

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

И.В.СОТНИКОВА



Ташкент 2021

УДК 621.18.01(075)
ББК 31.361я7

Сотникова И.В.

Котельные установки: Учебник. Сотникова И.В. – Т.: Издательство, 2021, 258 с.

УДК 621.18.01(075)
ББК 31.361я7

В учебнике рассматривается теория рабочих процессов в котельных установках. Приводятся принципиальные основы конструктивного оформления котлоагрегатов и вспомогательного оборудования. А также приводятся рекомендации по эффективной эксплуатации котельных установок.

Учебник предназначен для студентов, обучающихся по направлениям бакалаврской подготовки: энергетика (теплоэнергетика); энергоаудит и энергетический контроль промышленных предприятий, изучающих курс котельные установки.

Darslikda qozonxonalardagi ish jarayonlari nazariyasi o'rganilgan. Qozon agregatlari va yordamchi uskunalarni konstruktiv loyihalashning asosiy printsiplari berilgan. Va shuningdek, qozonxonalarni samarali ishlashi uchun tavsiyalar beradi.

Darslik bakalavr tayyorlash yo'nalishlari bo'yicha o'qiydigan talabalar uchun mo'ljallangan: energetika (issiqlik energetikasi); qozonxonalarni o'rnatish jarayonini o'rganayotgan sanoat korxonalarining energiya auditori va energiya nazorati.

The textbook discusses the theory of working processes in boiler plants. The basic principles of the design of boilers and auxiliary equipment are given. Recommendations for efficient operation of boiler installations are given.

The textbook is intended for students studying in the areas of bachelor's training: power engineering (heat power engineering); energy audit and energy control of industrial enterprises studying the course of boiler plants.

Рецензенты: **Пирматов Н.Б. - (ТГТУ) д.т.н., проф.**
 Белоусов В.А. - (ТашТЭЦ) Генеральный директор

© Ташкентский Государственный технический университет, 2021
© Сотникова И.В., 2021

ПРЕДИСЛОВИЕ

Высокие темпы промышленного производства и социального прогресса требуют резкого увеличения выработки тепловой энергии на базе мощного развития топливно-энергетического комплекса страны.

Централизованные системы теплоснабжения от тепловых электрических станций (ТЭС) наиболее эффективны. В настоящее время, централизованное теплоснабжение крупных городов осуществляется на базе мощных атомных станций теплоснабжения.

Для небольших теплопотребителей источником теплоты служат промышленные и отопительные котельные. Удельный вес их в балансе теплоснабжения составляет значительно большую часть. Несмотря на строительство крупных тепловых электростанций, с каждым годом увеличивается выпуск и улучшаются конструкции котлоагрегатов малой и средней мощности, повышаются надежность и экономичность котельного оборудования, снижается металлоемкость на единицу мощности, сокращаются сроки и затраты на производство строительно-монтажных работ.

В качестве топлива для котельных установок используют угли, торф, сланцы, древесные отходы, газ и мазут. Газ и мазут – эффективные источники тепловой энергии. При их применении упрощаются конструкция и компоновка котельных установок, повышается их экономичность, сокращаются затраты на эксплуатацию.

Котельная установка представляет собой комплекс устройств, размещенных в специальных помещениях и служащих для преобразования химической энергии топлива в тепловую энергию пара или горячей воды. Каждая котельная установка состоит из отдельных элементов – устройств. Одни устройства являются основными и без них котельная функционировать не может, другие – можно назвать дополнительными и без них установка будет работать, но с большим расходом топлива, а, следовательно, с

меньшим коэффициентом полезного действия; третьи – механизмы и устройства, выполняющие вспомогательные функции.

К основным элементам котельной относятся:

- котлы, заполняемые водой и обогреваемые теплом от сжигания.

Котел - это теплообменное устройство, в котором теплота от горячих продуктов сгорания топлива передается воде. В результате этого в паровых котлах вода превращается в пар, а в водогрейных котлах нагревается до требуемой температуры.

- топки, в которых сжигают топливо и получают нагретые до высоких температур дымовые газы.

Топочное устройство служит для сжигания топлива и превращение его химической энергии в теплоту нагретых газов. Питательные устройства (насосы, инжекторы) предназначены для подачи воды в котел.

- газоходы, по которым перемещаются дымовые газы и, соприкасаясь со стенками котла, отдают последним свою теплоту;

- дымовые трубы, с помощью которых дымовые газы перемещаются по газоходам, а затем после охлаждения удаляются в атмосферу.

Без перечисленных элементов не может работать даже самая простая котельная установка.

ВВЕДЕНИЕ

Учебник Котельные установки написан в соответствии с типовой программой одноименной учебной дисциплины специальности 5310100 (Теплоэнергетика и АЭС).

Основная направленность учебника - раскрытие и анализ рабочих процессов, протекающих в паровых котлах. Разделы, связанные с котельным топливом и технологией его сжигания, изложены в несколько сокращенном объеме. Основное внимание уделено организации сжигания, конструкции топочных устройств и экономичности работы парового котла.

В учебнике излагаются конструкции паровых котлов, характеристики топлив и способы их сжигания, приводятся тепловой баланс котла и основы теплового расчета, а также режимы работы котла. Основное внимание уделено внутрикотловым процессам: гидродинамике рабочей среды в поверхностях нагрева и связанному с ней температурному режиму труб, водно-химическим режимам барабанных и прямоточных котлов, коррозии и закономерностям отложения примесей на внутренней поверхности труб. Такое построение материала соответствует программам изложения курса в двух учебных семестрах.

ГЛАВА 1. КЛАССИФИКАЦИЯ И ТИПЫ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

1.1. ПАРОВОЙ КОТЕЛ. ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

На тепловых паротурбинных электростанциях в качестве рабочих сред применяются вода и водяной пар, в промышленности и в жилищно-коммунальном хозяйстве в качестве основного теплоносителя используются пар и подогретая паром или продуктами сгорания топлива вода. Процессы нагрева воды и ее испарения сосредоточены в котельных агрегатах, которые потребляют более 30% всего добываемого топлива. Эффективная и надежная работа котельных агрегатов обеспечивает устойчивое функционирование энергетического комплекса, промышленности и жилого сектора.

При рациональной организации процессов сжигания топлива и теплообмена в котельных агрегатах удастся привести к минимуму затраты первичной энергии топлива, снизить экологическую нагрузку на среду обитания и повысить надежность энергоснабжения. Для решения этих задач необходимо знание всех закономерностей движения сред и потоков теплоты, которые создают требуемое температурное поле в элементах котельного агрегата и обеспечивают производительность и надежную работу всей котельной установки.

Находящиеся в эксплуатации энергетические, промышленные и отопительные котельные агрегаты изготовлены по разнообразным конструктивным схемам, что связано, с одной стороны, с различием в требованиях потребляющих установок, а с другой стороны – с различием в рабочих характеристиках топлива, что требует адекватной организации процессов горения и теплообмена. Обычно котельный агрегат конструируют таким образом, чтобы максимальная надежность и эффективность работы достигалась на номинальном режиме, но в процессе эксплуатации часто наблюдаются отклонения от номинального режима. Для того, чтобы принимать решения по изменению режима работы котельных агрегатов и их отдельных элементов, адекватные изменившимся условиям эксплуатации,

необходимо достаточно полно и ясно представлять тепловое и гидродинамическое взаимодействие элементов котельного агрегата. Этим задачам служит излагаемый далее материал.

Простейшим котлом, производящим насыщенный пар низкого давления, является цилиндрический котел (рис. 1.1, а),

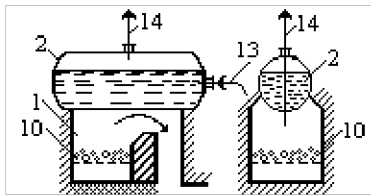
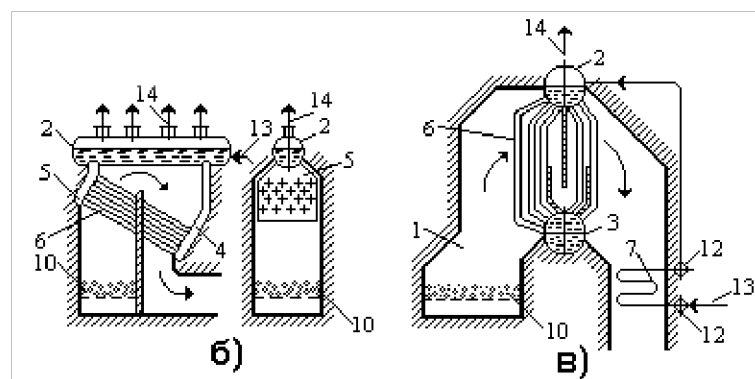


Рис. 1.1.а Цилиндрический водотрубный котел:

- 1 - топка; 2 - барабан-сепаратор; 3 - нижний барабан;
- 4, 5 - раздающая и отводящая плоские камеры;
- 6 - обогреваемые паром образующие трубы;
- 7 - экономайзер; 8 - пароперегреватель;
- 9 - воздухоподогреватель; 10 - колосниковая решетка;
- 11 - горелка; 12 - распределительный коллектор;
- 13 - вход воды в котел; 14 - выход пара

имеющий топку с колосниковой решеткой, на которой сжигается сортированный кусковой уголь, а воздух для горения поступает снизу через решетку. Поверхностью нагрева является нижняя часть горизонтального цилиндра (барабана) диаметром 1,2...1,6 м, и заполненного на 3/4 объема водой, которую омывают горячие газы после сжигания топлива. Котел имеет самую простую конструкцию, при этом выдает относительно небольшое количество насыщенного пара и имеет низкий КПД из-за высокие температуры газов, уходящих из котла (200...300 °С). Развитием этого типа котлов стала серия водотрубных котлов (рис.1.1. б,в,г) с тепловоспринимающей поверхностью, выполненной в виде большого числа труб малого диаметра (80...60 мм), находящихся непосредственно в потоке горячих газов (рис. 1.1, б, в).



