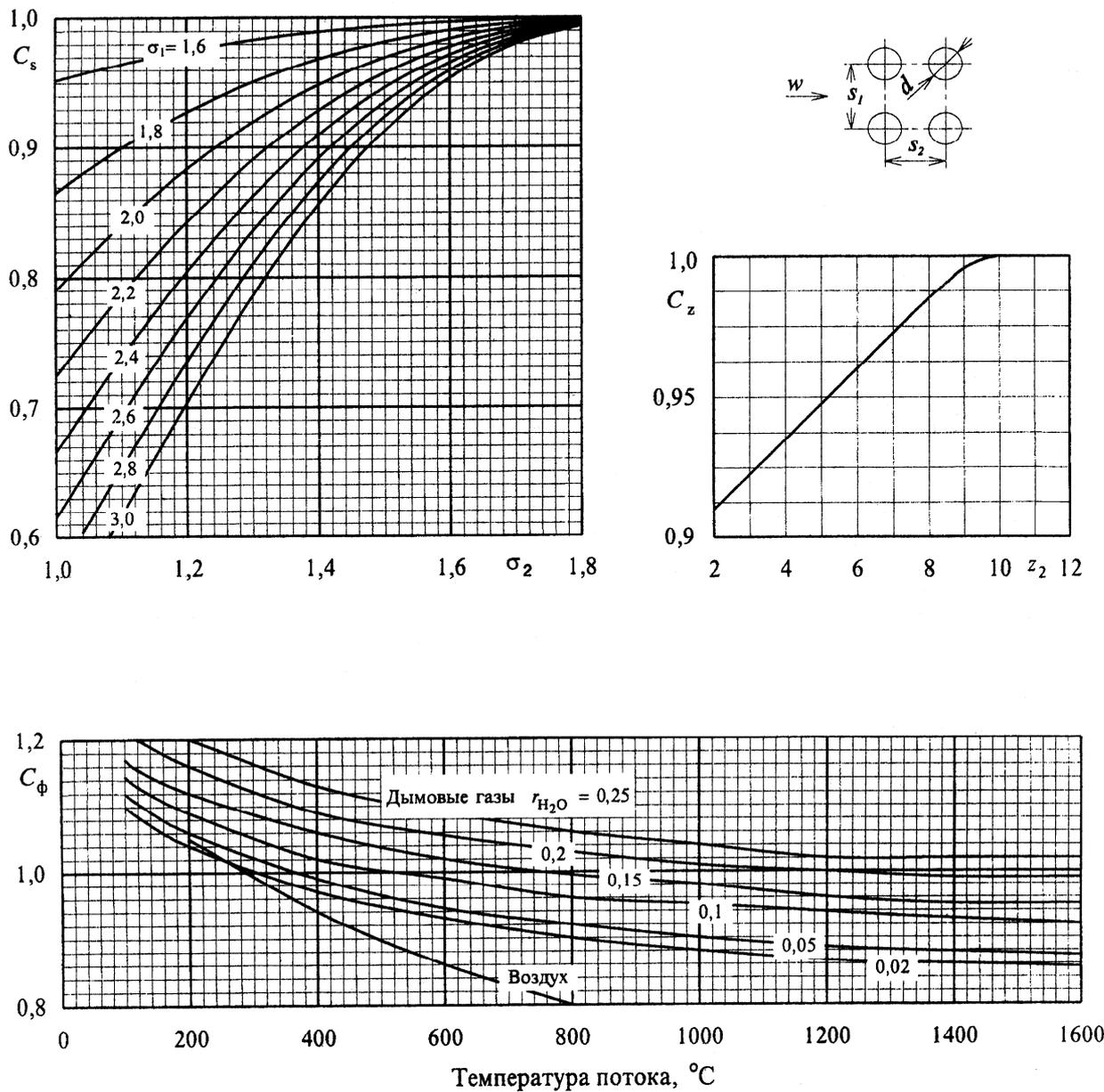


Рис. 8.4. Поправочные коэффициенты для расчета теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании коридорных гладкотрубных пучков и ширм (к рис. 8.3)

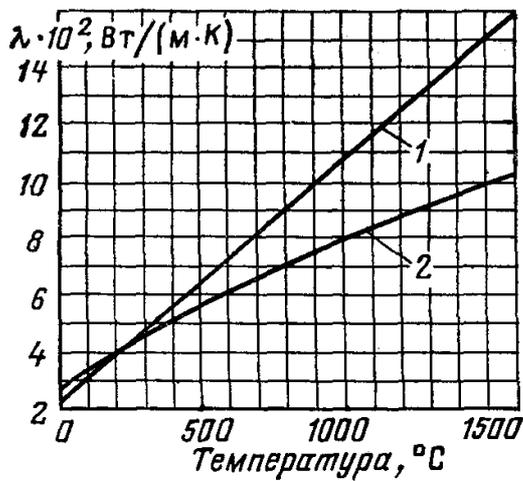


Рис. 8.5. Теплопроводность дымовых газов ($\lambda_r = \lambda M_\lambda$) и воздуха: а – дымовые газы среднего состава (кривая 1) и воздух (кривая 2); б – поправка на содержание водяных паров

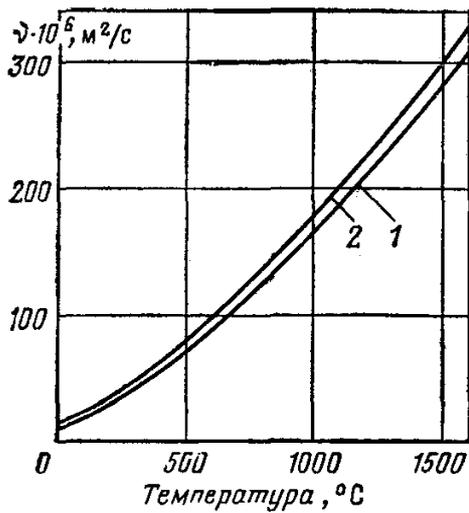
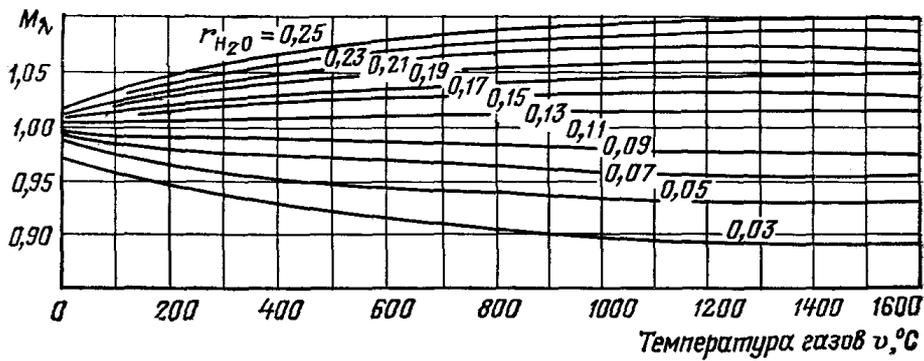
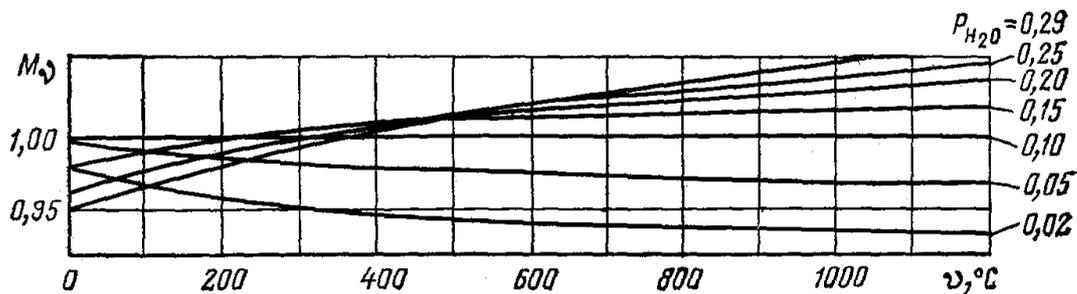


Рис. 8.6. Кинематическая вязкость дымовых газов ($\nu_r = \nu M_\nu$) и воздуха: а – дымовые газы среднего состава (кривая 1) и воздух (кривая 2); б – поправка на содержание водяных паров



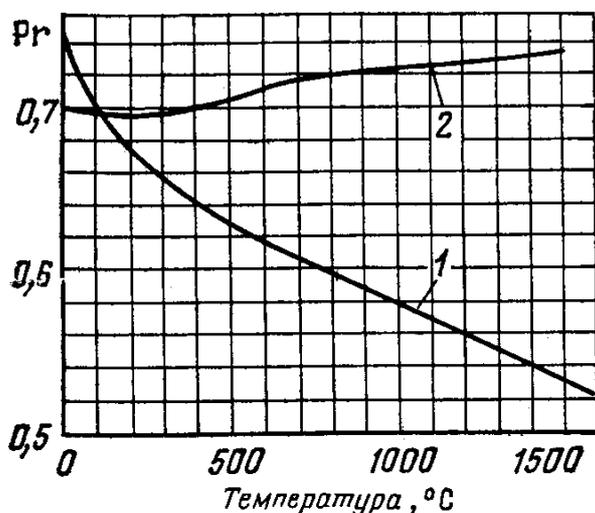


Рис. 8.7. Числа дымовых газов ($Pr_r = Pr M_{Pr}$) и воздуха: a – дымовые газы среднего состава (кривая 1) и воздух (кривая 2); b – поправка на содержание водяных паров

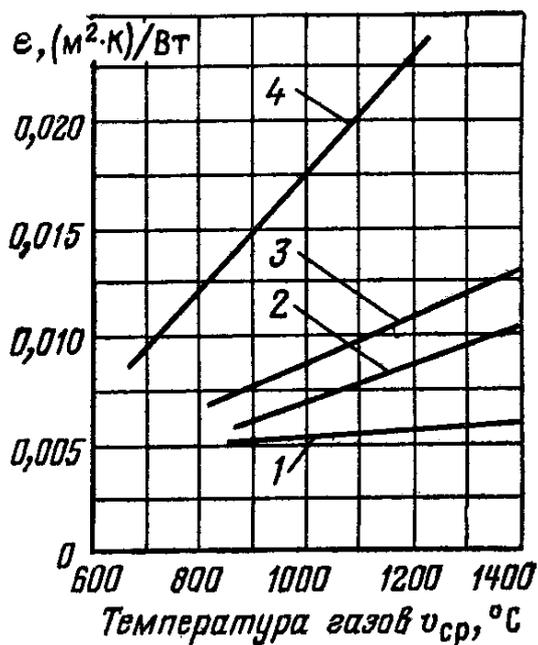
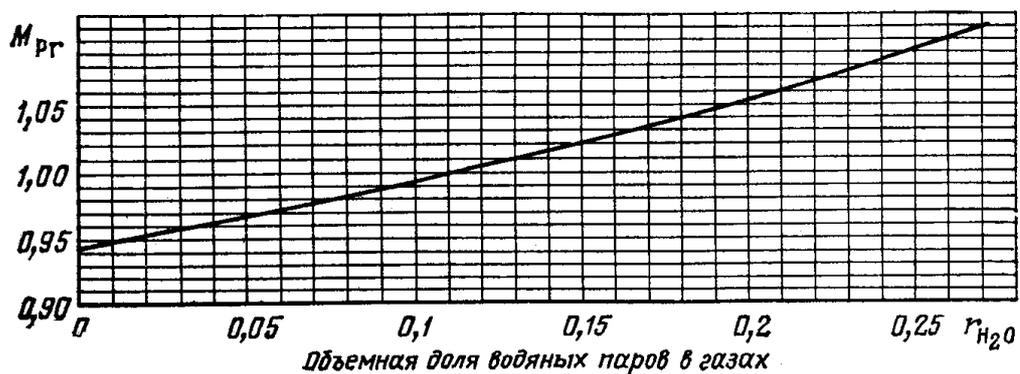


Рис. 8.8. Коэффициент загрязнения ширмовых поверхностей нагрева: 1 – для нешлакующих углей типа экибастузских; 2 – для умеренношлакующих с очисткой поверхностей нагрева; 3 – для умеренношлакующих без очистки и сильношлакующих (типа фрезерного торфа и канско-ачинских углей) с очисткой; 4 – для сланцев с очисткой

Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания, α_n , Вт/(м·К), определяется по температуре газов и загрязненной стенки по формулам (8.21, 8.22) или рис. 8.10 для запыленного потока (при учете излучения золы):

$$\alpha_n = 5,7 \cdot 10^{-8} \frac{\xi_3 + 1}{2} a_{ш} T_{cp}^3 \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T_{cp}}\right)^4}{1 - \frac{T_3}{T_{cp}}}, \quad (8.21)$$

для чистого газового потока

$$\alpha_n = 5,7 \cdot 10^{-8} \frac{\xi_3 + 1}{2} a_{ш} T_{cp}^3 \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T_{cp}}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_3}{T_{cp}}}, \quad (8.22)$$

где ξ_3 – коэффициент излучения стенок лучевоспринимающих поверхностей парового котла с учетом загрязнений, принимается в расчетах $\xi_3 = 0,8$; $a_{ш}$ – степень черноты газов в ширмах (см. формулу (8.7) или рис. 8.2); $T_3 = t_3 + 273$ – температура наружных загрязнений труб, К; $T_{cp} = \frac{\vartheta'_{ш} + \vartheta''_{ш}}{2} + 273$ – средняя температура газов в ширмах, К.

Коэффициент теплоотдачи от газов, отнесенный к расчетной поверхности ширм вычисляют по формуле, Вт/(м²·К)

$$\alpha_1 = \xi \left(\alpha_k \frac{\pi d_n}{2s_2 x_{ш}} + \alpha_n \right), \quad (8.23)$$

где ξ – коэффициент использования, принимается по рис. 8.11; s_2 – продольный шаг ширм, м; d_n – наружный диаметр труб, м; $x_{ш}$ – угловой коэффициент ширм, принимается по рис. 6.4. а, кривая 4 (при $e = 0$).

Коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·К) в ширмах учитывает как лучистый, так и конвективный теплообмен газового потока с поверхностью труб и рассчитывается по формуле

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(1 + \frac{Q_{шнн}^n}{Q_{шнн}^6}\right) \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right) \alpha_1}. \quad (8.24)$$

Температурный напор для ширм рассчитывается как среднеарифметическая разность температур газов и пара, °С

$$\Delta t = \frac{J'_{ш} + J''_{ш}}{2} - \frac{t'_{ш} + t''_{ш}}{2}. \quad (8.25)$$

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

$$Q_{шнн}^r = \frac{k F_{шнн} \Delta t}{10^3 B_p}, \quad (8.26)$$

Полученное тепловосприятие $Q_{шнн}^r$ сравнивают с тепловосприятием $Q_{шнн}^6$ путем определения расчетной погрешности – δQ .

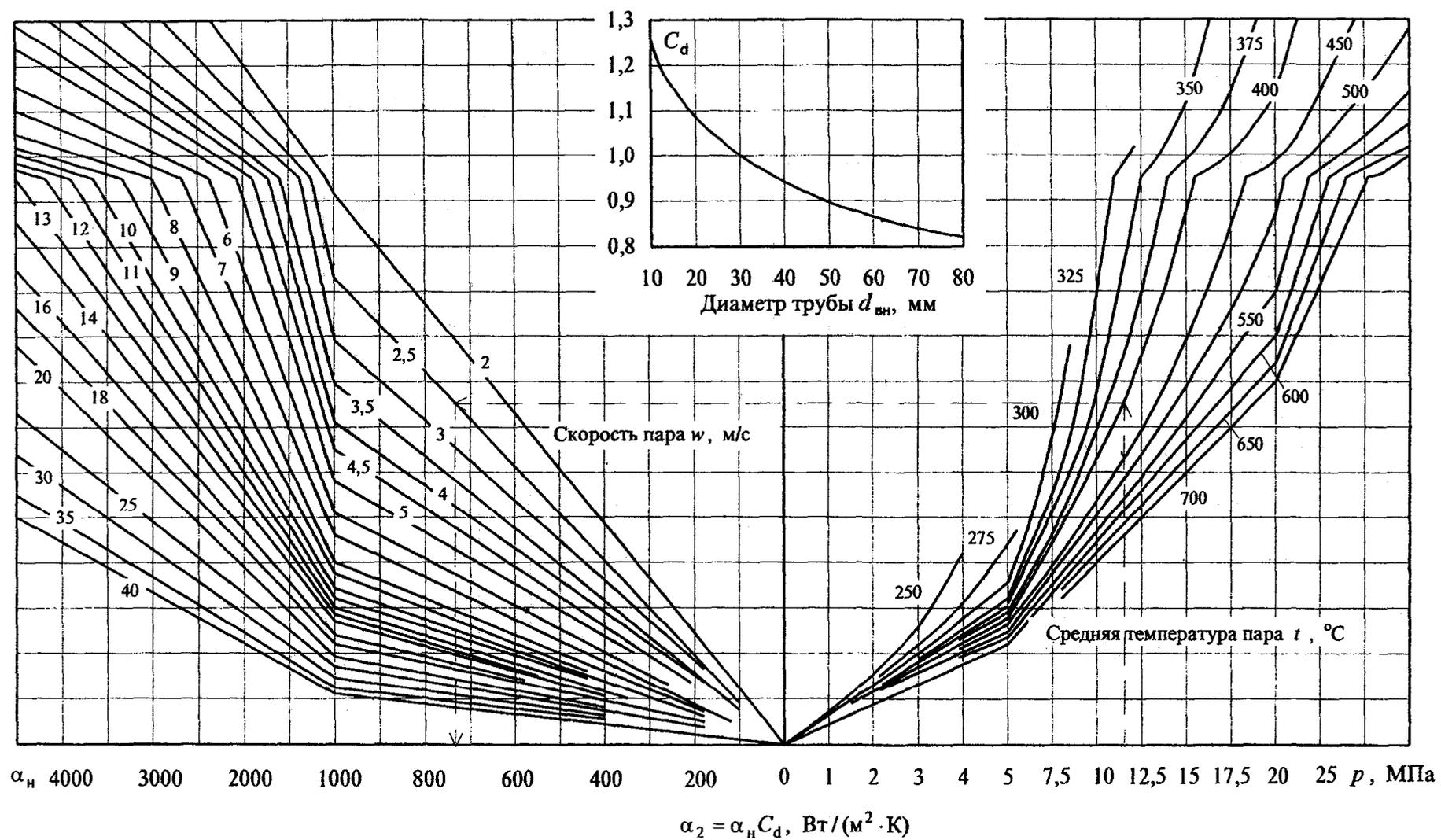


Рис. 8.9. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном омывании для перегретого пара $\alpha_2 = \alpha_H C_d$

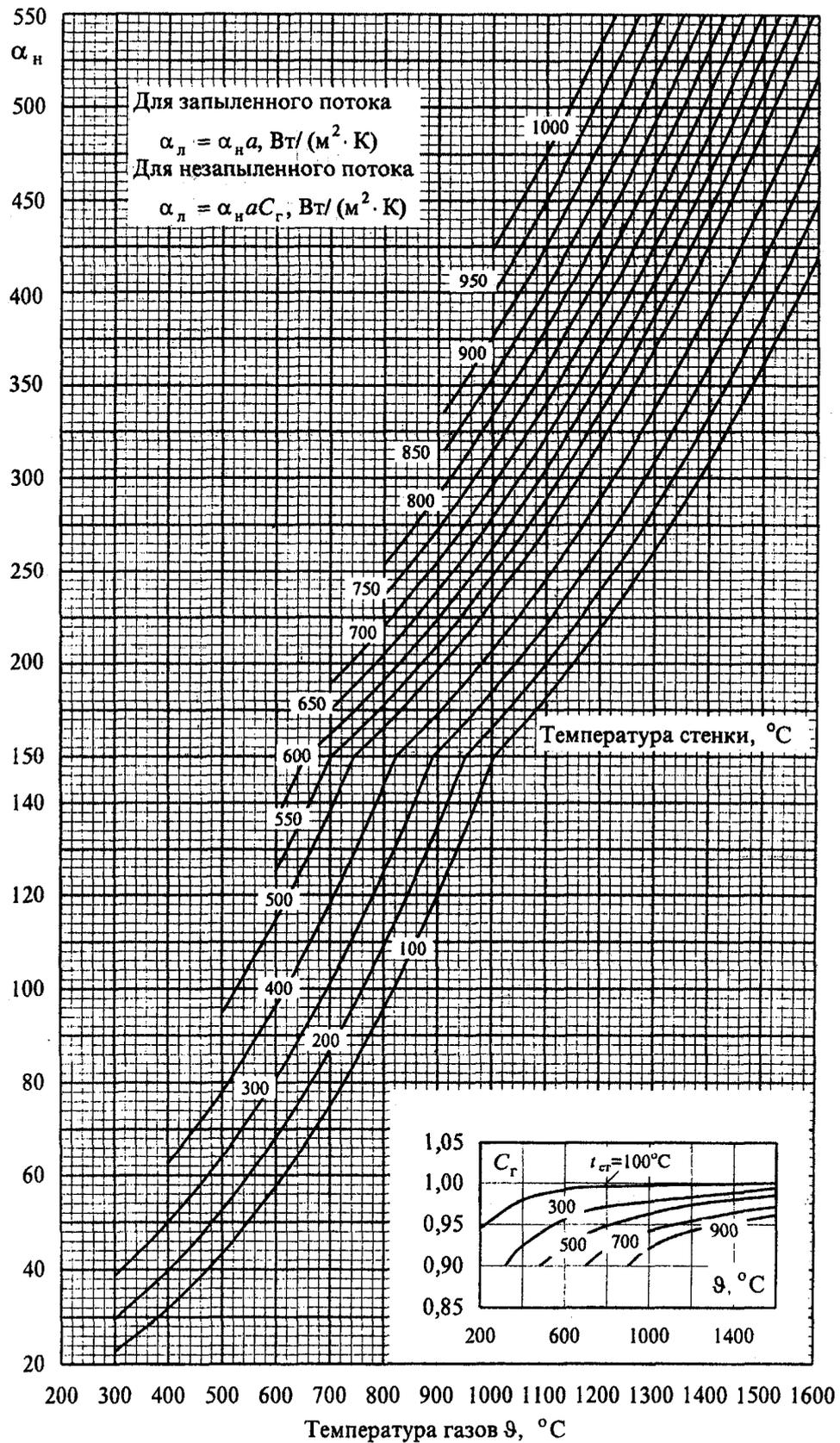


Рис. 8.10. Коэффициент теплоотдачи излучением: для запыленного потока дымовых газов $\alpha_n = \alpha_n a_{ш}$; для незапыленного потока $\alpha_n = \alpha_n a_{ш} C_r$

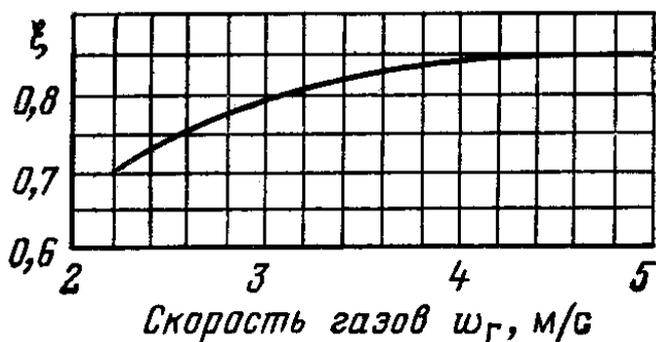


Рис. 8.11. Коэффициент использования ширмовой поверхности нагрева

$$\delta Q = \frac{|Q_{\text{шп}}^{\text{т}} - Q_{\text{шп}}^{\text{б}}|}{Q_{\text{шп}}^{\text{б}}} 100\% . \quad (8.27)$$

Расчет поверхности считается законченным, если $\delta Q \leq 2\%$, при этом окончательными считаются температуры и тепловосприятия, вошедшие в уравнения баланса.

Если полученное расхождение между $Q_{\text{шп}}^{\text{б}}$ и $Q_{\text{шп}}^{\text{т}}$ превышает допустимую погрешность расчетов, то необходимо выполнить расчет второго приближения, задавшись новым значением температуры газов за ширмами. При $Q_{\text{шп}}^{\text{б}} > Q_{\text{шп}}^{\text{т}}$ необходимо увеличить температуру $\vartheta_{\text{ш}}''$ по сравнению с ранее заданной температурой на выходе из ширм, если $Q_{\text{шп}}^{\text{б}} < Q_{\text{шп}}^{\text{т}}$, то $\vartheta_{\text{ш}}''$ необходимо уменьшить. Если и после второго приближения расхождение между обоими значениями тепловосприятий $Q_{\text{шп}}^{\text{б}}$ и $Q_{\text{шп}}^{\text{т}}$ окажется больше указанного предела δQ , истинная температура может быть найдена методом линейной интерполяции (экстраполяции) по значениям, полученным в первом и втором приближении.

При аналитической интерполяции расчетная конечная температура газов на выходе из ширм ($\vartheta_{\text{ш}}''$) определяется из равенства

$$\vartheta_{\text{ш}}'' = \vartheta_{\text{ш}2}'' + \frac{(Q_{\text{шп}}^{\text{б}} - Q_{\text{шп}}^{\text{т}})_2 (\vartheta_{\text{ш}1}'' - \vartheta_{\text{ш}2}'')}{(Q_{\text{шп}}^{\text{б}} - Q_{\text{шп}}^{\text{т}})_2 - (Q_{\text{шп}}^{\text{б}} - Q_{\text{шп}}^{\text{т}})_1} . \quad (8.28)$$

Здесь индексы 1 и 2 относятся соответственно к первому и второму приближениям. Нахождение искомой температуры $\vartheta_{\text{ш}}''$ возможно также путем графической интерполяции.

По завершению расчета ширмовой поверхности нагрева находят энтальпию пара на выходе из пароперегревателя

$$h_{\text{ш}}'' = h_{\text{ш}}' + (Q_{\text{шп}}^{\text{т}} + Q_{\text{шп}}^{\text{п}}) \frac{B_{\text{п}}}{D_{\text{шп}}} . \quad (8.29)$$

9. РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНОГО ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

При курсовом проектировании парового котла считается методически правильным выполнять тепловой расчет конвективного пароперегревателя конструктивным методом с определением необходимых теплообменных поверхностей при номинальной производительности и принятых показателях экономичности и надежности работы.

Проектирование конвективного пароперегревателя начинают с эскизной проработки поверхности с выбором конструктивных характеристик: диаметра труб поверхности нагрева пароперегревателя, поперечного и продольного шагов, числа труб, их расположения, габаритов газохода, площадей проходных сечений, эффективной толщины излучаю-

щего слоя. Рекомендуемые значения некоторых конструктивных характеристик различных по исполнению конвективных пароперегревателей представлены в табл. 2.2.

Составление компоновочной схемы и схемы движения сред в проектируемом пароперегревателе (по типу рис. 7.2): размещение пароперегревателя в газовом тракте котла, взаимное движение сред, число их ходов, наличие пароохладителей выполняется с помощью заводских проектных материалов (чертежей) и в строгом соответствии с заданием на проектирование.

Пароперегреватели горизонтального газохода (см. рис. 9.1) имеют коридорное расположение труб, что ослабляет наружные загрязнения, пароперегреватели конвективной шахты чаще всего имеют шахматное расположение (интенсифицируется теплообмен).

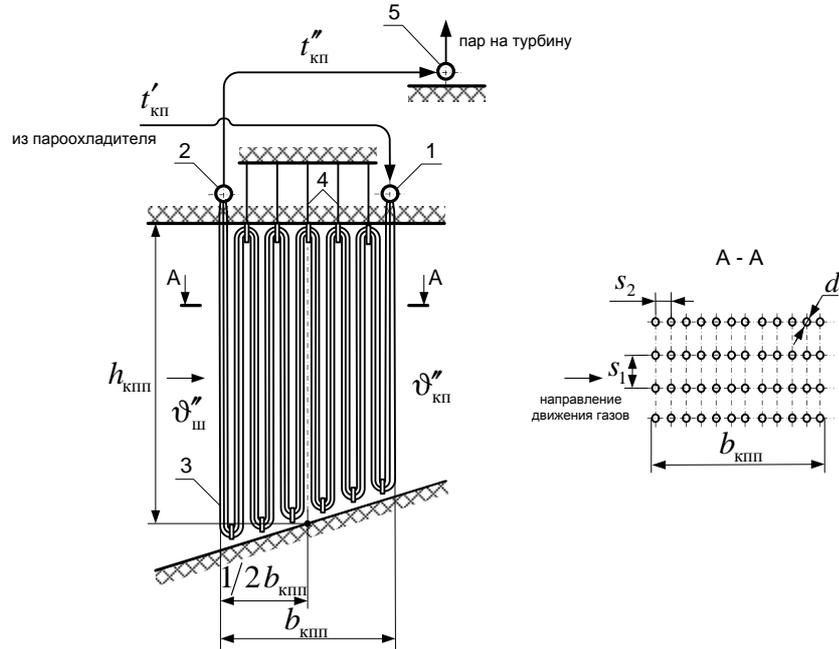


Рис. 9.1. Эскиз конвективного пароперегревателя, расположенного в горизонтальном газоходе: 1 – входной коллектор; 2 – выходной коллектор; 3 – пакет конвективного пароперегревателя; 4 – узел крепления (подвеска); 5 – паросборный коллектор

По выбранному поперечному шагу труб s_1 и ширине газохода b_T , которая равна ширине топки рассчитывается число труб пароперегревателя в ряду

$$z_1 = \frac{b_T}{s_1} - 1, \quad (9.1)$$

Пароперегреватели котельных агрегатов средней и большой мощности и высоких параметров имеют несколько ступеней с приращением энтальпии в каждой на 250–420 кДж/кг и перемешиванием пара за каждой ступенью. Для регулирования температуры перегрева пароперегреватели оснащаются пароохладителями, как правило впрыскивающего типа. Наличие пароохладителя отражается на величине поверхности нагрева пароперегревателя: чем больше принята величина впрыска $D_{впр}$, тем больше будет его поверхность нагрева.

Количество тепла, воспринятого в конвективном пароперегревателе, кДж/кг

$$Q_{кпш}^6 = \frac{D_{пе}}{B_p} (h_{пе} - h'_{кп}) - Q_{кпш}^п, \quad (9.2)$$

где $Q_{кпш}^п$ – переизлучение теплоты из топки, кДж/кг, принимаем, что вся энергия излу-

ния топочного объема, прошедшая ширмы, поглощается в конвективном пароперегревателе. Тогда $Q_{\text{кпп}}^{\text{п}} = Q_{\text{вых}}^{\text{п}}$; $h'_{\text{кп}}$, $h_{\text{пе}}$ – энтальпии пара на входе и на выходе из конвективного пароперегревателя, кДж/кг. Величина $h_{\text{пе}} = f(p_{\text{пе}}, t_{\text{пе}})$ является функцией заданных параметров перегретого пара (давления и температуры), кДж/кг; $D_{\text{пе}}$ – расход перегретого пара, кг/с (указан в задании на курсовой проект).

Если в конвективный пароперегреватель пар поступает из впрыскивающего пароохладителя, тогда энтальпия $h'_{\text{кп}}$ определяется по формуле, кДж/кг

$$h'_{\text{кп}} = h''_{\text{ш}} - \Delta h_{\text{впр}}, \quad (9.3)$$

где $\Delta h_{\text{впр}}$ – уменьшение энтальпии пара во впрыскивающем пароохладителе, кДж/кг

$$\Delta h_{\text{впр}} = \frac{D_{\text{впр}}}{D_{\text{пе}}} (h''_{\text{шпп}} - h_{\text{впр}}), \quad (9.4)$$

где $D_{\text{впр}}$ – расход собственного конденсата на впрыск (см. расчет радиационного пароперегревателя), кг/с; $h_{\text{впр}}$ – энтальпия конденсата, кДж/кг, принимается в расчетах равной энтальпии насыщенной воды, определяемой по давлению в барабане котла – $h_{\text{впр}} = h'(t_s, P_6)$ [7].