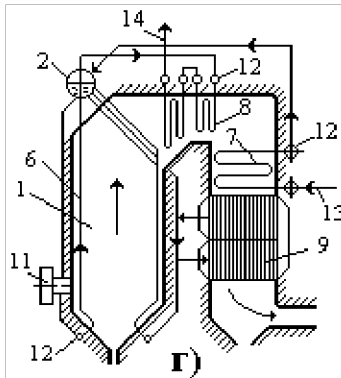


Рис. 1.1 б, в, г. Схема развития типов водотрубных котлов:
б - камерный горизонтально водотрубный;
в - двухбарабанный вертикально-водотрубный;
г - однобарабанный факельный вертикально-водотрубный;
1 - топка; 2 - барабан-сепаратор;
3 - нижний барабан; 4, 5 - раздающая и отводящая плоские камеры;
6 - обогреваемые парообразующие трубы;
7 - экономайзер; 8 - пароперегреватель;
9 - воздухоподогреватель; 10 - колосниковая решетка;
11 - горелка; 12 - распределительный коллектор; 13 - вход воды в котел; 14 - выход пара

В результате значительно возросли паропроизводительность котла и давление насыщенного пара, большая доля теплоты газов используется полезно на нагрев и испарение воды. В конструкции рис. 1.1в, в опускном газоходе после выхода из теплообменной парообразующей трубной поверхности установлена трубная змеевиковая поверхность для подогрева поступающей в барабан воды - экономайзер. В экономайзере уходящие газы дополнительно отдают теплоту воде и удаляются из котла при 150...180°С, что приводит к повышению КПД котла.

Современным типом котла является вертикально - водотрубный котел (рис. 1.1, г), в котором обеспечивается получение перегретого пара в змеевиковой поверхности пароперегревателя, а сжигание топлива осуществляется во взвешенном состоянии в большом свободном объеме топочной камеры. Все стены камеры закрыты вертикальными трубами, где нагревается и частично испаряется вода при высоком давлении.

Подача топлива и воздуха для сжигания производится через горелки, обеспечивающие необходимое смешение топлива и воздуха в топочном объеме на выходе из горелки. При этом уголь предварительно измельчается до состояния мелкой взвешенной в воздухе пыли. Для улучшения сжигания топлива воздух подогревается в опускном газоходе котла в воздухоподогревателе, что приводит к дополнительному снижению температуры газов на выходе из котла.

Как следует из краткого описания развития конструкций барабанных котлов, при докритическом давлении современный котел имеет три типа теплообменных поверхностей: экономайзерные, обеспечивающие подогрев питательной воды до температуры, близкой к насыщению, испарительные (парообразующие), производящие необходимое количество насыщенного пара, и пароперегревательные, повышающие температуру и работоспособность пара. Все типы поверхностей связаны с барабаном и конструктивно зафиксированы: их размер не изменяется в зависимости от нагрузки.

Дальнейшим развитием типов паровых котлов явилось создание так называемых прямоточных котлов (рис. 1.1, д).

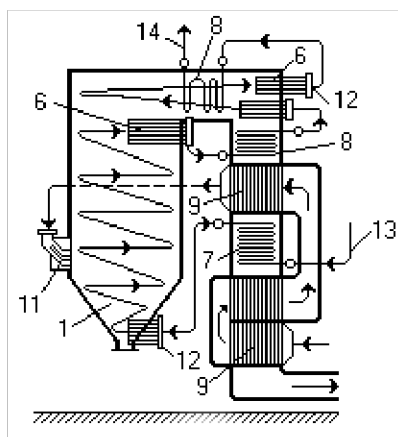


Рис. 1.1д. Прямоточный водотрубный котел:
1 - топка; 2 - барабан-сепаратор; 3 - нижний барабан;
4, 5 - раздающая и отводящая плоские камеры;
6 - обогреваемые парообразующие трубы;
7 - экономайзер;
8 - пароперегреватель; 9 - воздухоподогреватель;
10 - колосниковая решетка; 11 - горелка;
12 - распределительный коллектор; 13 - вход воды в котел; 14 - выход пара

Такой котел не имеет барабана, в нем вода, а затем пароводяная смесь и пар последовательно проходят все поверхности нагрева котла, в котле нет четкой границы между экономайзерной, испарительной и перегревательной поверхностями.

Прямоточные котлы в отличие от барабанных могут работать и при сверхкритическом давлении рабочей среды, при котором нет процесса испарения и исключается сепарация пара от воды. Таким образом, при сверхкритическом давлении нет необходимости в наличии барабана - сепаратора.

На рис. 1.2 а, б и рис. 1.2 в, г показаны конструктивное выполнение и графические схемы барабанных котлов докритического давления для сжигания твердого топлива, а также газа и мазута. Топливо сжигается во

взвешенном состоянии в большом объеме топочной камеры, стены которой закрыты (экранированы) одним рядом плотно расположенных труб (испарительная поверхность), внутри которых движется вверх в барабан кипящая вода и образующийся насыщенный пар высокого давления. В барабане большого диаметра (1,6...2,0 м) происходит их разделение. Далее насыщенный пар поступает в пароперегреватель, состоящий из большого числа согнутых *U* - образных труб (змеевиков) диаметром 32...42 мм, объединенных входным и выходным коллекторами.

Продукты сгорания на выходе из топки при температуре около 1000°C омывают змеевиковые трубные поверхности перегревателя, а затем змеевиковые поверхности экономайзера. Нагрев воздуха, поступающего в горелки, происходит в трубчатом воздухоподогревателе, где обеспечивается перекрестное движение воздуха по отношению к газам.

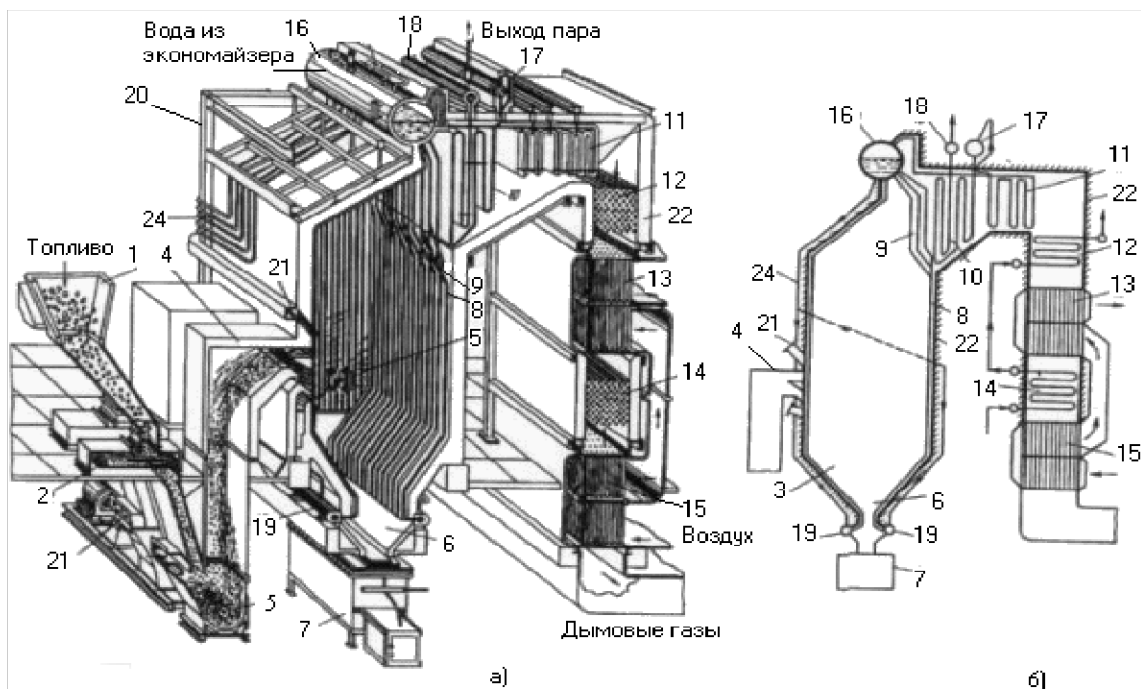


Рис 1.2 а, б. Конструктивное выполнение и схемы барабанных паровых котлов: а - для сжигания твердого топлива; б - то же, схема котла; 1 - топливный бункер (бункер сырого топлива); 2 - скребковый питатель мельницы; 3 - углеразмольная мельница с сепарационной шахтой; 4 - горелка; 5 - топочная камера; 6 - холодная воронка для удаления шлака; 7 - шлакоприемная ванна; 8 - настенные трубные экраны; 9 - многорядный пучок труб (фестон); 10, 11 - вторая и первая ступени конвективного пароперегревателя; 12, 14 - то же конвективного экономайзера; 13, 15 - то же воздухоподогревателя; 16 - барабан; 17 - регулятор перегрева пара; 18 - выходная камера пароперегревателя; 19 - нижний коллектор топочного экрана; 20 - каркас котла; 21 - короб подвода горячего воздуха; 22 -

обмуровка котла; 23 - горизонтальный под топки; 24 - опускные трубы; 25 - выносной циклон-сепаратор

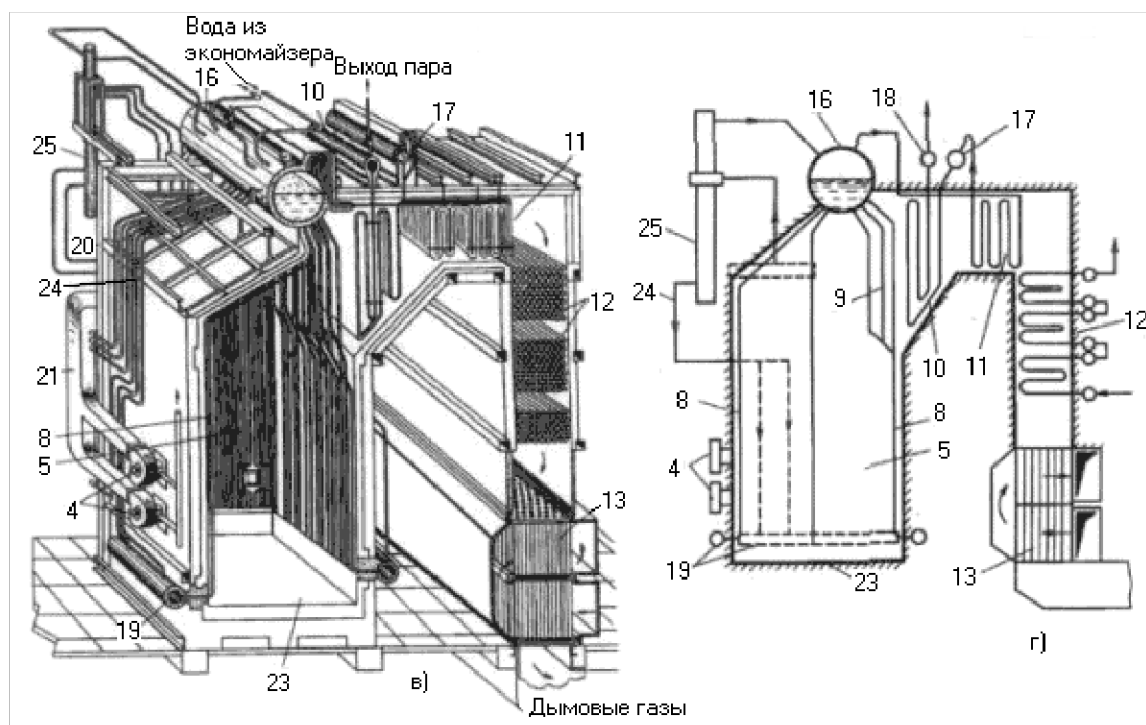


Рис 1.2 в, г. Конструктивное выполнение и схемы барабанных паровых котлов: в - для сжигания газа и мазута; г - то же, схема котла; 1 - топливный бункер (бункер сырого топлива); 2 - скребковый питатель мельницы; 3 - углеразмольная мельница с сепарационной шахтой; 4 - горелка; 5 - топочная камера; 6 - холодная воронка для удаления шлака; 7 - шлакоприемная ванна; 8 - настенные трубные экраны; 9 - многорядный пучок труб (фестон); 10, 11 - вторая и первая ступени конвективного пароперегревателя; 12, 14 - то же конвективного экономайзера; 13, 15 - то же воздухоподогревателя; 16 - барабан; 17 - регулятор перегрева пара; 18 - выходная камера пароперегревателя; 19 - нижний коллектор топочного экрана; 20 - каркас котла; 21 - короб подвода горячего воздуха; 22 - обмуровка котла; 23 - горизонтальный под топки; 24 - опускные трубы; 25 - выносной циклон-сепаратор

Воздухоподогреватель состоит из вертикальных труб диаметром 40 мм, внутри которых движутся горячие газы, а снаружи между трубами в поперечном направлении перемещается воздух. Многократность пересечения газовых труб воздухом обеспечивается установкой промежуточных трубных досок и коробов воздуха, перебрасывающих поток воздуха на следующий проход. Продукты сгорания после воздухоподогревателя называются уходящими газами, их температура составляет 120...160°C. Дальнейшая

утилизация теплоты продуктов сгорания в рамках котельной технологии становится экономически нецелесообразной.

Котел для сжигания твердого топлива имеет в нижней части топки устройство для удаления шлаков, образующихся в зоне ядра горящего факела. Охлаждение шлаков достигается сближением двух противоположных экранов топки, охлаждаемых изнутри на этом участке водой. Это устройство называется холодной воронкой. При сжигании газа и мазута отсутствует холодная воронка и нижняя часть топки имеет горизонтальный под, выложенный огнеупорным материалом (рис. 1.2, в).

Обмуровка стен топочной камеры и газоходов крепится к специальному каркасу котла. Каркас котла принимает на себя также нагрузку от всех поверхностей нагрева, коллекторов и барабана.

В паровых котлах сверхкритического давления (рис. 1.3) нет четкой границы раздела в процессе перехода рабочей среды из состояния воды к состоянию пара. Зона постепенного перехода, в которой по мере получения теплоты рабочей средой плавно меняется плотность, теплоемкость, теплопроводность и другие физические характеристики, приближаясь к характеристикам пара, называется зоной фазового перехода (ЗФП). По происходящему процессу зона фазового перехода соответствует области парообразования при докритическом давлении. Котел сверхкритического давления, естественно, не имеет барабана - сепаратора. Топочные экраны, как правило, разделяются на два типа по конструкции - нижняя радиационная часть (НРЧ), в пределах которой находится радиационная часть экономайзера и зона фазового перехода, и верхняя радиационная часть (ВРЧ), где обеспечивается начальный этап перегрева пара. Далее располагаются последующие поверхности перегрева пара с преимущественным конвективным тепловосприятием.

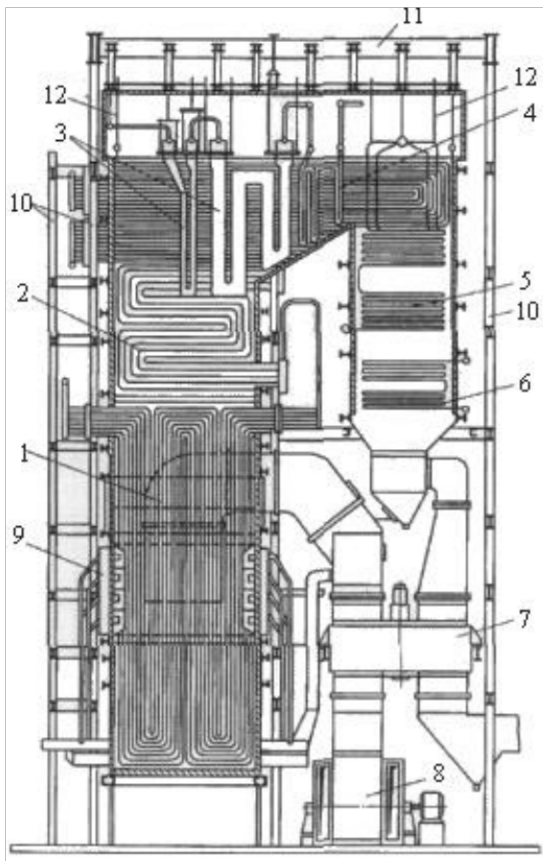


Рис. 1.3. Прямоточный котел сверхкритического давления:
1 - нижняя радиационная часть;
2 - верхняя радиационная часть;
3 - ширмовый полуррадиационный пароперегреватель;
4 - конвективный пароперегреватель;
5 - промежуточный пароперегреватель среднего давления;
6 - экономайзер;
7 - регенеративный воздухоподогреватель;
8 - дутьевой вентилятор;
9 - прямоточные горелки;
10 - колонны каркаса котла;
11 - верхняя балка каркаса;
12 - подвески конструкций котла

По конструкции типовой паровой котел чаще всего имеет П - образный профиль (см. рис. 1.2 а, б, в, г и 1.3), в котором выделяются следующие основные элементы:

топочная камера (топка), в которой во взвешенном состоянии сжигается органическое топливо и создается наиболее высокая температура продуктов сгорания. Тепловоспринимающие поверхности в виде труб (топочные экраны) расположены на ограждающих камеру стенах из огнеупорных материалов и получают теплоту из газового объема за счет радиации (радиационный теплообмен);

горизонтальный газоход, где движение газов от подъемного изменяется на горизонтальное. В объеме этого газохода располагаются поверхности пароперегревателя, в которых происходит радиационно - конвективный (на выходе из топки), и конвективный теплообмен между газовыми продуктами сгорания (газами) и рабочей средой внутри труб;

конвективная шахта, где газы имеют опускное движение, а объем шахты заполнен плотными пакетами поверхностей промежуточного пароперегревателя и экономайзера; в них преобладает конвективный теплообмен.