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

$$H''_{\text{кп}} = H'_{\text{кп}} - \frac{Q_{\text{кпп}}^{\delta}}{\phi} + \Delta\alpha_{\text{шп}} H_{\text{хв}}^0, \quad (9.5)$$

где $H'_{\text{кп}} = H''_{\text{ш}}$ – энтальпия газов на входе в конвективный пароперегреватель, кДж/кг; ϕ – коэффициент сохранения тепла (см. §5.1 – формула (5.6)); $\Delta\alpha_{\text{шп}}$ – величина присосов воздуха в пароперегревателе (см. табл. 3.3); $H_{\text{хв}}^0$ – энтальпия присосанного холодного воздуха, кДж/кг, определяется по табл. 4.4 при расчетной температуре $t_{\text{хв}}$ и $\alpha = 1$.

Зная энтальпию газов за конвективным пароперегревателем из табл. 4.4 находят температуру газов $\vartheta''_{\text{кп}}$ по колонке для конвективного пароперегревателя (при $\alpha''_{\text{шп}}$).

Если пароперегреватель или его часть состоит из одного противоточного или прямоточного участка, то температурный напор, °С, для него определяют по формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{2,31g \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (9.6)$$

если соотношение $\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}} \leq 1,7$, то температурный напор можно определить по упрощенной формуле, °С

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м}}}{2} = \vartheta_{\text{ср}} - t_{\text{ср}}, \quad (9.7)$$

где Δt_{δ} , $\Delta t_{\text{м}}$ – соответственно большая и меньшая разность температур теплоносителей, °С, определяемая для разных схем тока теплоносителей следующим образом (см. рис. 9.2):

для прямоточной схемы большая и меньшая разность температур будет определяться как

$$\Delta t_{\delta} = \vartheta' - t', \quad \Delta t_{\text{м}} = \vartheta'' - t''$$

для противоточной схемы

$$\Delta t = \vartheta' - t'', \quad \Delta t = \vartheta'' - t'$$

индекс «б» ставится у температурного напора, который больше из двух, «м» – у которого температурный напор меньше; ϑ – температура греющей среды (газов); t – температура нагреваемой среды (пара); штрих характеризует вход, два штриха – выход теплоносителя.

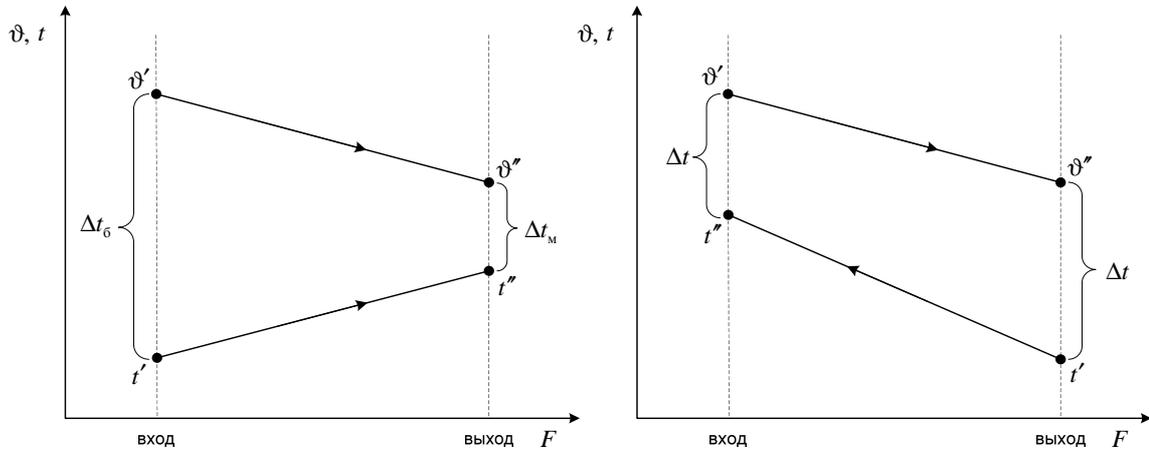


Рис. 9.2. К определению температурного напора между газовым потоком и рабочей средой при взаимном движении сред: а – прямоточное; б – противоточное

Температурный напор для сложной схемы (например, двухпоточное движение пара по ширине газохода, последовательное по ходу газов прямоточно-противоточное движение) определяется как для простой (противоточной) с поправочным коэффициентом $\psi < 1$, учитывающим отличие интенсивности теплообмена в поверхности для сложной схемы, °С:

$$\Delta t = \psi \Delta t_{\text{прт}}. \quad (9.8)$$

Здесь $\psi = \psi_1 \psi_2$, если имеет место совмещение двухпоточного движения пара по ширине газохода со смешанным движением в каждом потоке. Значения коэффициентов ψ_1 и ψ_2 приведены в табл. 9.1 в зависимости от вида движения среды (пара) по отношению к газовому потоку и разности температур между газовым потоком и рабочей средой (паром) на выходе из поверхности – $m = \vartheta'' - t''$.

Таблица 9.1

Значения поправочных коэффициентов к температурному напору

Значение $m = \vartheta'' - t''$	Значение ψ_1		Значение ψ_2	
	Два параллельных хода рабочей среды		Смешанное движение	
	прямоточные	противоточные	при $A_{\text{прм}} = 0,5$	при $A_{\text{прм}} = 0,3$
$m > 350 \text{ }^\circ\text{C}$	1,0	1,0	1,0	1,0
$m = 100\text{--}300 \text{ }^\circ\text{C}$	0,87–0,98	0,97–1,0	0,98–1,0	0,99–1,0
$m = 50\text{--}100 \text{ }^\circ\text{C}$	0,82–0,87	0,95–0,97	0,97–0,98	0,99
$m = 0\text{--}50 \text{ }^\circ\text{C}$	не рекоменд.	0,85–0,95	0,94–0,97	0,98
$m < 0 \text{ }^\circ\text{C}$	исключается	0,84	0,9	0,97

Примечание: 1. Значение $A_{\text{прм}}$ – доля поверхности прямотока по отношению к полной поверхности; 2. При отсутствии смешанного движения в потоке $\psi_2 = 1$, в случае только смешанного движения в одном потоке по ширине газохода – $\psi_1 = 1$.

Значение скорости газов, м/с, в конвективной поверхности находят из выражения

$$\omega_r = \frac{B_p V_r (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{273 f_{\text{кпп}}^r}, \quad (9.9)$$

где B_p – расчетный расход топлива, кг/с; V_r – объем газов, м³/кг, принимается из табл. 4.1 по колонке для пароперегревателя (при $\alpha''_{кп}$); $\vartheta_{cp} = (\vartheta'_{кп} + \vartheta''_{кп})/2$ – средняя температура газов в конвективном пароперегревателе, °С; $f_{кп}^r$ – площадь живого сечения для прохода газа, м²

$$f_{кп}^r = h_{кп} (b_r - z_1 d_n), \quad (9.10)$$

где $h_{кп}$ – средняя высота пакета конвективного пароперегревателя, м (см. рис. 9.1); b_r – ширина газохода, м; z_1 – количество рядов труб пакета по ширине газохода; d_n – наружный диаметр труб, м.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией α_k при коридорном расположении труб находят по формуле (8.15) или по рис. 8.3 и 8.4. Теплофизические параметры дымовых газов определяются по средней температуре газа в конвективном пароперегревателе $\vartheta_{cp} = (\vartheta'_{кп} + \vartheta''_{кп})/2$, °С.

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

$$\omega_n = \frac{D_{не} \nu_n}{f_n}, \quad (9.11)$$

где $D_{не}$ – расход пара через конвективный пароперегреватель, кг/с (см. задание на курсовой проект); $\nu_n = f(p_{кп}^{cp}, t_{cp})$ – средний удельный объем пара, м³/кг, определяемый по средним давлению $p_{кп}^{cp} = (p_{шпп} + p_{не})/2$, МПа, и температуре $t_{cp} = (t'_{кп} + t''_{кп})/2$, °С; f_n – площадь живого сечения для прохода пара, м², рассчитываемая по формуле

$$f_n = \frac{\pi d_{вн}^2}{4} z_1, \quad (9.12)$$

где $d_{вн}$ – внутренний диаметр труб конвективного пароперегревателя, м; z_1 – количество труб по ширине газохода (см. формулу (9.1)).

Затем по формуле (8.18) или рис. 8.9 определяют коэффициент теплоотдачи от стенки пароперегревателя к пару α_2 .

Для определения коэффициента теплоотдачи излучением α_l , Вт/(м²·К), необходимо предварительно оценить температуру наружных загрязнений труб, °С, по формуле

$$t_3 = t_{cp} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \frac{B_p (Q_{кп}^6 + Q_{кп}^l)}{F_{кп}} 10^3, \quad (9.13)$$

где $t_{cp} = (t'_{кп} + t''_{кп})/2$ – средняя температура пара в конвективном пароперегревателе, °С; α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочей среде (пару), Вт/(м²·К); B_p – расчетный расход топлива, кг/с; $Q_{кп}^6$ – тепловосприятие конвективной поверхности нагрева, кДж/кг, определяемое по уравнению (9.2); $Q_{кп}^l$ – теплота, воспринятая поверхностью нагрева излучением из топки или из объема газов перед поверхностью нагрева, кДж/кг (см. комментарий к формуле (9.2)); $F_{кп}$ – поверхность нагрева конвективного пароперегревателя м². Принимается на данном этапе расчетов как $F_{кп} = \pi d_n h_{кп} z_1 z_2$, где $z_2 = \frac{b_{кп}}{s_2} - 1$ –

число рядов труб по ширине пакета (по ходу движения газов), где $b_{кп}$ – ширина пакета (принимается по чертежу прототипа котла); s_2 – продольный шаг труб пучка (см. реко-

мендации табл. 2.2); ε – коэффициент загрязнения конвективной поверхности, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$. Для коридорного расположения труб в пучке и при сжигании пылевидного твердого топлива ε принимают равным $0,0043 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, при сжигании жидкого топлива $\varepsilon = 0,003 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$. При шахматном расположении труб в пучке и при сжигании твердого топлива коэффициент загрязнения ε при расчете коэффициента теплопередачи определяется по формуле

$$\varepsilon = \varepsilon_0 C_{\text{фр}} C_d + \Delta\varepsilon, \quad (9.14)$$

где ε_0 – исходный коэффициент загрязнения, $\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, зависит от скорости газов и относительного продольного шага труб s_2 и определяется по рис. 9.3; $C_{\text{фр}}$ – поправка на фракционный состав золы, характеризуемый качеством частиц золы, имеющих размер более 30 мкм (значением R_{30}). Эта поправка определяется по формуле

$$C_{\text{фр}} = 1 - 1,181g \frac{R_{30}}{33,7}, \quad (9.15)$$

где значение R_{30} можно принять равным 30-60 %. При отсутствии надежных данных по фракционному составу золы эту поправку следует принять: для всех углей и сланцев $C_{\text{фр}} = 1$; для торфа $C_{\text{фр}} = 0,7$; C_d – поправка на диаметр (см. рис. 9.3); $\Delta\varepsilon$ – поправка, зависящая от температуры газов, типа поверхности и сорта сжигаемого топлива, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, принимается для пароперегревателей: при сжигании каменных углей $\Delta\varepsilon = 0,0026$; при сжигании бурых углей $\Delta\varepsilon = 0,0034$; для второй ступени и одноступенчатого водяного экономайзера: при сжигании каменных углей $\Delta\varepsilon = 0,0017$; при сжигании бурых углей $\Delta\varepsilon = 0,0026$; для второй ступени водяного экономайзера: для всех топлив $\Delta\varepsilon = 0$.

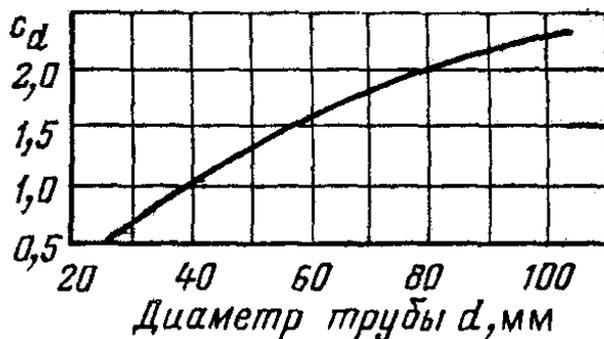
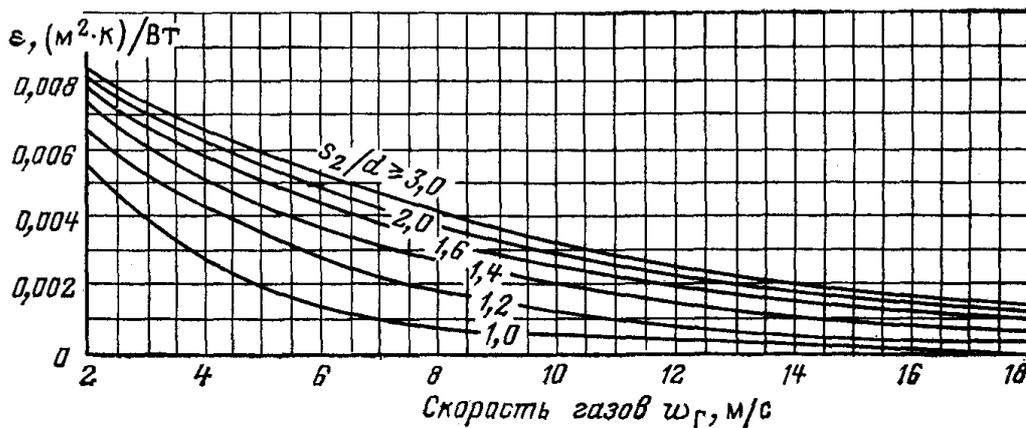


Рис. 9.3. Коэффициент загрязнения при сжигании твердого топлива для шахматных гладкотрубных пучков

Эффективную толщину излучающего слоя в конвективном пароперегревателе определяют в зависимости от наружного диаметра труб d_n , их поперечного s_1 и продольного s_2 шагов

$$s_{\text{кп}} = 0,9d_n \left(\frac{4}{\pi} \frac{s_1 s_2}{d_n^2} - 1 \right). \quad (9.16)$$

Далее определяют суммарную оптическую толщину запыленного газового потока по формуле

$$kps_{\text{кп}} = (k_r r_n + k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}}) ps_{\text{кп}}, \quad (9.17)$$

где k_r – коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания (RO_2 , H_2O), $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$, определяется по формуле (6.8) или рис. 6.2 при условии замены T_T'' на значение температуры газов на выходе из конвективного пароперегревателя – $T_{\text{кпп}}'' = \vartheta_{\text{кпп}}'' + 273$, а вместо s_T значение $s_{\text{кпп}}$; $k_{\text{зл}}$ – коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$, определяется по формуле (6.9), при условии замены T_T'' на $T_{\text{кпп}}''$; r_n , $\mu_{\text{зл}}$ – объемная доля трехатомных газов и концентрация золовых частиц (принимаются из табл. 4.1 в колонке для пароперегревателя); p – давление в топке, принимается 0,1 МПа.

Степень черноты газов в конвективном пароперегревателе $a_{\text{кп}}$ определяется величиной суммарной оптической толщины запыленного газового потока $kps_{\text{кп}}$

$$a_{\text{кп}} = 1 - e^{-kps_{\text{кп}}}. \quad (9.18)$$

Степень черноты можно оценить по номограмме 8.2, построенной на основании формулы (8.7).

Затем по формуле (8.21) или рис. 8.10 по средней температуре газов $\vartheta_{\text{ср}} = (\vartheta_{\text{кп}}' + \vartheta_{\text{кп}}'')/2$, °С, находят величину коэффициента теплоотдачи излучением $\alpha_{\text{л}}$, Вт/(м²·К).