В нижней части конвективной шахты располагается поверхность воздухоподогревателя, которая обеспечивает более глубокое охлаждение газов перед их удалением в окружающую среду и нагрев воздуха, необходимый для интенсивного горения топлива и его полного сжигания за короткое время пребывания газов в топке. В котлах большой мощности воздухоподогреватель выносят за пределы опускной конвективной шахты.

Тепловосприятие рабочей среды в поверхностях нагрева, расположенных в газоходах котла, распределяется следующим образом: в экранах топочной камеры – 45...50%, горизонтальном газоходе - около 20%, в конвективной шахте – 30...35%, в том числе тепловосприятие воздуха в воздухоподогревателе - около 10% общего полезного тепловосприятия от газового потока. Как видно, наибольшее количество теплоты рабочая среда получает в поверхностях топочного экрана.

Паротурбинная установка, используемая для получения электрической энергии за счет теплоты сгорающего топлива, называется энергоблоком. Энергоблок состоит из трех основных агрегатов: парового котла, паровой турбины и электрогенератора (рис. 1.4).

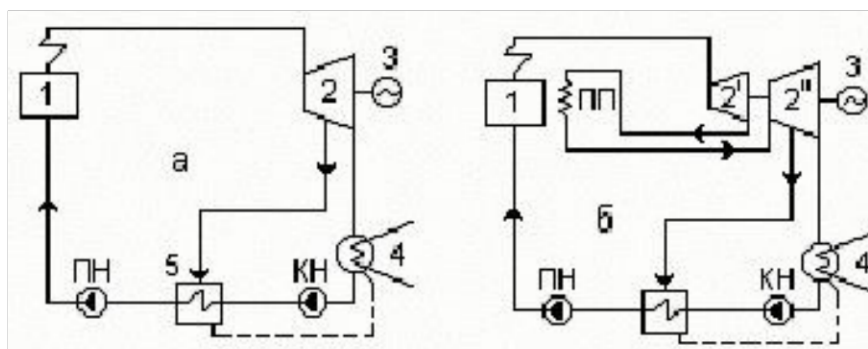


Рис. 1.4. Принципиальная тепловая схема паротурбинной энергоустановки: а - без промежуточного перегрева пара; б - с промежуточным перегревом пара; 1 - паровой котел; 2 - паровая турбина; 3 - электрогенератор; 4 - конденсатор; 5 - регенеративный подогреватель воды; ПН - питательный насос; КН - конденсатный насос; ПП - промежуточный пароперегреватель

Тепловую эффективность работы энергоблока ТЭС можно оценить, если построить термодинамический цикл преобразования энергии (цикл Ренкина). На рис. 1.5, а показан цикл Ренкина для энергоустановки, работающей на насыщенном паре.

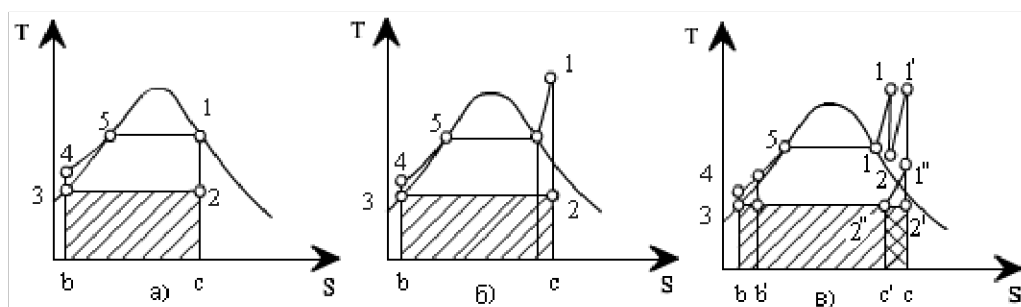


Рис. 1.5. Циклы паротурбинной установки в T, S -диаграмме: а - на насыщенном паре; б - с перегревом пара; в - с двукратным перегревом пара.

Вода, поступающая в котел, подается питательным насосом с повышением давления (процесс 3 - 4), затем подогревается в экономайзере котла (процесс 4 - 5), и в завершение получается насыщенный пар в топочных экранах или котельном пучке труб (процесс 5 - 1). Насыщенный пар производит работу в адиабатном процессе расширения в турбине (процесс 1 - 2), а отработавший влажный пар конденсируется в конденсаторе турбины, отдавая большое количество теплоты охлаждающей воде (процесс 2 - 3).

В цикле на насыщенном паре средний уровень температуры подводимой теплоты довольно низкий и КПД цикла не превышает 30%. Значительно выгоднее цикл с перегревом пара (рис. 1.5, б). Его можно разбить на два цикла: цикл получения насыщенного пара и дополнительный цикл его перегрева. При этом средний температурный уровень подвода теплоты во втором цикле значительно выше, чем в первом, его тепловая эффективность больше, поэтому такой цикл с перегревом пара в целом имеет более высокий КПД (37...40%).

На современных ТЭС с агрегатами единичной электрической мощности 100 МВт и выше применяется промежуточный перегрев пара, при котором частично отработавший пар из промежуточных ступеней турбины возвращается в паровой котел. Обычно применяется однократный промежуточный перегрев пара (рис. 1.4, б), обеспечивающий заметное повышение работоспособности пара. В отдельных установках большой мощности применяется двойной промежуточный перегрев.

Промежуточный перегрев пара (процесс 2 - 1'), как следует из рис. 1.5, в, дополнительно увеличивает КПД турбинной установки и снижает также влажность пара в ступенях низкого давления, что уменьшает эрозионный износ лопаток. Отработавший увлажненный пар из турбины при давлении ниже атмосферного $(3,4...3,9) \cdot 10^{-3}$ МПа и температуре 25...29°C поступает в конденсатор, где конденсируется, отдавая теплоту охлаждающей воде.

Как видно, значительные потери теплоты имеют место в конденсаторе турбины (процесс 2' - 3 - в - с), где пар, отработавший в турбине, конденсируется и при этом теряется значительная теплота конденсации. В целях уменьшения этих потерь в паротурбинных установках используется так называемая регенерация теплоты. При этом часть пара отбирается из промежуточных ступеней турбины (процесс 7'' - 2''), теплота пара, включая теплоту конденсации (процесс 7'' - 2'' - с' - с) передается воде (конденсату), вновь направляемой в котел (на участке 4 - 5). В результате расход пара в конденсатор и потери теплоты в нем дополнительно сокращаются на

20...30% (процесс в' - 3' - 2 " - с' - в'). В итоге КПД паротурбинной установки по производству электроэнергии составляет около 40%.

При переходе на сверхкритическое давление пара ($P = 25,5$ МПа) и высокий перегрев ($t_{пл} = 545 \dots 565$ °С), и использовании теплоты пара из отборов турбины для подогрева воды, поступающей в котел, тепловая экономичность ТЭС приблизилась к своему термодинамическому пределу (КПД около 42%). Дальнейшее повышение начальных параметров пара мало повышает тепловую экономичность паротурбинных блоков, но сильно увеличивает их стоимость из-за применения высоколегированных и дорогостоящих сталей.

Котельный агрегат, предназначенный для выработки электрической энергии в паротурбинном цикле, называют энергетическим котельным агрегатом. Пар от котельного агрегата производственного назначения используется для привода различных механизмов и машин, а также в качестве теплоносителя в технологических процессах. Возможно также последовательное и параллельное использование энергии пара в энергетических и производственно-технологических целях.

1.2.1. ПАРОВЫЕ КОТЛЫ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Отличительной конструктивной особенностью такого котла является наличие барабана (рис. 1.6, а), выполняющего роль сепаратора пара из потока пароводяной смеси, поступающей в него из парогенерирующих труб топочных экранов.

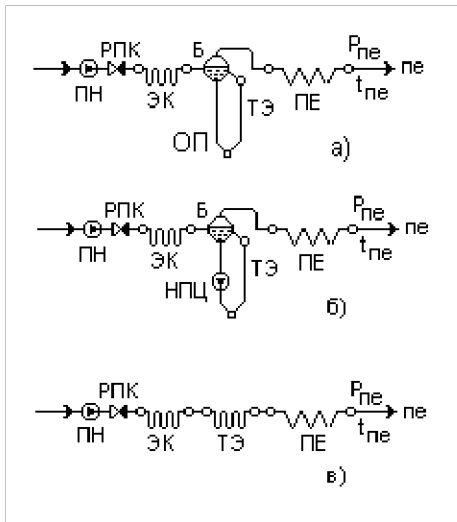


Рис. 1.6. Схемы водопарового тракта котла:
а - барабанного с естественной циркуляцией;
б - барабанного с принудительной циркуляцией;
в - прямоточного;
ПН - питательный насос;
РПК - регулятор питания котла;
ЭК - экономайзер;
ТЭ - топочные экраны;
ПЕ - пароперегреватель; пе - перегретый пар;
ОП - опускные трубы;
НПЦ - насос принудительной циркуляции;
Б - барабан.

Барабан котла вместе с системой необогреваемых опускных труб, выходящих из него, и подъемных (экранных) труб внутри топочной камеры образует замкнутый циркуляционный контур, в котором при горении топлива в топке организуется движение воды (опускные трубы) и пароводяной смеси (подъемные трубы). Движение рабочей среды происходит за счет возникновения естественного напора, определяемого разностью гидростатических давлений массы воды и пароводяной смеси в опускных и подъемных трубах и называемого движущим напором естественной циркуляции (см. рис. 1.2а, б и в, г)

$$S_{\text{дв}} = H_{\text{п}}(\rho_{\text{оп}} - \bar{\rho}_{\text{см}})g \quad (1.1)$$

где $\rho_{\text{оп}}$, $\bar{\rho}_{\text{см}}$ - соответствующая плотность воды в опускных трубах и средняя плотность пароводяной смеси в подъемных трубах, кг/м^3 ; g - ускорение свободного падения, м/с^2 ; $H_{\text{п}}$ - высота паросодержащей части контура, м. При относительно небольшой разности плотностей воды и пароводяной смеси $\rho_{\text{оп}} - \bar{\rho}_{\text{см}}$ необходимый движущий напор получают увеличением в высоту $H_{\text{п}}$ контура циркуляции.

Возникающий в контуре циркуляции движущий напор $S_{\text{дв}}$ ($\text{Н/м}^2 = \text{Па}$) обеспечивает движение рабочей среды в подъемных трубах с небольшой скоростью (около 1 м/с), при этом за один проход через подъемные трубы происходит частичное испарение воды (от 0,03 до 0,25 кг/кг), поэтому полное испарение исходного 1 кг воды произойдет при многократном прохождении

контура. Отношение массового расхода циркулирующей воды G_0 , кг/с, к количеству образовавшегося пара в единицу времени D , кг/с, называется кратностью циркуляции

$$k_{\text{ц}} = G_0/D \quad (1.2)$$

В паровых котлах с естественной циркуляцией кратность циркуляции обычно составляет от 10 до 30. Таким образом, расход воды в контуре циркуляции в $k_{\text{ц}}$ раз больше паропроизводительности котла.

В барабанном котле с естественной циркуляцией начальный перегрев пара обычно производят в радиационном потолочном перегревателе, экранирующем весь потолок над топкой и горизонтальным газоходом, после чего пар поступает в полурadiационный (ширмовый) или конвективные змеевиковые пакеты перегревателя, расположенные в горизонтальном газоходе.

Общее сопротивление водопарового тракта барабанного котла определяется гидравлическим сопротивлением при движении воды в трубах экономайзера от входного коллектора до поступления воды в барабан котла - $\Delta P_{\text{ЭК}} = 0,05P_{\text{П.П}}$ в сумме с сопротивлением тракта пароперегревателя от барабана до выхода перегретого пара из котла - $\Delta P_{\text{ПЕ}} = (0,1 \dots 0,15)P_{\text{П.П}}$, где $P_{\text{П.П}}$ - давление перегретого пара за котлом, МПа.

1.2.2. ПАРОВЫЕ КОТЛЫ С ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Движущий напор в котлах с естественной циркуляцией снижается с повышением давления, так как при этом $\rho_{\text{см}} \rightarrow \rho_{\text{оп}}$, но в парообразующих трубах можно организовать принудительное движение рабочей среды за счет специального насоса, установленного на опускных трубах (рис. 1.6, б). Движущий напор циркуляции в этом случае в несколько раз превышает напор естественной циркуляции. Это позволяет увеличить скорость движения и размещать парообразующие трубы в топке любым образом (наклонно, горизонтально), исходя из условий установки котла в ограниченных по высоте помещениях, при этом улучшаются условия

конструирования. Повышается надежность циркуляции рабочей среды в экранных трубах. Однако значительным оказывается расход электроэнергии на привод насоса принудительной циркуляции, поэтому в этом случае уменьшается значение кратности циркуляции до $k_{ц} = 3 \dots 5$.

По схеме принудительной циркуляции рабочей среды работают котлы-утилизаторы, использующие теплоту отходящих из тепловых технологических агрегатов продуктов сгорания. Принудительное движение воды применяется также в элементах испарительного охлаждения высокотемпературных тепловых агрегатов и в комбинированные энерготехнологические агрегаты. Наличие в паровых котлах последних типов барабана-сепаратора, насыщенного пара позволяет использовать их только при докритическом давлении, обычно не более $P = 18$ МПа.

Принудительная циркуляция применяется в водогрейных котельных агрегатах, в парогенерирующих элементах АЭС, а также в котельных агрегатах парогазовых установок (ПГУ).

1.2.3. ПРЯМОТОЧНЫЙ ПАРОВОЙ КОТЕЛ

Прямоточный котел характеризуется последовательным включением и однократным прохождением рабочей средой всех поверхностей нагрева (рис. 1.6, в). Вода, поступающая в экономайзер, практически с тем же расходом проходит прямотоком одним ходом все поверхности, включая топочные экраны, полностью испаряется, перегревается в пароперегревателе и затем перегретый пар по паропроводу направляется к турбине. В такой конструкции котла в общем случае отсутствует четкое разделение экономайзерной, парообразующей и перегревательной поверхностей, отчего при переменных режимах работы изменяется положение границ между ними, что влияет на выходные параметры пара и, прежде всего, на температуру пара.

Поддержание параметров пара обеспечивается постоянным соотношением между расходом топлива (тепловыделением) и расходом

воды. В связи с этим прямоточный котел требует применения более совершенной быстродействующей системы автоматического регулирования расходов топлива и воды.

При движении воды и пара в трубах возникает гидравлическое сопротивление, которое преодолевается избыточным напором питательного насоса. Приблизительно полное гидравлическое сопротивление рабочего тракта прямоточного котла СКД составляет $\Delta P_{п.к} = (0,2 \dots 0,25) P_{п.п}$, в том числе сопротивление тракта пароперегревателя $0,1 P_{п.п}$ и экономайзера $(0,02 \dots 0,03) P_{п.п}$, где $P_{п.п}$ - давление перегретого пара; при $P_{п.п} = 25,5$ МПа, давление питательной воды на входе в котел (в экономайзер) составит $P'_{ЭК} = 1,22$; $P_{п.п} = 1,22 \cdot 25,5 = 31,1$ МПа. Компоновка поверхностей нагрева в прямоточном паровом котле показана на рис. 1.7.

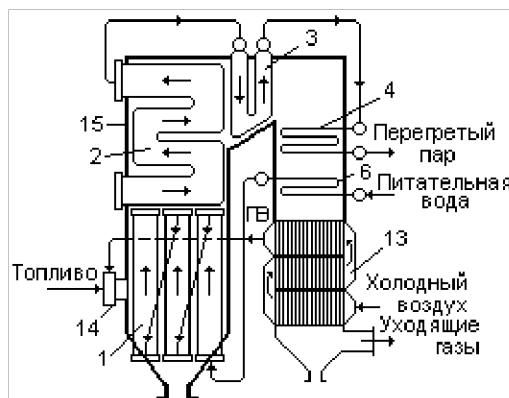


Рис.1.7. Общая схема прямоточного парового котла: 1 - нижняя радиационная часть; 2 - верхняя радиационная часть; 3 - ширмовый полурадационный пароперегреватель; 4 - конвективный пароперегреватель; 6 - экономайзер; 13 - трубчатый воздухоподогреватель; 14 - вихревая горелка; 15 - теплоизоляция котла (обмуровка); ГВ - горячий воздух

Поверхность экономайзера в конвективной шахте обеспечивает, нагрев поступающей из турбинного отделения питательной воды до температуры, близкой к насыщению при рабочем давлении воды. После прохождения поверхности экономайзера питательная вода поступает в нижние коллекторы топочных экранов. Окончательный догрев воды до кипения и испарение происходят в топочном экране. Полное экранирование стен топочной камеры достигается в этом случае соединением нескольких самостоятельных панелей из труб, по которым организуется последовательное движение рабочей среды. По высоте топочная камера разделяется на две или три части (на рис. 1.7 - две таких части) с перемешиванием потока рабочей среды в коллекторах

для выравнивания температур. В каждой из частей конструкция экранирующих панелей может быть различной.