Общий коэффициент теплоотдачи от газов к стенке труб конвективного пароперегревателя

$$\alpha_1 = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}. \quad (9.19)$$

Коэффициент теплопередачи пароперегревателей с коридорным расположением труб в пучке при сжигании любых топлив, Вт/(м²·К)

$$k = \frac{\psi \alpha_1}{1 - \frac{\alpha_1}{\alpha_2}}, \quad (9.20)$$

где ψ – коэффициент тепловой эффективности, находят по табл. 9.2.

По этой же формуле находят коэффициент теплопередачи и для пароперегревателей с шахматным расположением труб при работе котлоагрегата на мазуте и газе.

При шахматном расположении труб и работе на твердом топливе, Вт/(м²·К)

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \alpha_1}, \quad (9.21)$$

где ε – коэффициент загрязнения конвективной поверхности, (м²·К)/Вт.

Коэффициент тепловой эффективности при работе котла на мазуте выбирается в зависимости от скорости газов из табл. 9.3. При сжигании газа $\psi = 0,85$.

Таблица 9.2

Коэффициент тепловой эффективности при сжигании твердых топлив

Марка топлива	Необходимость очистки	Коэффициент тепловой эффективности ψ
АШ и тощие угли	требуется	0,6
Каменные, бурые угли кроме канско-ачинских	требуется	0,65
Бурые канско-ачинские угли, фрезерный торф, древесина	требуется	0,6
Подмосковный уголь	не требуется	0,7
Сланцы	требуется	0,5

Таблица 9.3

Коэффициент тепловой эффективности при сжигании жидких топлив

Поверхность нагрева	Скорость газов ω_r , м/с	Коэффициент тепловой эффективности ψ
Пароперегреватели в конвективной шахте при очистке дробью; коридорные поверхности в горизонтальном газоходе без очистки	4–12	0,65–0,6
	12–20	0,6
Переходные зоны, первые и вторые ступени экономайзеров с очисткой дробью	4–12	0,7–0,65
	12–20	0,65–0,6
Экономайзеры котлов малой мощности (при температуре питательной воды 100 °С и ниже)	4–12	0,55–0,5

Если пароперегреватель рассчитывается в один прием, то после подсчета средних величин k и Δt при конструкторском расчете определяется необходимая поверхность нагрева, m^2 , из формулы теплообмена:

$$F_{\text{кпп}} = \frac{Q_{\text{кпп}}^6 B_p}{k \Delta t} \cdot 10^3. \quad (9.22)$$

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

$$l_{\text{кпп}} = \frac{F_{\text{кпп}}}{\pi d_{\text{cp}} z_1}, \quad (9.23)$$

где $d_{\text{cp}} = (d_{\text{н}} + d_{\text{вн}})/2$ – средний диаметр труб, м.

Действительное число рядов труб по ходу газов z_2 рассчитывают по средней высоте змеевиков пароперегревателя $h_{\text{кпп}}$ (определяется из чертежа, см рис. 9.1)

$$z_2 = \frac{l_{\text{кпп}}}{h_{\text{кпп}}}. \quad (9.24)$$

Ширина пакета пароперегревателя по ходу движения газов, м

$$b_{\text{кпп}} = z_2 s_2. \quad (9.25)$$

При использовании обычных змеевиков, когда соседние трубы в змеевике располагаются параллельно, минимально расстояние между трубами определяется предельным радиусомгиба.

Чтобы предотвратить недопустимое утонение трубы в местегиба, радиусгиба должен быть не менее двух радиусов трубы, поэтому минимальны шаг труб $s_2 = 2d_n$.

Ширина каждого пакета пероперегревателя должна быть не более 1500–1800 мм. Между пакетами необходимо иметь свободное пространство глубиной (по ходу газов) не менее 800 мм для выполнения ремонтных работ и осмотров. Против этого пространства на стене в обмуровке устанавливают лаз.

10. РАСЧЕТ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ

10.1. Расчет трубчатого воздухоподогревателя

С помощью заводских чертежей проектируемого котла выполняется конструктивная и компоновочная проработки трубчатого воздухоподогревателя: выбираются диаметры d и шаги труб s_1, s_2 (см. рекомендации из табл. 2.2), число потоков по воздуху (см. рис. 10.1), определяют направление движения газов (продольное, внутри труб) и воздуха (поперечное в шахматном пучке), размеры поперечного сечения конвективной шахты трубчатого воздухоподогревателя.

После конструктивной проработки осуществляется определение тепловосприятия трубчатого воздухоподогревателя. При этом в первую очередь учитывают количество ступней воздухоподогревателя. (см. §2.1).

При курсовом проектировании поверхности нагрева расположенные в конвективной шахте котельного агрегата и в частности трубчатый воздухоподогреватель рассчитывается конструктивно, т.е. определяется необходимая теплообменная его поверхность, при этом каждая ступень рассчитывается отдельно.

Тепловосприятие *одноступенчатого* трубчатого воздухоподогревателя определяется по воздушной стороне, кДж/кг

$$Q_{\text{вп}} = \left(\beta_{\text{гв}} + \frac{\Delta\alpha_{\text{вп}}}{2} \right) (H_{\text{гв}}^0 - H_{\text{хв}}^0), \quad (10.1)$$

где $H_{\text{гв}}^0, H_{\text{хв}}^0$ – энтальпии теоретического объема горячего воздуха на выходе из воздухоподогревателя и холодного воздуха на входе в воздухоподогреватель, кДж/кг, определяемые по табл. 4.4 по значениям расчетных температур горячего воздуха $t_{\text{гв}}$ (см. табл. 1.8) и холодного воздуха $t_{\text{хв}}$ (см. задание на курсовой проект) по колонке при $\beta_{\text{в}} = 1$; $\beta_{\text{гв}}$ – отношение количества горячего воздуха к теоретически необходимому (см. формулу (3.2)); $\Delta\alpha_{\text{вп}}$ – присосы воздуха в воздухоподогревателе (см. табл. 3.3).

По уравнению теплового баланса по газовой стороне рассчитывается энтальпия газов на входе в воздухоподогреватель, кДж/кг

$$H'_{\text{вп}} = H''_{\text{вп}} + \frac{Q_{\text{вп}}}{\phi} - \Delta\alpha_{\text{вп}} H_{\text{прс}}^0, \quad (10.2)$$

где $Q_{\text{вп}}$ – тепловосприятие воздухоподогревателя, кДж/кг, определяется по формуле (10.1); ϕ – коэффициент сохранения тепла (см. формулу (5.6)); $H''_{\text{вп}} = H_{\text{yx}}$ – энтальпия газов за воздухоподогревателем (уходящих газов), кДж/кг, определяется по J_{yx} из табл. 4.4 при избытке воздуха в продуктах сгорания за воздухоподогревателем $\alpha''_{\text{вп}}$; $H_{\text{прс}}^0$ – количество тепла, вносимого присасываемым воздухом, кДж/кг, определяется по табл. 4.4. при

средней температуре подогреваемого воздуха $t_{cp} = (t_{гв} + t_{хв})/2$ по колонке для $\beta_B = 1$.

По значению энтальпии $H'_{вп}$ по табл. 4.4. по колонке при $\alpha''_{вэ}$ обратной интерполяцией определяют температуру газов на входе в воздухоподогреватель – $\vartheta'_{вп}$, °С.

Минимальный температурный напор на «горячем» конце воздухоподогревателя, °С

$$\Delta t_{гор} = \vartheta'_{вп} - t_{гв}. \quad (10.3)$$

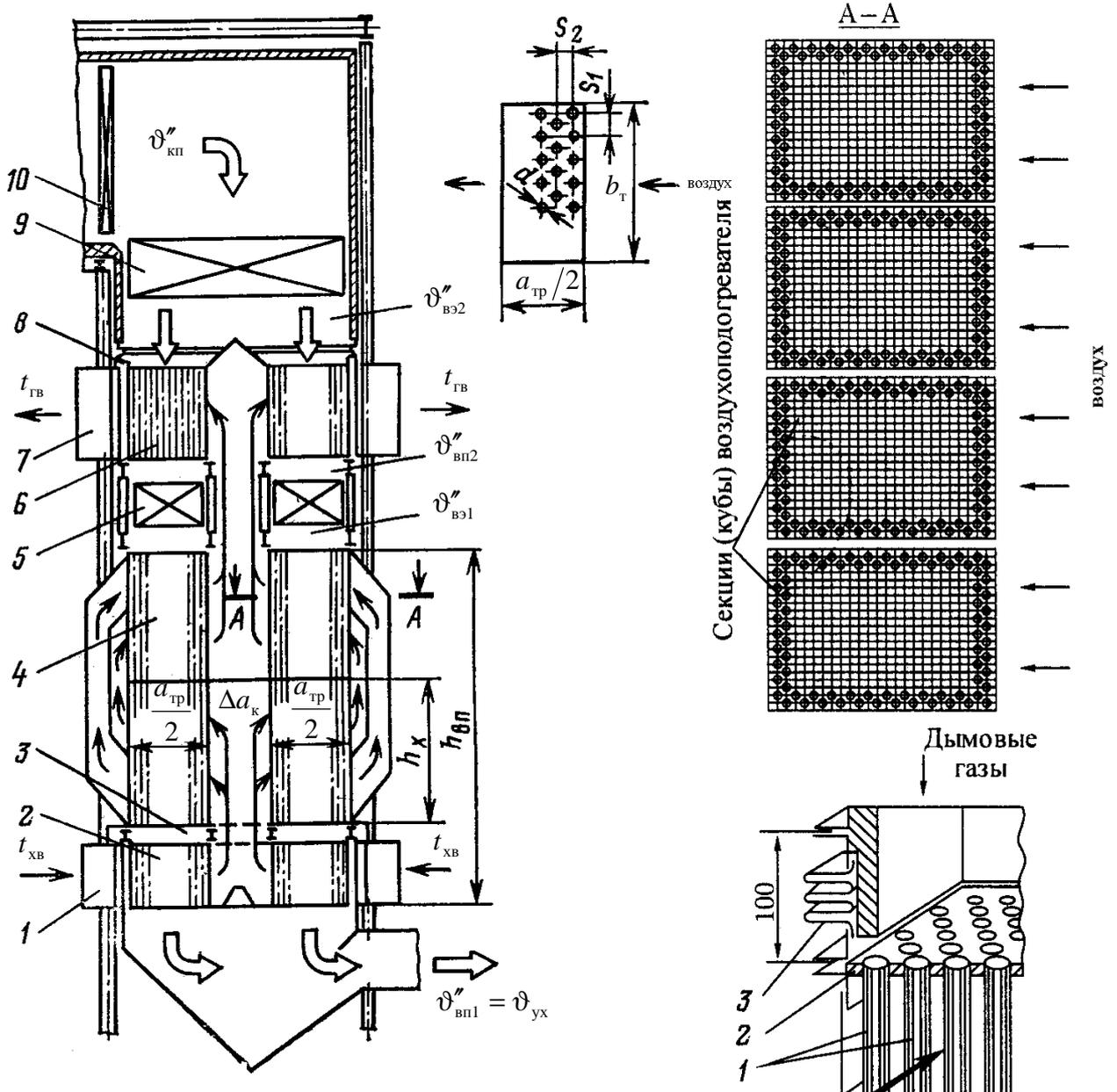


Рис. 10.1. Эскиз трубчатого двухступенчатого двухпоточного воздухоподогревателя: 1 – вход воздуха; 2 – легкозаменяемые кубы первой ступени (холодный пакет); 3 – опорная рама; 4 – второй и третий ходы первой ступени; 5 – экономайзер первой ступени; 6 – кубы второй ступени воздухоподогревателя; 7 – выход горячего воздуха; 8 – линзовые компенсационные уплотнения; 9 – экономайзер второй ступени; 10 – конвективный пароперегреватель

Значение $\Delta t_{\text{гор}}$ должно быть не менее 25–30 °С, в противном случае при слишком низком значении $\Delta t_{\text{гор}}$ неоправданно возрастает площадь поверхности нагрева. В таком случае необходимо снизить температуру подогрева воздуха либо перейти на двухступенчатую компоновку поверхности. На данном этапе также рекомендуется выполнять оценку отношения

$$k_{\text{вп}} = \frac{t_{\text{гв}} - t_{\text{хв}}}{\vartheta'_{\text{вп}} - \vartheta''_{\text{вп}}}, \quad (10.4)$$

которое для при сжигании газообразного и жидкого топлива составляет 1,15–1,25; при сжигании каменных углей, антрацита – 1,25–1,35; при сжигании бурых углей – 1,35–1,45.

При *двухступенчатой* компоновке воздухоподогревателя расчет тепловосприятий начинается с первой по воздуху ступени воздухоподогревателя, задавшись температурой воздуха на выходе из первой ступени – $t''_{\text{вп1}}$, °С.

Температурой воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя задаются исходя из минимума затрат на изготовление воздухоподогревателя и экономайзера. Для получения достаточного температурного напора на холодном конце экономайзера первой ступени температура воздуха за первой ступенью воздухоподогревателя должна превышать температуру питательной воды, °С:

$$t''_{\text{вп1}} = t_{\text{пв}} + (10-15) \text{ °С}, \quad (10.5)$$

где $t_{\text{пв}}$ – температура питательной воды, °С; $\vartheta_{\text{ух}}$ – температура уходящих газов, °С.

Тепловосприятие первой ступени воздухоподогревателя, кДж/кг

$$Q_{\text{вп1}} = \left(\beta''_{\text{вп1}} + \frac{\Delta\alpha_{\text{вп}}}{2} \right) (H^0_{\text{вп1}} - H^0_{\text{хв}}). \quad (10.6)$$

Здесь $\beta''_{\text{вп1}} = \beta_{\text{гв}} + \Delta\alpha_{\text{вп}}$ – коэффициент избытка воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя, где $\beta_{\text{гв}}$ – отношение количества горячего воздуха к теоретически необходимому (см. формулу (3.2)); $\Delta\alpha_{\text{вп}}$ – присосы воздуха в воздухоподогревателе (см. табл. 3.3); $H^0_{\text{вп1}}$ – энтальпия воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя, кДж/кг, определяется по табл. 4.4 по принятой температуре воздуха $t''_{\text{вп1}}$ по колонке для $\beta_{\text{в}} = 1$.

Зная количество тепла, воспринимаемого первой ступенью, можно определить энтальпию, кДж/кг, и следовательно температуру газов перед первой ступенью воздухоподогревателя:

$$H'_{\text{вп1}} = H''_{\text{вп1}} + \frac{Q_{\text{вп1}}}{\phi} - \Delta\alpha_{\text{вп}} H^0_{\text{прс}}, \quad (10.7)$$

где $Q_{\text{вп1}}$ – тепловосприятие первой ступени воздухоподогревателя, кДж/кг, определяется по формуле (10.6); ϕ – коэффициент сохранения тепла (см. формулу (5.6)); $H''_{\text{вп1}} = H_{\text{ух}}$ – энтальпия газов за первой ступенью воздухоподогревателя (уходящих газов), кДж/кг, определяется по $J_{\text{ух}}$ из табл. 4.4 при избытке воздуха в продуктах сгорания за воздухоподогревателем $\alpha''_{\text{вп}}$; $H^0_{\text{прс}}$ – количество тепла, вносимого в первой ступени воздухоподогревателя присасываемым воздухом, кДж/кг, определяется по табл. 4.4. при средней температуре подогреваемого воздуха $t_{\text{ср1}} = (t''_{\text{вп1}} + t_{\text{хв}})/2$ по колонке для $\beta_{\text{в}} = 1$.

По значению энтальпии $H'_{\text{вп1}}$ по табл. 4.4. по колонке при $\alpha''_{\text{вс}}$ обратной интерполяцией определяют температуру газов на входе в воздухоподогреватель – $\vartheta'_{\text{вп1}}$, °С.

Расчет тепловосприятия воздухоподогревателя второй ступени целесообразно вы-

полнять после расчета водяного экономайзера второй ступени при известных значениях энтальпии и температуры газов на входе в водяной экономайзер первой ступени (она же энтальпия газов на выходе из второй ступени воздухоподогревателя $H'_{вэ1} = H''_{вп2}$). При этом тепло, воспринятое второй ступенью воздухоподогревателя находится с воздушной стороны по формуле, кДж/кг:

$$Q_{вп2} = \left(\beta_{гв} + \frac{\Delta\alpha_{вп}}{2} \right) (H_{гв}^0 - H_{вп1}^0), \quad (10.8)$$

где $H_{гв}^0$ – энтальпии теоретического объема горячего воздуха на выходе из второй ступени воздухоподогревателя, кДж/кг, определяется по табл. 4.4 по значению температуры горячего воздуха $t_{гв}$ (см. табл. 1.8) по колонке при $\beta_{в} = 1$; $H_{вп1}^0$ – энтальпия воздуха на входе во вторую ступень воздухоподогревателя (на выходе из первой ступени), кДж/кг, определяется по табл. 4.4 по принятой температуре воздуха $t''_{вп1}$ по колонке для $\beta_{в} = 1$.

Энтальпия газов перед второй ступенью воздухоподогревателя в таком случае определяется по уравнению, кДж/кг

$$H'_{вп2} = H''_{вп2} + \frac{Q_{вп2}}{\phi} - \Delta\alpha_{вп} H_{прс}^0, \quad (10.9)$$

где $Q_{вп2}$ – тепловосприятие второй ступени воздухоподогревателя, кДж/кг, определяется по формуле (10.8); ϕ – коэффициент сохранения тепла (см. формулу (5.6)); $H''_{вп2} = H'_{вэ1}$ – энтальпия газов за второй ступенью воздухоподогревателя (перед первой ступенью водяного экономайзера), кДж/кг, определяется по $\vartheta''_{вп2} = \vartheta'_{вэ1}$ из табл. 4.4 при избытке воздуха в продуктах сгорания за воздухоподогревателем $\alpha''_{вп2}$; $H_{прс}^0$ – количество тепла, вносимого во вторую ступень воздухоподогревателя присасываемым воздухом, кДж/кг, определяется по табл. 4.4. при средней температуре подогреваемого воздуха $t_{ср2} = (t_{гв} + t''_{вп1})/2$ по колонке для $\beta_{в} = 1$.

Температурный напор в трубчатом воздухоподогревателе определяют как для противоточной схемы движения газов и воздуха, но с учетом поправочного коэффициента ψ на перекрестное движение сред, °С:

$$\Delta t_{вп} = \psi \Delta t_{прт}, \quad (10.10)$$

где $\Delta t_{прт}$ – среднелогарифмический температурный напор, °С, определенный для противоточной схемы движения теплоносителей (см. формулы (9.6) и (9.7)); ψ – поправочный коэффициент, зависящий от числа перекрестных ходов воздуха. Рекомендуется принимать следующим: $\psi = 0,85$ – для двух ходов воздуха; $\psi = 0,9$ – для трех ходов воздуха; $\psi = 0,95$ – для четырех ходов воздуха; $\psi = 1,0$ – для числа ходов воздуха равное и больше пяти.

Для определения коэффициента теплопередачи $k_{вп}$ принимают скорость газов $\omega_{г} = 9-12$ м/с, а скорость воздуха $\omega_{в} = 4,5-7$ м/с.

Полное число труб воздухоподогревателя для прохода газов составит:

$$z_{тр} = \frac{B_p V_{г} (\vartheta_{ср} + 273)}{273 \omega_{г} f_{вп}^r}, \quad (10.11)$$

где B_p – расчетный расход топлива, кг/с; $V_{г}$ – объем газов, м³/кг, принимается из табл. 4.1 по колонке для пароперегревателя (при $\alpha''_{вп}$); $\vartheta_{ср} = (\vartheta'_{вп} + \vartheta''_{вп})/2$ – средняя температура газов в воздухоподогревателе, °С; $f_{кпп}^r$ – внутренне сечение трубы для прохода газа в

трубчатого воздухоподогревателя, м²

$$f_{\text{вп}}^{\Gamma} = 0,785d_{\text{вп}}^2, \quad (10.12)$$

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

Размеры трубчатого воздухоподогревателя в плане определяются выбранными шагами труб s_1 и s_2 . Тогда при известном размере ширины корпуса трубчатого воздухоподогревателя, принимаемому обычно равным ширине фронта котла (топки) – $b_{\text{т}}$, определяется число труб в одном ряду по ширине воздухоподогревателя

$$z_1 = \frac{b_{\text{т}}}{s_1} - 1. \quad (10.13)$$

Зная общее число труб $z_{\text{тр}}$, включенных параллельно по газам и число труб в ряду z_1 , можно определить число рядов труб по глубине конвективной шахты

$$z_2 = \frac{z_{\text{тр}}}{z_1}. \quad (10.14)$$

Тогда полная глубина трубной поверхности (по ширине конвективной шахты)

$$a_{\text{тр}} = z_2 s_2. \quad (10.15)$$

При двух-четырех поточном выполнении трубчатого воздухоподогревателя (см. рис. 2.5) трубная поверхность разделяется соответственно на 2–4 пакета, между которыми создаются внутренние раздающие воздушные короба, каждый из которых размером по ширине $\Delta a_{\text{к}} = 1,3\text{--}1,4$ м (двухпоточный вариант) и $\Delta a_{\text{к}} = 0,7\text{--}1,0$ м (трех-четырёхпоточный вариант). Тогда общая ширина трубчатого воздухоподогревателя составит:

$$a_{\text{вп}} = a_{\text{тр}} + (n_{\text{пот}} - 1)\Delta a_{\text{к}}, \quad (10.16)$$

где $n_{\text{пот}}$ – число потоков воздуха в трубчатом воздухоподогревателе.

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке α_1 , Вт/(м²·К) можно найти по рис. 10.2 и 10.3 по скорости газов $\omega_{\text{г}}$ и внутреннему диаметру труб $d_{\text{вп}}$ или по формуле (8.18), где λ – теплопроводность газов, Вт/(м·К); ν , – кинематическая вязкость газов, м²/с; Pr – число Прандтля для газов, принимаются соответственно по рис. 8.5, 8.6 и 8.7 по средней температуре газов $\vartheta_{\text{ср}} = (\vartheta'_{\text{вп}} + \vartheta''_{\text{вп}})/2$, °С.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому воздуху α_2 , Вт/(м²·К) можно найти по рис. 10.4 и 10.5 по скорости воздуха $\omega_{\text{в}}$ и наружному диаметру труб $d_{\text{н}}$ или по формуле (10.17)

$$\alpha_{\text{к}} = \frac{\lambda_{\text{в}}}{d_{\text{н}}} \left(\frac{\omega_{\text{в}} d_{\text{н}}}{\nu_{\text{в}}} \right)^{0,6} Pr_{\text{в}}^{0,33} C_z C_s, \quad (10.17)$$

где $\lambda_{\text{в}}$, $\nu_{\text{в}}$, $Pr_{\text{в}}$ – теплопроводность, Вт/(м·К), кинематическая вязкость, м²/с и число Прандтля для воздуха (и газов) (принимаются по рис. 8.5–8.7); C_z – поправка на число поперечных рядов труб по ходу газов; при $z_2 < 10$ и $\sigma_1 < 3,0$ $C_z = 3,12z_2^{0,05} - 2,5$; при $z_2 < 10$ и $\sigma_1 \geq 3,0$ $C_z = 4z_2^{0,02} - 3,2$; при $z_2 \geq 10$ $C_z = 1$; C_s – поправка на компоновку пучка, определяется в зависимости от поперечного шага $\sigma_1 = s_1/d$ и параметра

$$\Phi_{\sigma} = \sigma_1 - \frac{1}{(\sigma_2' - 1)}; \quad (10.18)$$

где

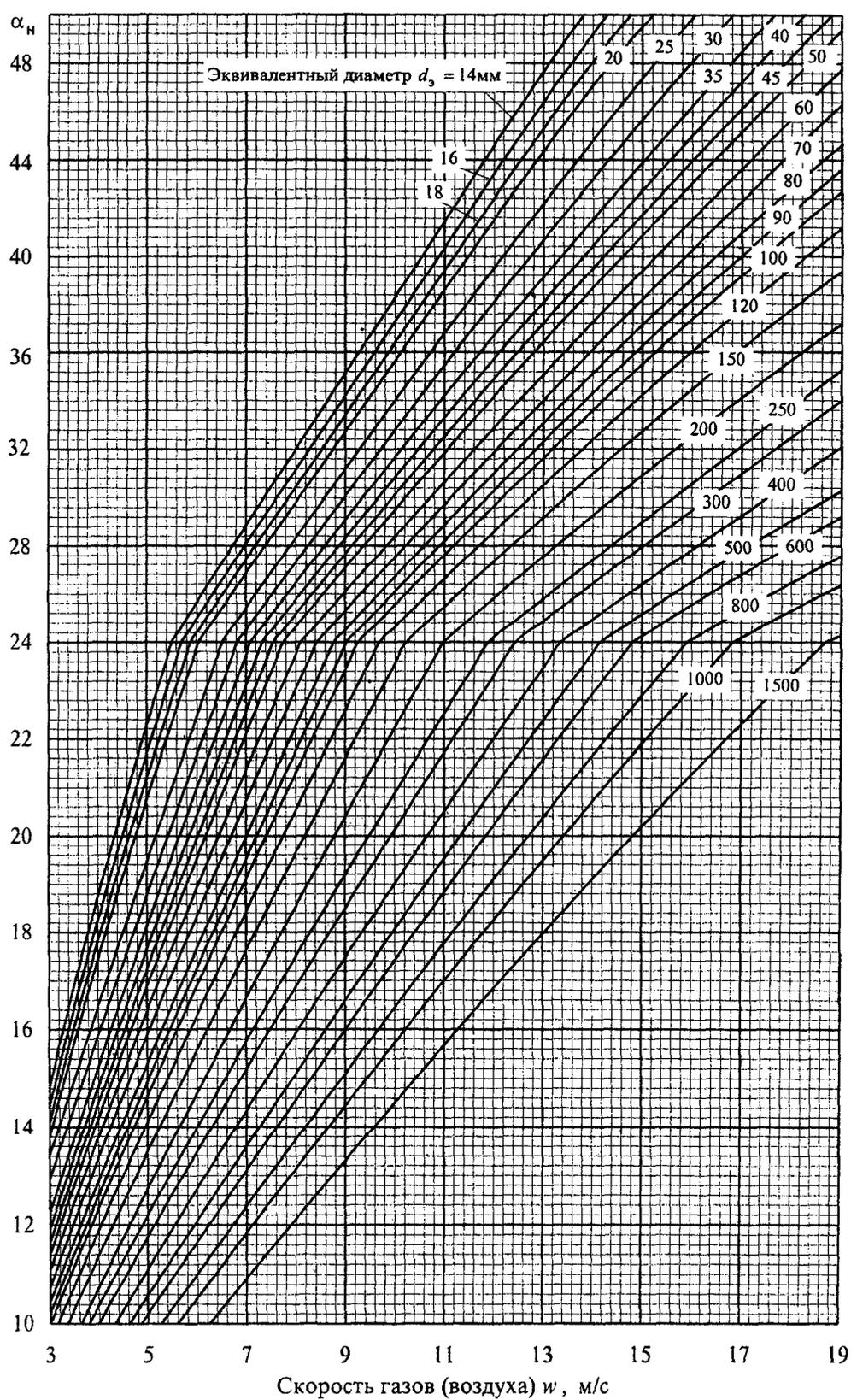
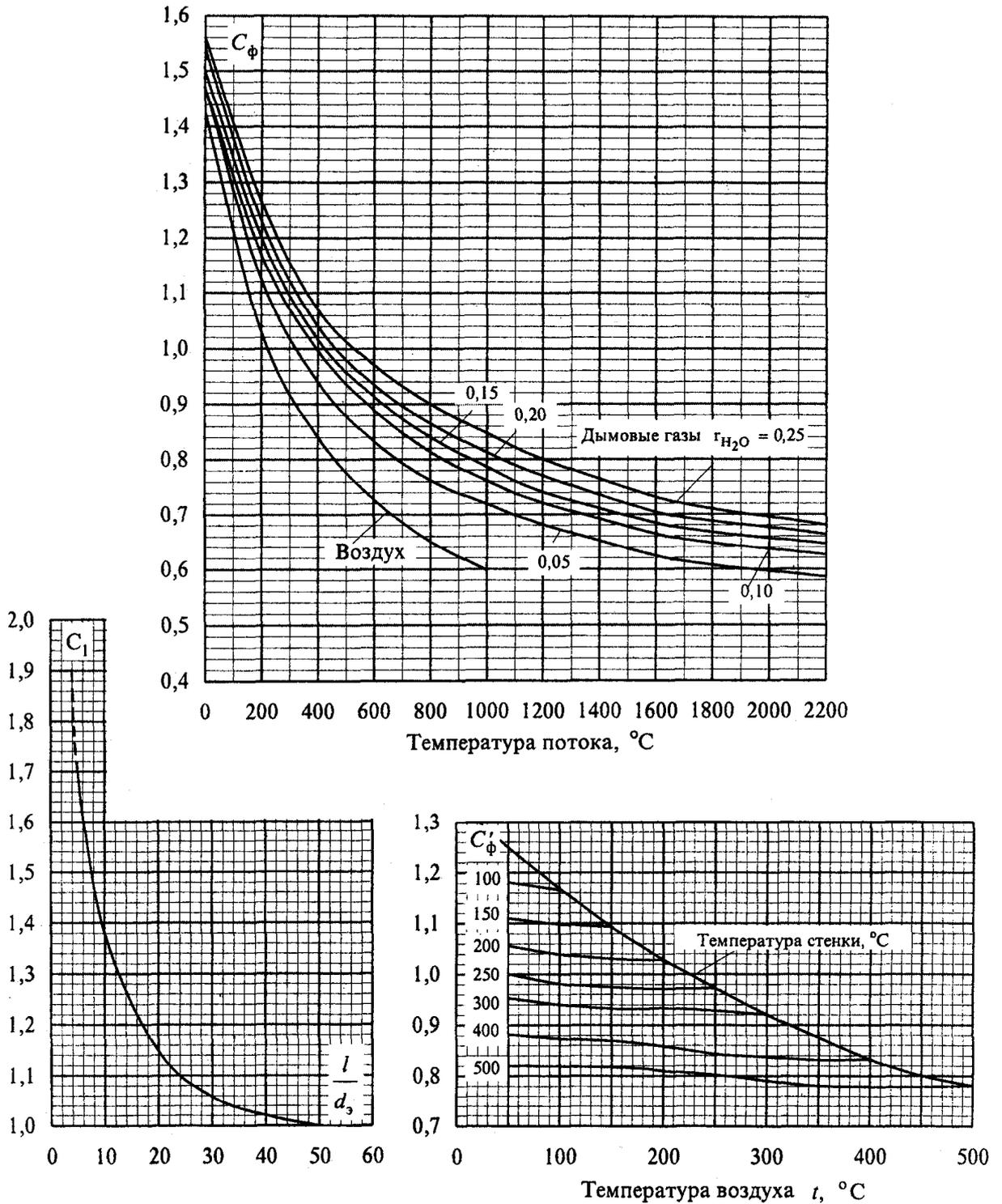


Рис. 10.2. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном омывании для воздуха и дымовых газов: при охлаждении дымовых газов $\alpha_k = \alpha_n C_\phi C_l$; при нагревании воздуха $\alpha_k = \alpha_n C'_\phi C_l$



При охлаждении дымовых газов и воздуха

$$\alpha_k = \alpha_n C_\phi C_1, \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

При нагревании воздуха

$$\alpha_k = \alpha_n C'_\phi C_1, \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Рис. 10.3. Поправки для определения коэффициента теплоотдачи при продольном омывании для воздуха и дымовых газов (к рис. 10.2)