В прямоточном котле экранируются панелями из пароперегревательных труб также боковые стены горизонтального газохода, поворотной камеры и потолочное перекрытие котла (см. рис. 1.3), после чего пар на котлах большой мощности поступает в полурадационную ширмовую поверхность, расположенную в горизонтальном газоходе, и затем в выходную конвективную поверхность, откуда перегретый пар направляется в паровую турбину.

Отсутствие процесса отделения пара от воды в рабочем тракте котла позволяет использовать котел не только при докритическом, но и при сверхкритическом давлении рабочей среды. В связи с этим прямоточные котлы являются универсальными, применимыми для любых давлений пара и в настоящее время широко используются в энергетике.

В отечественной энергетике применяется два типа паровых котлов: прямоточные и с естественной циркуляцией, в промышленной теплоэнергетике, как отмечалось, применяются котлы-утилизаторы с принудительной циркуляцией. В зарубежной практике наравне с прямоточными широко используются котлы с принудительной циркуляцией.

Питательная вода, поступающая в котел с температурой 230...270°C, содержит небольшое остаточное количество взвешенных и растворенных веществ. В прямоточном котле докритического давления по мере движения воды в трубах топочных экранов увеличивается паросодержание потока и соответственно повышается концентрация примесей в оставшейся воде вплоть до насыщения, в результате чего начинается выпадение твердой фазы на внутренних стенках труб (накипь из солей жесткости и оксидов металлов, прежде всего железа). Малая теплопроводность отложений, в десятки раз меньше теплопроводности стали, ухудшает теплоотдачу от стенки к воде и при интенсивном обогреве труб возможен их перегрев. Под воздействием внутреннего давления это может привести к разрыву труб.

Наибольшее количество отложений концентрируется в области завершения испарения. Поверхность нагрева, включающую эту стадию процесса (конец испарения - начало перегрева), называют переходной зоной и для надежности работы металла иногда размещают в области относительно низких тепловых нагрузок конвективной шахты.

В прямоточных котлах СКД обеспечивают высокую степень очистки питательной воды, в этом случае переходную зону от воды к пару (зону фазового перехода) оставляют в топочной камере, но размещают в области относительно низких тепловых потоков.

В котлах с естественной и принудительной циркуляцией при относительно малом парообразовании заметных отложений на стенках труб не допускается. Накопление примеси в котловой воде (пар практически не имеет загрязнений в сравнении с поступающей в котел питательной водой) исключается выводом небольшой части более загрязненной котловой воды из барабана (непрерывная продувка) и из нижних барабанов и коллекторов (периодическая продувка).

1.3. КОТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА

В число устройств и механизмов, обеспечивающих работу парового котла, входят: топливоприготовительное оборудование; питательные насосы; дутьевые вентиляторы, подающие в котел воздух для горения; дымососы для удаления продуктов сгорания через дымовую трубу в атмосферу и другое вспомогательное оборудование, необходимое для обеспечения эксплуатации котла. Паровой котел вместе с комплексом перечисленного оборудования составляют котельную установку.

На рис. 1.8 показана котельная установка с барабанным паровым котлом относительно небольшой паропроизводительности при сжигании твердого топлива. Рядом с котлом располагаются система пылеприготовления из поступающего на электростанцию кускового топлива, тягодутьевая установка, обеспечивающая подачу воздуха в котел и отвод

продуктов сгорания после их очистки в дымовую трубу. Питательные насосы, подающие воду в котел, согласно технологической схеме расположены в турбинном отделении (см. рис. 1.4). На рис. 1.8 водяной тракт начинается с трубопроводов питательной воды из турбинного отделения. К котельной установке относится также система дренажей коллекторов и продувки с оборудованием для использования теплоты этих потоков (сепараторы, теплообменники).

Современная мощная котельная установка представляет собой техническое сооружение для производства пара и горячей воды, в котором все рабочие процессы полностью механизированы и автоматизированы. Для повышения надежности работы котельная установка оснащена автоматической защитой от аварий.

1.3.1. ТОПЛИВОПРИГОТОВЛЕНИЕ

Топливоприготовление включает в себя комплекс элементов оборудования и механизмов транспорта, обеспечивающих размол и непрерывную подачу подготовленного для сжигания топлива в горелки парового котла. Подготовка твердого топлива происходит в две стадии: сначала дробление кусков топлива в дробилках до размера частиц 15...25 мм (дробленка), а затем размол в углеразмольных мельницах до мельчайшей угольной пыли (пылеприготовление). Последняя стадия происходит для данного котла непосредственно в котельном отделении, и оборудование пылеприготовления включается в состав котельной установки. На рис. 1.9 показаны наиболее характерные варианты схем пылеприготовления с различными углеразмольными мельницами.

Наиболее универсальной, применимой для всех видов топлив и всего диапазона их твердости при размоле (размолоспособности), является схема с шаровой барабанной мельницей (ШБМ), в которой размол топлива происходит при ее вращении за счет массы металлических шаров, перекатывающихся в барабане. Поскольку ШБМ не экономична при

частичной загрузке топливом, в схеме предусмотрено отделение готовой пыли в циклоне и хранение ее в специальном бункере пыли, после которого питатели пыли (регуляторы расхода) обеспечивают подачу необходимого количества пыли в горелки котла в соответствии с его тепловой мощностью. Указанная схема более полно представлена на рис. 1.8.

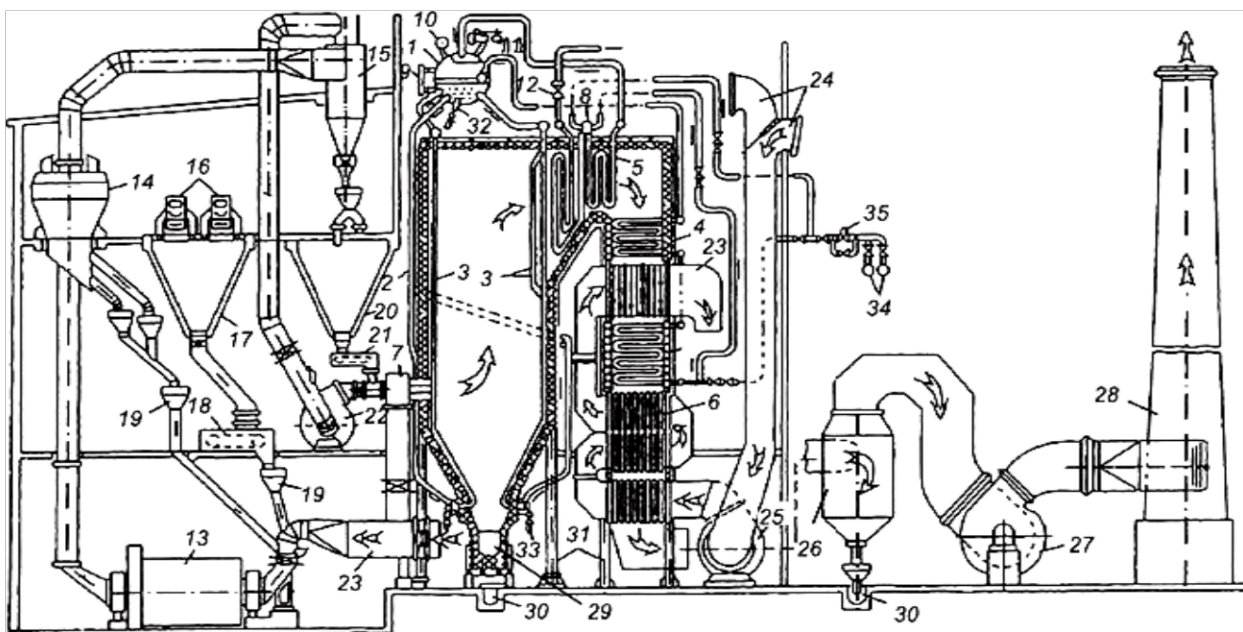


Рис.1.8. Котельная установка с барабанным паровым котлом при сжигании твердого топлива: 1 –барабан-сепаратор; 2 - опускные трубы из барабана; 3 - экранные подъемные трубы; 4 - экономайзер; 5 - пароперегреватель; 6 - воздухоподогреватель; 7 - горелочное устройство; 8 - пароохладитель; 9 - указатель уровня воды; 10 - манометр; 11 - предохранительный клапан; 12 - главная паровая задвижка; 13 - углеразмольная шаровая барабанная мельница; 14 - сепаратор пыли; 15 - пылевой циклон; 16 - транспортер сырого угля; 17 - бункер сырого угля; 18 - питатель сырого угля; 19 - клапан для пропуска угля или пыли; 20 - бункер пыли; 21 - регулятор подачи пыли; 22 - мельничный вентилятор; 23 - короб горячего воздуха; 24 - воздухозаборник; 25 - дутьевой вентилятор; 26 - скрубберный золоуловитель; 27 - дымосос; 28 - дымовая труба; 29 - шлакоприемник; 30- канал шлако- или золоудаления; 31 - колонны каркаса котла; 32 - непрерывная продувка из барабана; 33 - продувка нижних коллекторов поверхностей нагрева; 34 - трубопровод питательной воды; 35 - питательный регулирующий клапан.