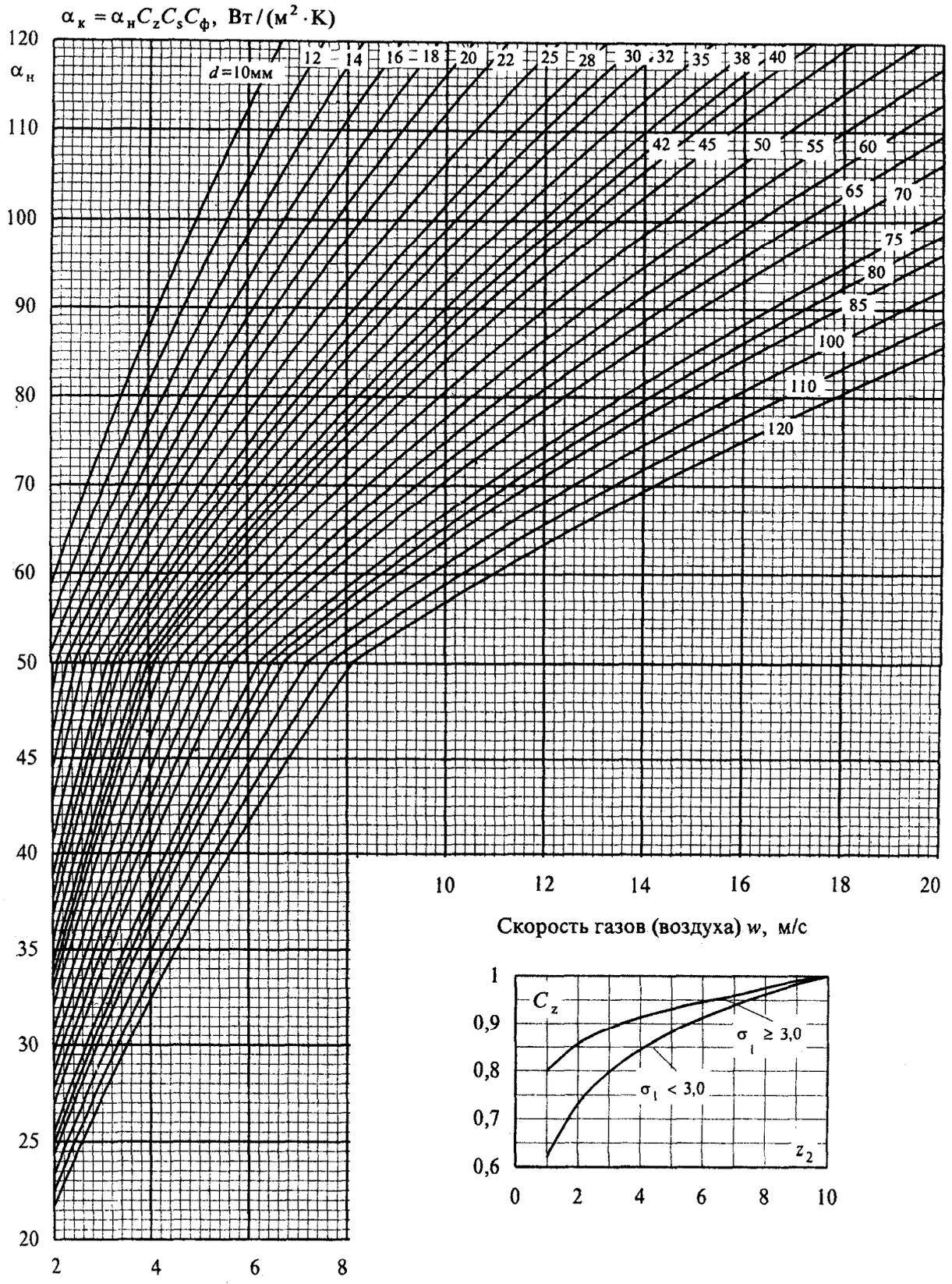


Рис. 10.4. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков $\alpha_k = \alpha_H C_z C_s C_\phi$

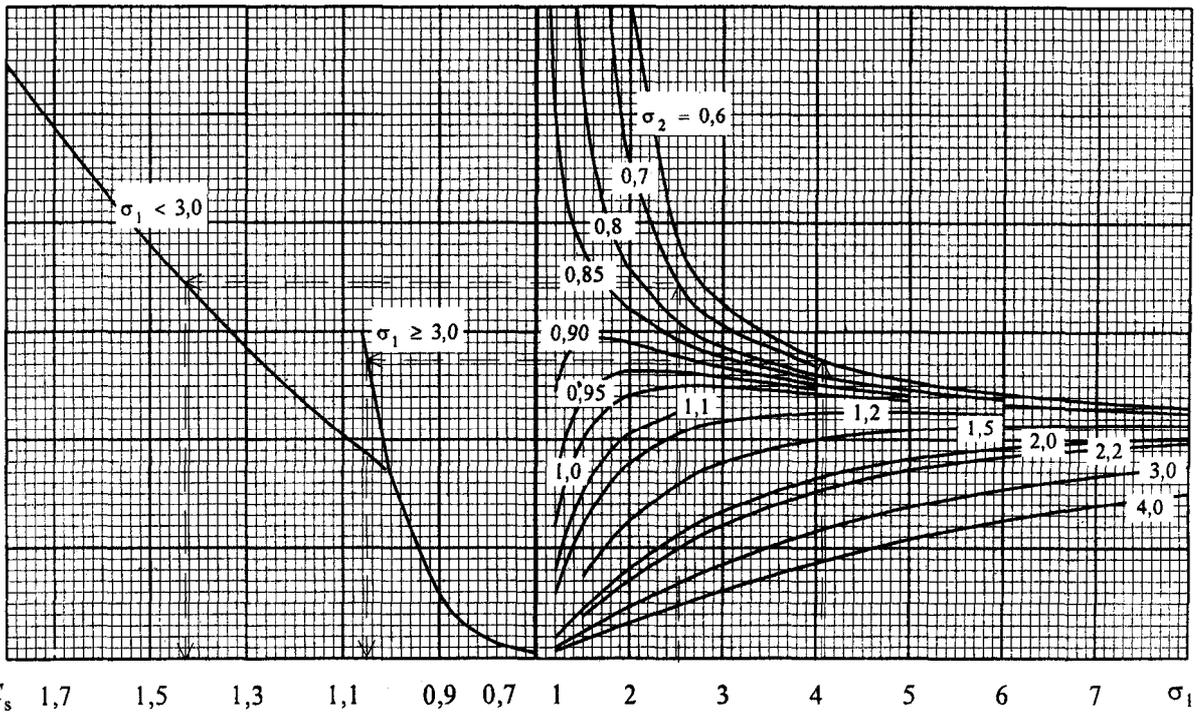
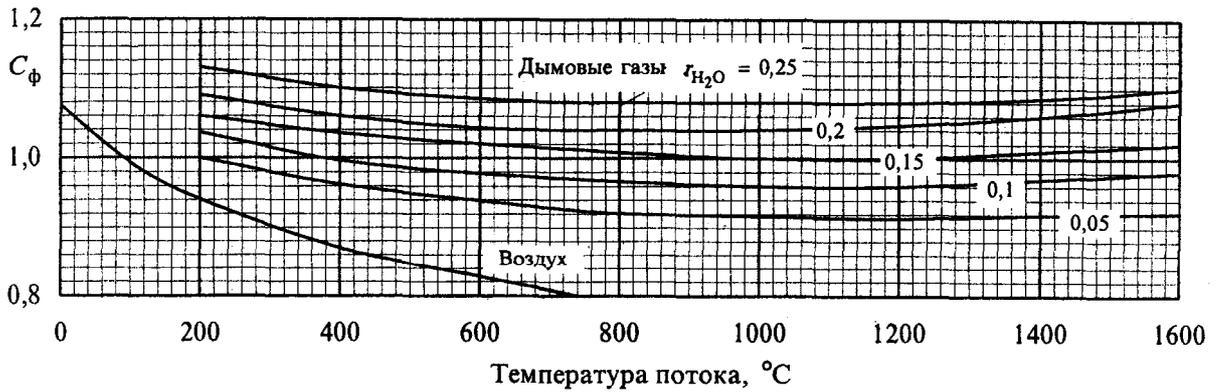
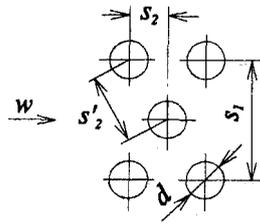


Рис. 10.5. Поправочные коэффициенты для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков (к рис. 10.4)

$$\sigma'_2 = \sqrt{\frac{1}{4}\sigma_1^2 + \sigma_2^2}; \tag{10.19}$$

σ'_2 – средний относительный диагональный шаг труб, $0,1 < \varphi_\sigma \leq 1,7$ $C_s = 0,34\varphi_\sigma^{0,1}$; при $1,7 < \varphi_\sigma \leq 4,5$: для $\sigma_1 < 3$ $C_s = 0,275\varphi_\sigma^{0,5}$; для $\sigma_1 \geq 3$ $C_s = 0,34\varphi_\sigma^{0,1}$.

Коэффициент теплопередачи в воздухоподогревателе, Вт/(м²·К)

$$k = \xi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \quad (10.20)$$

где ξ – коэффициент использования, учитывающий уменьшение тепловосприятия поверхности нагрева вследствие неравномерности ее омывания газами. Для трубчатых воздухоподогревателей

$$x = x_0 - \Delta x. \quad (10.21)$$

Значение ξ_0 составляет: для мазута – 0,85, для остальных топлив – 0,9, для второй («горячей») ступени – 0,75 (антрацит и торф) и 0,9 – бурые угли. Значение $\Delta\xi = 0,1-0,15$ – для двух- (трех-) ходового воздухоподогревателя с одной (двумя) промежуточными трубными досками; $\Delta\xi = 0,05$ – в остальных случаях.

Поверхность нагрева воздухоподогревателя, м²

$$F_{\text{вп}} = \frac{B_p Q_{\text{вп}}}{k \Delta t_{\text{вп}}} 10^3. \quad (10.22)$$

После определения площади поверхности нагрева воздухоподогревателя $F_{\text{вп}}$, м² по среднему диаметру труб $d_{\text{ср}}$ находят необходимую полную высоту воздухоподогревателя, м

$$h_{\text{вп}} = \frac{F_{\text{вп}}}{\pi d_{\text{ср}} z_{\text{тр}}}. \quad (10.23)$$

где $z_{\text{тр}}$ – полное число труб воздухоподогревателя для прохода газов (см. формулу (10.11)).

Далее определяют высоту одного хода воздухоподогревателя (для одного потока), м

$$h_x = \frac{B_p \beta_{\text{вп}} V_b^0 (t_{\text{ср}}^b + 273)}{273(x - z_1 d_n) \omega_b n_{\text{пот}}}, \quad (10.24)$$

где $t_{\text{ср}}^b = (t'_{\text{вп}} + t''_{\text{вп}})/2$ – средняя температура воздуха в воздухоподогревателе, °С; $n_{\text{пот}}$ – число потоков воздуха (при однопоточной схеме $n_{\text{пот}} = 1$; при двухпоточной $n_{\text{пот}} = 2$; при четырехпоточной $n_{\text{пот}} = 4$); x – характерный размер стороны подвода воздуха в воздухоподогревателе, м. Если воздух подведен к воздухоподогревателю с боковой стороны $x = a_{\text{вп}}$, если с задней либо с передней $x = b_{\text{т}}$.

Число ходов воздуха

$$z_{\text{ход}} = \frac{h_{\text{вп}}}{h_x}. \quad (10.25)$$

Число ходов должно быть целым. Нецелое число округляют до ближайшего целого и производят уточнение скорости воздуха и коэффициента теплопередачи, если изменение скорости воздуха оказалось больше 10 %. Нужное решение получают вариацией шага труб s_1 или скорости воздуха. В целях уменьшения размера поверхности $F_{\text{вп}}$ желательно иметь число поперечных ходов воздуха $z_{\text{ход}} = 4-6$. Высота одного хода не должна превышать $h_x = 3-4$ м.

Высота трубчатого воздухоподогревателя, м:

$$h_{\text{вп}} = h_x z_{\text{ход}} + \sum h_{\text{об}}, \quad (10.26)$$

где $h_{\text{об}}$ – высота ремонтного разрыва между соседними пакетами (по ходу газов) воздухоподогревателя (разрыв выполняется, как правило, между первым и вторым (по воздуху) ходами для облегчения смены интенсивно корродирующего куба первого хода). Далее разрывы предусматриваются после двух или нескольких ходов с учетом возможной длины труб, используемых для трубчатого воздухоподогревателя (до 9 м) Высота разрыва – 600–1200 мм.

Воздухоподогреватель набирается из отдельных кубов, размеры которых должны удовлетворять требованию железнодорожного габарита.

Для трубчатых воздухоподогревателей и других поверхностей в конвективной шахте, при сжигании твердых топлив, дающих плотные отложения, должна быть предусмотрена дробевая очистка.

10.2. Расчет регенеративного воздухоподогревателя

Тепловосприятие регенеративного воздухоподогревателя $Q_{\text{вп}}$ (конструкция представлена на рис. 2.6) и энтальпия газов перед воздухоподогревателем $H'_{\text{вп}}$ определяются также как и при расчете трубчатого воздухоподогревателя по формулам (10.1) и (10.2).

Скорость газов при номинальной нагрузке рекомендуется принимать $\omega_r = 9\text{--}11$ м/с, а воздуха $\omega_b = (0,75\text{--}0,9) \omega_r$. Для обеспечения самоочистки поверхности регенеративного воздухоподогревателя рекомендуется при номинальной нагрузке принимать скорости ближе к верхнему пределу. Условия омывания теплообменной поверхности в газовом и воздушном потоках одинаковы, поэтому при расчете теплообмена в регенеративном воздухоподогревателе коэффициенты теплоотдачи в обоих потоках оказываются близкими по величине.

Коэффициент теплопередачи в регенеративном воздухоподогревателе k , Вт/(м²·К) может быть найден по уравнению

$$k = \xi_{\text{и}} A \left[\frac{0,5(\omega_r + \omega_b)}{8} \right]^{0,8}, \quad (10.27)$$

где $\xi_{\text{и}}$ – коэффициент использования поверхности регенеративного воздухоподогревателя. Принимается $\xi_{\text{и}} = 1$ при сжигании природного газа, $\xi_{\text{и}} = 0,89$ – при сжигании всех остальных топлив; A – коэффициент определяющий интенсивность теплообмена. Для горячей части регенеративного воздухоподогревателя: $A = 11$ при сжигании твердого топлива, $A = 10,5$ при сжигании жидкого топлива, $A = 13,5$ при сжигании газообразного топлива. Для холодной части регенеративного воздухоподогревателя: $A = 8$ при сжигании твердого топлива, $A = 7,5$ при сжигании жидкого топлива, $A = 9$ при сжигании газообразного топлива.

Если расчет корпуса регенеративного воздухоподогревателя производится без разделения на горячую (интенсифицированная набивка) и холодную (неинтенсифицированная набивка) части, то коэффициент теплопередачи определяют из условия осреднения цифрового коэффициента A с учетом соотношения горячей и холодной частей (обычное соотношение этих частей соответственно 0,7 и 0,3 и значение $A = 10,1$).

Расчетная поверхность нагрева одного корпуса регенеративного воздухоподогревателя, м², определяется по формуле

$$F_{\text{рвп}} = \frac{B_{\text{р}} Q_{\text{вп}}}{k \Delta t_{\text{вп}} n_{\text{к}}}, \quad (10.28)$$

где $B_{\text{р}}$ – расход топлива на котел, кг/с; $Q_{\text{вп}}$ – тепловая нагрузка воздухоподогревателя, кДж/кг; $\Delta t_{\text{вп}}$ – температурный напор воздухоподогревателя, °С, принимается равным $\Delta t_{\text{прт}}$ – среднелогарифмическому температурному напору, °С, определенному для противоточной схемы движения теплоносителей (см. формулы (9.6) и (9.7)); $n_{\text{к}}$ – число корпусов регенеративного воздухоподогревателя, установленных на один паровой котел. Рекомендуется устанавливать 2–4 корпуса регенеративного воздухоподогревателя на котел, (большее количество на котлах с $D \geq 265$ кг/с).

Обычно регенеративный воздухоподогреватель устанавливают в один ряд за конвективной шахтой котла. При этом суммарная ширина, занимаемая воздухоподогревателем (с учетом прохода между ними), не должна превышать ширину фронта котла.

Полный секундный объем газов, проходящий через регенеративный воздухоподогреватель при средней температуре $\vartheta_{\text{вп}}^{\text{ср}} = 0,5(\vartheta'_{\text{вп}} - \vartheta''_{\text{вп}})$. Составляет

$$V_{\text{сек}} = \frac{B_{\text{р}} V_{\text{г}} (\vartheta_{\text{вп}}^{\text{ср}} + 273)}{273}. \quad (10.29)$$

Расчетное проходное сечение корпуса регенеративного воздухоподогревателя, м^2 , обеспечивающее пропуск объема газов $V_{\text{сек}}$ со скоростью $\omega_{\text{г}}$, имеет значение:

$$f_{\text{р}} = \frac{V_{\text{сек}}}{\omega_{\text{г}} n_{\text{к}}}. \quad (10.30)$$

В табл. 10.1 приведены выпускаемые заводами типоразмеры регенеративных воздухоподогревателей и проходные сечения их «горячей части», по которой делается выбор соответствующего типового регенеративного воздухоподогревателя. При необходимости уточняется либо скорость газов, либо число корпусов регенеративного воздухоподогревателя.

Таблица 10.1

Проходные сечения регенеративного воздухоподогревателя по газу и по воздуху

Заводская маркировка	Диаметр ротора, $d_{\text{р}}$, м	Сечения «горячей» части, м^2	
		по воздуху	по газам
РВП-3600	3,6	2,69	4,03
РВВ-41	4,1	3,80	5,56
РВВ-46	4,6	4,55	6,81
РВП-5100	5,1	5,67	8,50
ВПР-1	5,3	6,12	9,18
РВВ-54	5,4	6,70	9,70
РВВ-56	5,6	6,85	10,26
РВВ-62	6,2	8,50	12,73
РВВ-68	6,8	11,18	16,15
ВПР-6	7,2	12,53	18,10
ВПР-8	7,4	13,23	19,12
ВПР-98	9,8	29,50	29,50

Поверхность набивки регенеративного воздухоподогревателя высотой в 1 м F_1 , м^2 , при выбранном диаметре ротора определяется по формуле:

$$F_1 = (0,75 - 0,85)n_n d_p. \quad (10.31)$$

Здесь 0,75 – коэффициент, учитывающий долю объема корпуса регенеративного воздухоподогревателя, занятого рабочей поверхностью листов теплообменной набивки для диаметров $d_p \leq 7,4$ м; при $d_p \geq 9,8$ м – 0,85; n_n – расчетное количество листов набивки по окружности ротора:

$$n_n = \frac{3,14d_p}{(d_s + \delta)}. \quad (10.32)$$

Здесь диаметр ротора d_p подставляется в мм; d_s – эквивалентный диаметр проходного сечения между листами набивки; в расчете принимается в среднем $d_s = 9,7$ мм; δ – толщина листа набивки; она составляет 0,6–0,8 мм – в горячей части и 1,2–1,5 мм – в холодной или 0,9 мм – в среднем.

С учетом (10.32) средняя поверхность 1 м высоты набивки будет составлять: $F_1 = 222d_p^2$ (для $d_p \leq 7,4$ м) и $F_1 = 252d_p^2$ (для $d_p \geq 9,8$ м).

Расчетная высота регенеративного воздухоподогревателя, м, определяется по формуле:

$$h_{\text{вп}} = \frac{F_{\text{вп}}}{F_1}. \quad (10.33)$$

11. РАСЧЕТ ВОДЯНОГО ЭКОНОМАЙЗЕРА

Расчету теплообмена в экономайзере предшествует конструктивная и компоновочная проработка поверхности: выбор диаметра и шагов труб (см. табл. 2.2), расположение змеевиков в газоходе, исходя из заводских чертежей проектируемого котла, определение числа параллельно включенных труб, определение проходных сечений по обеим средам.

Экономайзеры выполняются чаще всего из гладких труб, однако оребрение (плавники, мембраны – см. рис. 2.3) внешней стороны труб позволяет улучшить технико-экономические показатели.

Поверхность экономайзера набирается плоскими змеевиками с шахматным расположением труб и поперечным омытием газами. Как правило, экономайзерные поверхности размещаются в конвективной шахте котла с нисходящим движением газов, при этом змеевики располагают в плоскостях параллельно фронту котла (рис. 11.1). При такой компоновке наибольшему износу подвергаются только змеевики, расположенные у задней стены конвективной шахты, в результате концентрации золы у внешней образующей при движении газов в поворотной камере.

При сжигании жидких и газообразных топлив допустимо поперечное расположение змеевиков.

При размещении коллектора экономайзера вдоль боковой стенки шахты число труб в одном ряду пакета экономайзера

$$z_1 = \frac{a_{\text{кш}}}{s_1} - 1. \quad (11.1)$$

В случае размещения коллектора параллельно фронту котла число труб в ряду

$$z_1 = \frac{b_{\text{т}}}{s_1} - 1. \quad (11.2)$$

где $a_{\text{кш}} = a_{\text{вп}}$ – ширина конвективной шахты, м; $b_{\text{т}}$ – ширина котла, равная ширине топки, м; s_1 – поперечный шаг труб экономайзера.

При расположении коллектора на боковых стенах экономайзер состоит из двух параллельно включенных половин с двухсторонним движением воды и $z_c = 2$. При этом змеевики каждой половины располагаются от боковой стены до средней плоскости с восходящим движением среды по пакету (см. рис. 11.1).

Так как применяется шахматный пучок, то трубы выходят из коллектора в два ($z_p = 2$) и более рядов.

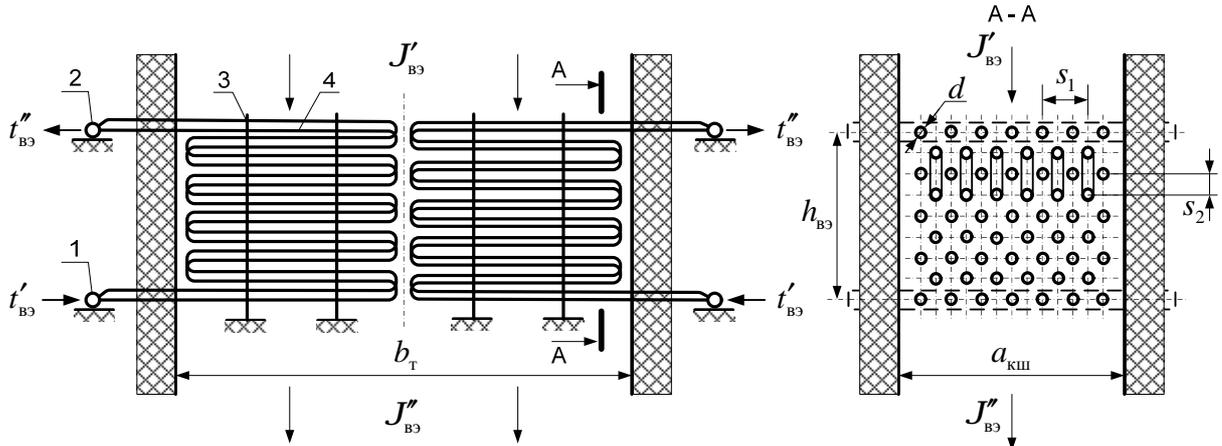


Рис. 11.1. Эскиз двухпоточного экономайзера: 1 – входные коллекторы; 2 – выходные коллекторы; 3 – узел крепления труб (стойки и балки); 4 – трубы экономайзера

Водяной экономайзер является завершающей поверхностью высокого давления по тракту газов. В барабанном котле его тепловосприятие определяется как остаток полезно воспринятой теплоты в котле:

$$Q_{вэ} = Q_p \cdot h_k - (Q_l + Q_{шпп}^6 + Q_{кшп}^6)(1 - 0,01q_4). \quad (11.3)$$

С другой стороны определение тепловосприятия экономайзера часто выполняют, как определение тепловосприятия замыкающей поверхности, после расчета тепловосприятия всех остальных поверхностей, когда известны энтальпии газов соседних поверхностей (воздухоподогревателя и конвективного пароперегревателя). В этом случае тепловосприятие экономайзера определяется по газовой стороне с помощью формулы, кДж/кг:

$$Q_{вэ}^6 = j (H'_{вэ} - H''_{вэ} + \Delta a_{вэ} H_{хв}^0), \quad (11.4)$$

где $H'_{вэ}$ – энтальпия газов на входе в экономайзер, кДж/кг. При одноступенчатой компоновке и при расчете второй ступени экономайзера принимается равной энтальпии газов за конвективным пароперегревателем $H'_{вэ} = H''_{кп}$; при двухступенчатой компоновке $H'_{вэ}$ на входе в первую ступень экономайзера определяется по табл. 4.4. при температуре газов $\vartheta'_{вэ1} = \vartheta''_{вэ1} + (\vartheta''_{кп} - \vartheta''_{вэ1})/3$ по колонке для $\alpha''_{вп2}$; $H''_{вэ}$ – энтальпия газов на выходе из экономайзера, определяют ее из расчета энтальпии газов на входе в воздухоподогреватель, при $J''_{вэ} = J''_{вп}$; $\Delta a_{вэ}$ – величина присосов воздуха в экономайзере (см. табл. 3.3.); $H_{хв}^0$ – количество тепла, вносимого в экономайзере присасываемым холодным воздухом, кДж/кг, определяется по табл. 4.4. при температуре холодного воздуха $t_{хв}$ (см. задание) по колонке для $\beta_b = 1$; ϕ – коэффициент сохранения тепла (см. формулу 5.6).

При двухступенчатой компоновке экономайзера необходимо контролировать значение температуры газов за второй ступенью экономайзера (перед второй ступенью воз-

духоподогревателя) – $J''_{в32} = J'_{вн2}$, которая не должна превышать 520–530 °С, чтобы ослабить окисление верхней трубной доски второй ступени трубчатого воздухоподогревателя. На входе во вторую ступень вода должна быть недогретой до кипения ($t''_{в31} < t_s(P_6)$). Это обеспечивает равномерную подачу воды по параллельно включенным змеевикам и снижение тепловой разверки.

По величине $Q_{в3}^6$ определяется энтальпия воды на выходе из водяного экономайзера, кДж/кг

$$h''_{в3} = h'_{в3} + \frac{B_p \cdot Q_{в3}^6}{D_{в3}}, \quad (11.5)$$

где $h'_{в3} = f(p_{пв}, t'_{эк})$ – энтальпия питательной воды на входе в экономайзер, кДж/кг [7]; $p_{пв}$ – давление питательной воды, МПа (см. §8.1); $t'_{эк}$ – температура питательной воды на входе в экономайзер, °С. При расчете одноступенчатого и первой ступени экономайзера $t'_{в3} = t_{пв}$, при расчете второй ступени $t'_{в32} = t''_{в31}$; $D_{в3}$ – расход питательной воды через экономайзер котла, кг/с

$$D_{в3} = D_{пе} + D_{пр} - D_{впр}, \quad (11.6)$$

где $D_{пе}$ – расход перегретого пара, кг/с (см. задание на курсовой проект); $D_{пр}$ – расход продувочной воды из барабанного парового котла, кг/с, принимают в расчетах $D_{пр} = (0,005 - 0,02)D_{пе}$; $D_{впр}$ – расход воды на впрыск, кг/с, для регулирования перегрева во впрыскивающих пароохладителях (см. рис.7.2), принимается $D_{впр} = (0,05 - 0,07)D_{пе}$. Если производится впрыск собственного конденсата, то $D_{впр} = 0$.

По найденной энтальпии питательной воды затем определяю температуру питательной воды на выходе из экономайзера $t''_{в3} = f(p_{пв}, h''_{в3})$, °С [7].

Если $t''_{в3}$ ниже температуры насыщения $t''_{в3} < t_s(P_6)$, то в водяном экономайзере испарения воды не происходит и температурный напор подсчитывается следующим образом.

Если водяной экономайзер состоит из одного противоточного (как правило) или прямоточного участка, то температурный напор, °С, для него определяют по формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \quad (11.7)$$

если соотношение $\Delta t_6 / \Delta t_m \leq 1,7$, то температурный напор можно определить по упрощенной формуле, °С

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2} = \vartheta_{cp} - t_{cp}, \quad (11.8)$$

где Δt_6 , Δt_m – соответственно большая и меньшая разность температур теплоносителей, определяемая для разных схем тока теплоносителей следующим образом (см. рис. 11.2):

для прямоточной схемы большая и меньшая разность температур будет определяться как

$$\Delta t_6 = \vartheta' - t', \quad \Delta t_m = \vartheta'' - t''$$

для противоточной схемы

$$\Delta t = \vartheta' - t'', \quad \Delta t = \vartheta'' - t'$$

индекс «б» ставится у температурного напора, который больший из двух, «м» – у которого

температурный напор меньше; ϑ – температура греющей среды (газов); t – температура нагреваемой среды (питательной воды); штрих характеризует вход, два штриха – выход теплоносителя.

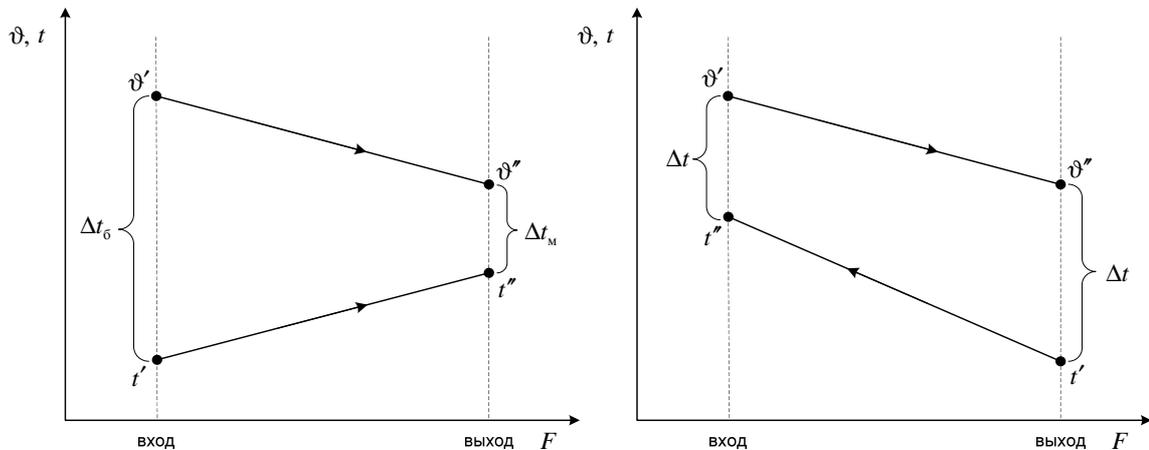


Рис. 11.2. К определению температурного напора между газовым потоком и рабочей средой при взаимном движении сред: *a* – прямоточное; *б* – противоточное

Если $h''_{вз}$ окажется больше, чем энтальпия воды на линии насыщения при $P_6 - h_{кип}$, кДж/кг, то следует определить массовую долю пара на выходе из экономайзера:

$$x''_{вз} = \frac{h''_{вз} - h_{кип}}{r}, \quad (11.9)$$

где $r = f(p_{пв})$ – скрытая теплота парообразования при давлении нагреваемой среды в водном экономайзере, кДж/кг.

Для «кипящих» экономайзеров при паросодержании на выходе $x''_{вз} \leq 30\%$ расчет температурного напора выполняется методом подстановки вместо конечной условной температуры:

$$t_{усл} = t_s(p_6) + \frac{h''_{вз} - h_{кип}}{8,4}, \quad (11.10)$$

где $t_s(p_6)$ – температура насыщения, °С, при давлении воды в барабане котла.