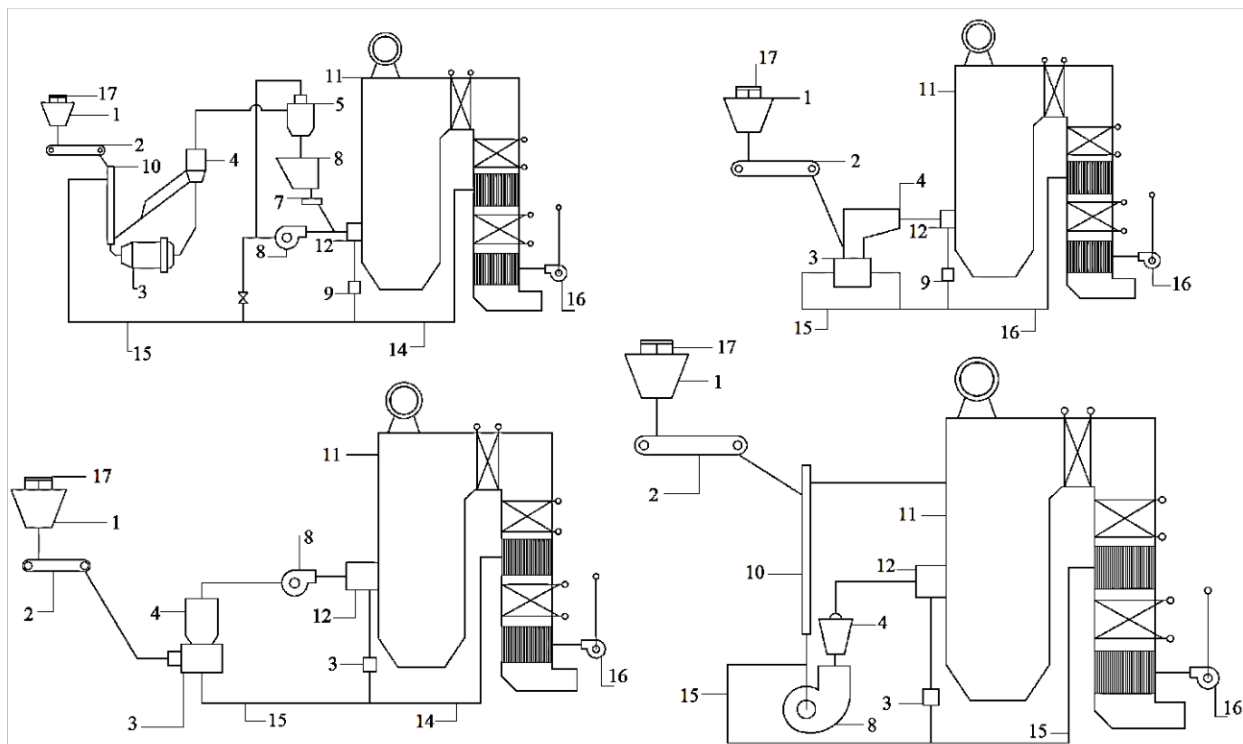


Рис. 1.9. Варианты схем пылеприготовления: а - с шаровой барабанной мельницей; б - с молотковой мельницей и инерционным сепаратором; в - с валковой среднеходовой мельницей; г - с мельницей-вентилятором; 1 - бункер сырого топлива (дробленки); 2 - питатель сырого угля; 3 - углеразмольная мельница; 4 - сепаратор пыли; 5 - циклон (пылеотделитель); 6 - бункер пыли; 7 - питатель пыли; 8 - мельничный вентилятор; 9 - короб - распределитель горячего воздуха; 10 - шахта предварительной сушки топлива; 11 - барабанный паровой котел; 12 - горелка котла; 13 - дутьевой вентилятор; 14 - тракт горячего воздуха; 15 - тракт первичного горячего воздуха; 16 - отбор топочных газов на сушку топлива; 17 - транспортер подачи сырого топлива со склада

После отвода основного потока горячего воздуха в горелки 7 оставшаяся часть горячего воздуха (первичный воздух) направляется в углеразмольную шаровую барабанную мельницу 13. В нее из питателя 18 поступает сырое топливо (дробленка). В мельнице в процессе размола происходит испарение влаги из топлива, и затем пыль выносятся увлажненным воздухом из мельницы и поступает в сепаратор 14, где отделяются и возвращаются назад в мельницу грубые фракции пыли. В циклоне 15 пыль отделяется от транспортирующего газообразного агента и поступает в бункер пыли 20, а влажный воздух с температурой 70...130°C и остатками тонкой пыли (8...10%) нагнетается мельничным вентилятором 22

в пылепроводы к горелкам, куда из питателя 21 поступает пыль для сжигания в топке.

Молотковая мельница (ММ) размалывает топливо билами при большой скорости вращения ротора мельницы. Рациональным является использование в ней бурых и каменных углей средней и малой твердости при допустимом для сжигания грубом размол топлива, содержащего более крупные частицы пыли. Готовая пыль после сепаратора непосредственно поступает в горелки – это так называемая схема с прямым вдуванием пыли в топку котла; регулирование расхода пыли здесь обеспечивает питатель сырого угля на вход в молотковую мельницу.

Валковая среднеходная мельница (СМ) обеспечивает размол топлива за счет раздавливания кусков топлива валками на вращающемся плоском столе. Ее применение рационально для достаточно сухих каменных углей с незначительным вкраплением твердых фракций. Схема пылеприготовления также предусматривает прямое вдувание пыли в топку, но для создания необходимого напора аэропыли в вихревой горелке после сепаратора предусматривается установка мельничного вентилятора.

Для размола сильновлажных и мягких бурых углей применяется мельница - вентилятор (М - В), которая имеет на одной оси размольную часть, подобную молотковой мельнице, и вентилятор, который создает разрежение на входе в сушильную шахту для подвода горячих топочных газов (800...1000°C) и напор в пылепроводе для подачи топлива в горелки. Остальная часть схемы подобна предыдущим.

Мазут хранится на электростанции в больших мазутных баках, откуда подается в главный корпус к паровым котлам после ряда операций его подготовки.

Приготовление мазута к сжиганию (рис. 1.10, а) состоит в удалении из него мелких твердых фракций и волокон (фильтрование), нагреве его в паровых теплообменниках до температуры 100...150 °С, при которой мазут легко течет и распыляется затем до мельчайших капель в горелке. Транспорт

мазута из баков - хранилищ к горелкам парового котла обеспечивается двумя группами мазутных насосов, поднимающих давление до 4 МПа. Первая группа насосов прокачивает мазут через установки его нагрева и очистки, вторая - подает мазут по трубопроводу в котельное отделение. Для поддержания текучести мазута ($t_M = 70 \dots 80^\circ\text{C}$) в баки - хранилища постоянно поступает нагретый мазут, а также возвращается избыточный мазут от котлов.

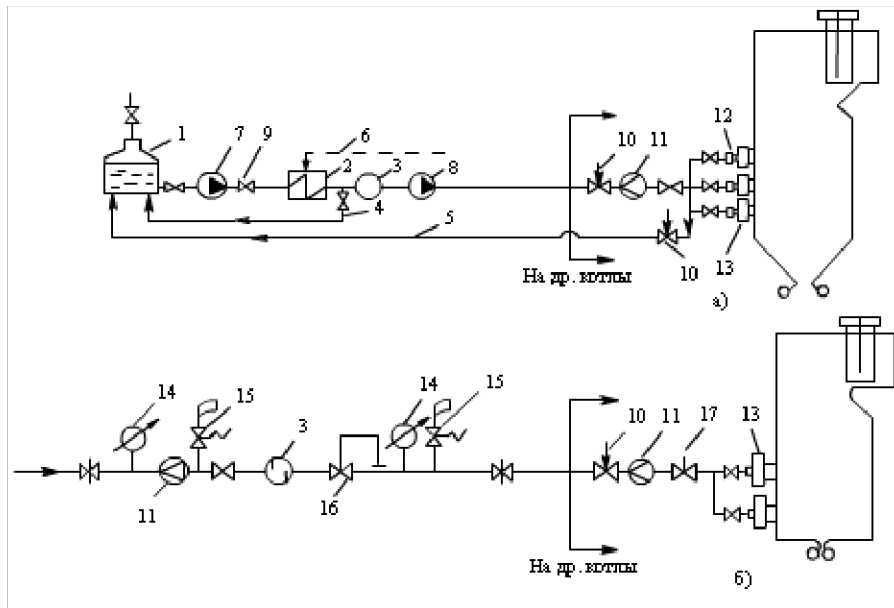


Рис. 1.10. Технологическая схема подготовки к сжиганию жидкого и газового топлива: а - подготовка жидкого топлива (мазута); 1 - мазутохранилище; 2 - паровой теплообменник; 3 - фильтр; 4, 5 - линии рециркуляции мазута; 6 - подвод пара к теплообменнику; 7, 8 - насосы первой и второй ступени давления; 9 - обратный клапан; 10 - регулятор расхода; 11 - измеритель расхода; 12 - ствол мазутной форсунки; 13 - горелка; б - подготовка газового топлива; дополнительные обозначения: 14 - измеритель давления газа; 15 - предохранительный клапан; 16 - регулятор давления "после себя"; 17 - быстродействующий клапан

Подготовка к сжиганию природного газа требует наименьшего оборудования и затрат. Газ поступает в газорегуляторный пункт (рис. 1.10, б), где проходит фильтрацию, затем его давление снижается от давления в центральной магистрали (5...7,5 МПа), из которой получает газ электростанция, до необходимого давления в газопроводах котельного отделения (0,15...0,2 МПа) в дроссельных регуляторах давления. Для гарантии поддержания заданного давления газа на электростанции за

регулятором устанавливают предохранительные клапаны, сбрасывающие в случае резкого повышения давления часть газа в атмосферу. Во избежание прекращения подачи газа на станцию при выходе из строя регулятора основная магистраль имеет вторую (байпасную) с таким же набором аппаратуры.