При разности температур газов и воды на «холодном» конце экономайзера (или его ступени) меньше 80 °С (при давлении рабочей среды больше 1,4 МПа и температуре питательной воды на входе в экономайзер больше 180 °С) температурный напор следует подсчитывать по участкам: для нагрева воды Δt_1 и кипения Δt_2 .

Перед расчетом температурного напора Δt «кипящего» экономайзера предварительно находят промежуточную температуру газов между участками подогрева воды и кипения. Для этого определяется теплосодержание газов между этими участками, кДж/кг

$$H_{пр} = H''_{вз} + \frac{Q_1}{j} - \Delta a_{вз} H_{хв}^0, \quad (11.11)$$

где $Q_1 = \frac{(h_{кип} - h'_{вз})D_{вз}}{B_p}$ – тепло, пошедшее на нагрев воды до кипения, кДж/кг.

По величине $H_{пр}$ определяется соответствующая ей температура газов $\vartheta_{пр}$ по табл. 4.4 в колонке при $\alpha''_{вз}$. Средний температурный напор для всего экономайзера, °С

$$\Delta t = \frac{Q_1 + Q_2}{\frac{Q_1}{\Delta t_1} + \frac{Q_2}{\Delta t_2}}, \quad (11.12)$$

где $Q_2 = Q_{вз}^6 - Q_1$ – тепло, пошедшее на нагрев воды после кипения; $\Delta t_1, \Delta t_2$ – температурные напоры по участкам до и после кипения, определяются по зависимостям (11.7) и (11.8) при известных температурах воды и газа на границах участков.

Расчетная скорость воды в экономайзере, м/с:

$$\omega_{в} = \frac{D_{вз} \nu_{в}}{0,785 d_{вн}^2 z_1 z_c z_p}, \quad (11.13)$$

где z_1 – количество параллельных труб выходящих из одного коллектора (см. формулы (11.1) и (11.2)); z_c – количество сторон (входных коллекторов) подвода воды; z_p – количество параллельных трубок в одном сечении коллектора; $d_{вн}$ – внутренний диаметр труб, м; $\nu_{в}$ – удельный объем воды, м³/кг, определяемый давлением питательной воды $p_{пв}$ и средней температурой воды $t_{ср} = (t'_{вз} + t''_{вз})/2$ [7].

При номинальной нагрузке скорость воды в некипящей части кипящего экономайзера должна быть не менее 0,3 м/с, в кипящей части не менее 1 м/с. Превышение скорости воды в экономайзере выше указанных пределов нецелесообразно, так как приводит к увеличению гидравлического сопротивления, при этом теплопередача не интенсифицируется.

Скорость дымовых газов, м/с, определяется для межтрубных промежутков (в ряду труб) по размерам газохода экономайзера для установки в конвективной шахте – по ее размерам в свету ($a_{ш}$ и $b_{т}$):

$$\omega_{г} = \frac{B_p V_{г} (\vartheta_{ср} + 273)}{273 f_{вз}^г}, \quad (11.14)$$

где $V_{г}$ – объем газов, м³/кг (м³/м³), определяется по табл. 4.1 в колонке для водяного экономайзера соответствующей ступени; B_p – расчетный расход топлива, кг/с; $J_{ср} = (J'_{вз} + J''_{вз})/2$ – расчетная средняя температура газов в экономайзере, °С; $f_{вз}^г$ – площадь живого сечения для прохода газов, определяется как разность между полной площадью поперечного сечения газохода в свету, проходящему через оси поперечного ряда труб, и частью этой площади, занятой трубами, для поперечноомываемых гладкотрубных пучков, м²:

$$f_{вз}^г = a_{кш} b_{т} - z_1 x d_{н}, \quad (11.15)$$

где x – длина пакета экономайзера, м. Если коллекторы экономайзера расположены вдоль боковой стены, то $x = b_{т}$, если вдоль задней либо передней $x = a_{кш}$.

По условию золового заноса минимальная скорость газов в водяном экономайзере должна быть не ниже 6 м/с.

При сжигании твердых топлив и шахматном расположении труб коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К) в водяном экономайзере

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \alpha_1}, \quad (11.16)$$

где ε – коэффициент загрязнения конвективной поверхности, (м²·К)/Вт, определяется аналогично как и при расчете конвективного пароперегревателя по формуле (9.14); α_1 – общий коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К) от греющей среды к стенке, $\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_{л}$, где

α_k – коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м²·К) от газов к поверхности, значение которого можно найти по рис. 10.4 и 10.5 по скорости газов ω_r и наружному диаметру труб d_H или по формуле

$$\alpha_k = \frac{\lambda_r}{d_H} \left(\frac{\omega_r d_H}{\nu_r} \right)^{0,6} Pr_r^{0,33} C_z C_s, \quad (11.17)$$

где λ_r , ν_r , Pr_r – теплопроводность, Вт/(м·К), кинематическая вязкость, м²/с и число Прандтля дымовых газов (принимаются по рис. 8.5–8.7); C_z – поправка на число поперечных рядов труб по ходу газов; при $z_2 < 10$ и $\sigma_1 < 3,0$ $C_z = 3,12z_2^{0,05} - 2,5$; при $z_2 < 10$ и $\sigma_1 \geq 3,0$ $C_z = 4z_2^{0,02} - 3,2$; при $z_2 \geq 10$ $C_z = 1$; C_s – поправка на компоновку пучка, определяется в зависимости от поперечного шага $\sigma_1 = s_1/d$ и параметра

$$\phi_\sigma = \sigma_1 - \frac{1}{(\sigma_2' - 1)}; \quad (11.18)$$

где

$$\sigma_2' = \sqrt{\frac{1}{4}\sigma_1^2 + \sigma_2^2}; \quad (11.19)$$

σ_2' – средний относительный диагональный шаг труб, $0,1 < \phi_\sigma \leq 1,7$ $C_s = 0,34\phi_\sigma^{0,1}$; при $1,7 < \phi_\sigma \leq 4,5$: для $\sigma_1 < 3$ $C_s = 0,275\phi_\sigma^{0,5}$; для $\sigma_1 \geq 3$ $C_s = 0,34\phi_\sigma^{0,1}$.

Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_{\text{л}}$, Вт/(м²·К), определяется только при одноступенчатой компоновке конвективных поверхностей нагрева, а также для второй ступени экономайзера при двухступенчатой компоновке по аналогии с расчетом показателей радиационного теплообмена в ширмовом и конвективном пароперегревателях. Значение коэффициента теплоотдачи излучением $\alpha_{\text{л}}$, Вт/(м²·К), можно определить по средней температуре газов $J_{\text{ср}} = (J'_{\text{вз}} + J''_{\text{вз}})/2$, °С по рис. 8.10 или по формуле (8.21).

Степень черноты газов в экономайзере $a_{\text{вз}}$ характеризуется величиной суммарной оптической толщины запыленного газового потока $kps_{\text{вз}}$

$$a_{\text{эк}} = 1 - e^{-kps_{\text{вз}}}. \quad (11.20)$$

Степень черноты можно оценить по номограмме 8.2, построенной на основании формулы (11.20).

Эффективную толщину излучающего слоя в водяном экономайзере определяют в зависимости от наружного диаметра труб d_H , их поперечного s_1 и продольного s_2 шагов

$$s_{\text{вз}} = 0,9d_H \left(\frac{4}{p} \frac{s_1 s_2}{d_H^2} - 1 \right). \quad (11.21)$$

Суммарную оптическую толщину запыленного газового потока определяют по формуле

$$kps_{\text{вз}} = (k_r r_{\text{п}} + k_{\text{зл}} m_{\text{зл}}) ps_{\text{вз}}, \quad (11.22)$$

где k_r – коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания (RO_2 , H_2O), 1/(м·МПа), определяется по формуле (6.8) или рис. 6.2 при условии замены $T''_{\text{т}}$ на значение температуры газов на выходе из экономайзера – $T''_{\text{вз}} = J''_{\text{вз}} + 273$, а вместо $s_{\text{т}}$ значение $s_{\text{вз}}$; $k_{\text{зл}}$ – коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы, 1/(м·МПа), определяется по формуле (6.9), при условии замены $T''_{\text{т}}$ на $T''_{\text{вз}}$; $r_{\text{п}}$,

$\mu_{\text{зл}}$ – объемная доля трехатомных газов и концентрация золовых частиц (принимаются из табл. 4.1 в колонке для соответствующего экономайзера (при многоступенчатой компоновке); p – давление в топке, принимается 0,1 МПа.

При определении значения коэффициента теплоотдачи излучением $\alpha_{\text{л}}$, Вт/(м²·К), необходимо учесть, что при сжигании всех твердых и жидких топлив температура загрязненной стенки экономайзера определяется следующим образом:

$$t_3 = t_{\text{cp}} + 60 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{при } J'_{\text{вз}} > 400 \text{ }^\circ\text{C} , \quad (11.23)$$

$$t_3 = t_{\text{cp}} + 25 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{при } J'_{\text{вз}} \leq 400 \text{ }^\circ\text{C} . \quad (11.24)$$

При сжигании газообразных топлив

$$t_3 = t_{\text{cp}} + 25 \text{ }^\circ\text{C} . \quad (11.25)$$

где $t_{\text{cp}} = (t'_{\text{вз}} + t''_{\text{вз}})/2$ – средняя температура воды в водяном экономайзере, °С.

Размеры поверхности нагрева $F_{\text{вз}}$, м², обеспечивающей получение необходимого тепловосприятия $Q_{\text{вз}}^6$, кДж/кг, определяется по формуле:

$$F_{\text{вз}} = \frac{B_p Q_{\text{вз}}^6}{k \Delta t} 10^3 . \quad (11.26)$$

Полученная расчетом теплообменная поверхность позволяет окончательно сконструировать экономайзер.

Длина каждого змеевика, определяется по наружному диаметру труб $d_{\text{н}}$, м.

$$l_{\text{зм}} = \frac{F_{\text{вз}}}{p d_{\text{н}} z_1} . \quad (11.27)$$

где z_1 – число труб экономайзера, включенных параллельно.

Число рядов по ходу газов (число петель)

$$z_2 = \frac{l_{\text{зм}}}{x} . \quad (11.28)$$

где x – длина пакета экономайзера, м, при расположении коллекторов вдоль боковых стен $x = b_{\text{т}}$, при расположении вдоль задней либо передней стены $x = a_{\text{кш}}$.

Число петель должно быть целым или кратным 0,5.

Полная высота пакета экономайзера, м

$$h_{\text{вз}} = z_2 s_2 . \quad (11.29)$$

Экономайзерные поверхности компоуются пакетами высотой 1,0–1,5 м, с разрывом между пакетами в 0,6–0,8 м, для осмотров и выполнения ремонтных работ в пакетах трубных змеевиков. Между экономайзером и трубчатым воздухоподогревателем разрывы составляют 0,8–1,0 м. В итоге устанавливается высота, которую занимает в конвективной шахте экономайзер.

При компоновке экономайзера «в рассечку» при перебросе воды из первой ступени во вторую должно осуществляться полное ее перемешивание для снижения температурной разверки.

Расчет экономайзера, как и других теплообменных поверхностей, должен быть проиллюстрирован в расчетно-пояснительной записке схемой экономайзера (см. рис. 11.1) и графиком изменения температуры греющей и нагреваемой сред (см. рис. 11.2).

12. СОСТАВЛЕНИЕ ПРЯМОГО БАЛАНСА КОТЛА

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

$$\Delta Q = Q_p^p \eta_k - (Q_{\text{л}} + Q_{\text{шпп}}^{\text{б}} + Q_{\text{кпп}}^{\text{б}} + Q_{\text{вэ1}}^{\text{б}} + Q_{\text{вэ2}}^{\text{б}}) \left(\frac{100 - q_4}{100} \right), \quad (12.1)$$

где $Q_p^p = Q_n^p$ – располагаемое тепло в котле, кДж/кг (см. §5.1); η_k – коэффициент полезного действия котла (в относительных единицах); $Q_{\text{л}}$ – тепловосприятие поверхности нагрева в топке, кДж/кг; $Q_{\text{шпп}}^{\text{б}}$ – тепловосприятие ширмового пароперегревателя, кДж/кг; $Q_{\text{кпп}}^{\text{б}}$ – тепловосприятие конвективного пароперегревателя, кДж/кг; $Q_{\text{вэ1}}^{\text{б}}$, $Q_{\text{вэ2}}^{\text{б}}$ – тепловосприятие первой и второй ступени водяного экономайзера, кДж/кг; q_4 – потеря от механического недожога, %.

Относительная величина невязки

$$\delta Q = \frac{|\Delta Q|}{Q_p^p} 100 \% \leq 0,5 \% , \quad (12.2)$$

Невыполнение условия (12.2), т.е. превышение невязки значения 0,5 % Q_p^p , свидетельствует, как правило, о наличии логических и (или) арифметических ошибок выполненных расчетчиком и требует пересчета теплового баланса котла для устранения погрешности вычислений.

В завершении расчета поверхностей нагрева котла выполняется эскизный чертеж котла (продольный и поперечный разрезы) в выбранном масштабе и составляется сводная таблица конструктивных и тепловых характеристик поверхностей нагрева которые используются далее при выполнении аэродинамического и гидравлического расчетов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. Изд. 3-е, перераб. и доп. С.-Петербург: НПО ЦКТИ-ВТИ. 1998. 257 с.
2. Липов, Ю. М. Компонировка и тепловой расчет парового котла: Учебное пособие для вузов / Ю. М. Липов, Ю. Ф. Самойлов, Т. В. Виленский. М. Энергоатомиздат: 1988. 208 с.
3. Липов, Ю. М. Котельные установки и парогенераторы / Ю. М. Липов, Ю. М. Третьяков. Москва-Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2003. 592 с.
4. Резников, М. И. Паровые котлы тепловых электростанций / М. И. Резников, Ю. М. Липов. М.: Энергоиздат, 1981. 345 с.
5. Липов, Ю. М. Тепловой расчет парового котла (учебное пособие для вузов) / Ю. М. Липов. Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2001. 176 с.
6. Теплоэнергетика и теплотехника: Общие вопросы: Справочник. / Под общ. ред. В. А. Григорьева, В.М. Зорина. 2-е изд. М.: Энергоатомиздат, 1987. 456 с.
7. Ривкин, С. Л. Теплотехнические свойства воды и водяного пара / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. М.: Энергия, 1980. 424 с.
8. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (конструкционные характеристики энергетических котельных агрегатов) / Е. А. Бойко, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2004. 228 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
Введение	4
1. Порядок теплового расчета и исходные данные	4
1.1. Задание на тепловой расчет, порядок его выполнения	4
1.2. Расчетные характеристики энергетических топлив	7
1.3. Выбор способа шлакоудаления и типа углеразмольных мельниц	9
1.4. Выбор расчетных температур	16
2. Компоновка поверхностей нагрева котла. Выбор металла и конструктивных характеристик труб	19
2.1. Компоновка поверхностей в барабанных и прямоточных котлах	19
2.2. Выбор металла и диаметров труб поверхностей нагрева	28
3. Коэффициент избытка воздуха в газовом тракте котла	32
4. Расчет объемов и энтальпий воздуха и продуктов сгорания	35
4.1. Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания	35
4.2. Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания	37
5. Экономичность работы парового котла. Расход топлива на котел	40
5.1. Коэффициент полезного действия и потери теплоты	40
5.2. Определение расхода топлива	41
6. Тепловой расчет топочной камеры	42
6.1. Конструктивные и тепловые характеристики топочной камеры	42
6.2. Расчет теплообмена в топке	44
7. Расчет тепловосприятия настенных радиационных поверхностей пароперегревателя	51
8. Расчет тепловосприятия ширмовой поверхности пароперегревателя	54
8.1. Распределение давления в водопаровом тракте котла	54
8.2. Поверочный расчет ширмового пароперегревателя	55
9. Расчет конвективного пароперегревателя	69
10. Расчет воздухоподогревателя	77
10.1. Расчет трубчатого воздухоподогревателя	77
10.2. Расчет регенеративного воздухоподогревателя	87
11. Расчет водяного экономайзера	89
12. Составление прямого баланса котла.	96
Библиографический список	96