С учетом высокой взрывоопасности смеси газа с воздухом газопроводы к каждому котлу оснащены быстродействующими импульсными клапанами, мгновенно отсекающими подачу газа в аварийной ситуации, а также продувочными линиями (свечами), позволяющими удалить газ из газопровода при его отключении.

1.3.2. РАБОТА ГАЗОВОЗДУШНОГО ТРАКТА КОТЛА

Газовоздушный тракт - единая система воздушных коробов и газоходов, обеспечивающая подачу воздуха через воздухоподогреватель и горелки в топку, движение образующихся продуктов сгорания (газов) по газоходам котла и удаление охлажденных газов в дымовую трубу. Движение воздуха и газов в зависимости от мощности и размеров котла может быть организовано за счет естественной тяги или принудительной тяги.

В котлах малой паропроизводительности без организации подогрева воздуха для горения при относительно короткой длине газоходов возникает небольшое сопротивление при движении газов, которое преодолевается за счет естественной тяги дымовой трубы. Основное назначение дымовой трубы – рассеивание вредных выбросов котельной установки в атмосфере.

Естественная тяга или самотяга $H_{\text{сам}}$, Па, определяется разностью давлений гидростатических столбов атмосферного воздуха снаружи и нагретой газовой среды внутри трубы:

$$H_{\text{сам}} = h_{\text{ТР}} (\rho_{\text{В}} - \rho_{\text{Г}}) g \quad (1.3)$$

где $h_{\text{ТР}}$ - высота дымовой трубы, м; $\rho_{\text{В}}$, $\rho_{\text{Г}}$ - плотность холодного воздуха (при 20...30°C) и газов (при температуре на выходе из котла), кг/м³;

g - ускорение под действием сил земного притяжения, м/с^2 . В среднем для трубы высотой 100 м самотяга $H_{\text{САМ}} = 350\dots400$ Па или $35\dots40$ кгс/м² (35...40 мм вод. ст.).

В котлах большой мощности увеличиваются трубные поверхности в газовом потоке, появляется подогрев воздуха за счет теплоты газов, газоходы значительно удлиняются и имеют как подъемные, так и опускные участки, где необходимо преодолевать собственную самотягу газов, направленную вверх. Дополнительно необходимо иметь запас напора для регулирования расходов. В этом случае сопротивление газозвдушного тракта становится большим и не может быть преодолено за счет тяги дымовой трубы, поэтому организуется принудительное движение воздуха и газов.

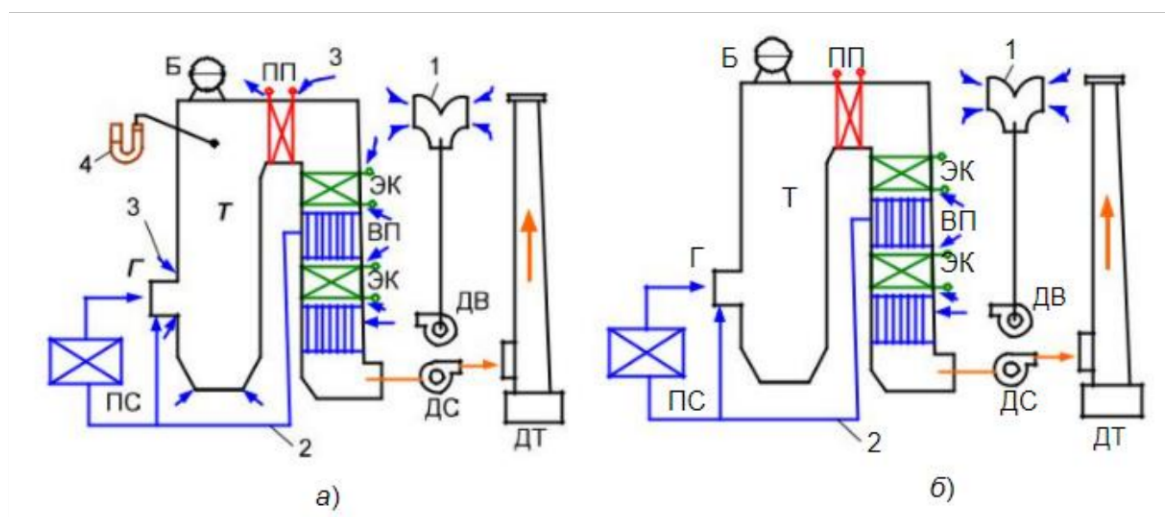


Рис. 1.11 Варианты работы газозвдушных трактов котлов: а – схема с уравновешенной тягой; б – схема под наддувом: 1 – воздухозаборник; 2 – короб горячего воздуха; 3 – присосы холодного воздуха; 4 – контроль разряжения на выходе из топки; Б – барабан; ПП – пароперегреватель; ЭК – экономайзер; ВП – воздухоподогреватель; ДВ – дутьевой вентилятор; ДС – дымосос; ДТ – дымовая труба; ПС – система пылеприготовления; Г – горелка; Т – топочная камера

Совместная работа воздушного и газового трактов котла может быть организована двумя способами. По первому способу (рис. 1.11, а) газозвдушный тракт котла включает в себя дутьевые вентиляторы для подачи под давлением $2,5\dots5$ кПа атмосферного воздуха через воздухоподогреватели к горелкам и части горячего воздуха в углеразмольные

мельницы. Сопротивление газового тракта котла, а также аппаратов золоулавливания и газоходов до дымовой трубы преодолевается дымососами, создающими напор 2,0...3,5 кПа. В этом случае весь воздушный тракт на участке вентилятор - топка находится под давлением выше атмосферного (рис. 1.12, а). Продукты сгорания удаляются из котла дымососами, в связи с чем топка и все газоходы находятся под разрежением. Такую схему тяги и дутья называют уравновешенной. Контрольным фактором, обеспечивающим согласование работы дутьевых вентиляторов и дымососов, является давление газов на выходе из топочной камеры. Здесь устанавливается и автоматически поддерживается небольшое разрежение (давление ниже атмосферного), составляющее 30...50 Па (3...5 мм вод. ст.). Дутьевой вентилятор подает столько воздуха, сколько необходимо для полного сжигания топлива, а регулирующие устройства дымососов изменяют производительность так, чтобы вверху топки постоянно сохранять указанное небольшое разрежение.

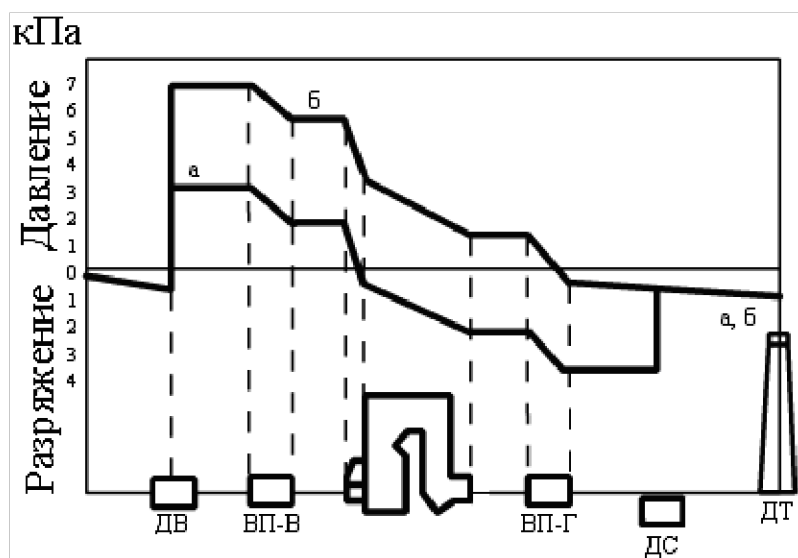


Рис. 1.12. Распределение давления в газовоздушном тракте котельной установки при уравновешенной тяге (а) и наддуве (б): ДВ - дутьевой вентилятор; ВП-В - воздухоподогреватель (воздушная сторона); ВП-Г - воздухоподогреватель (газовая сторона); ДС - дымосос; ДТ - дымовая труба

В газовый тракт при давлении ниже атмосферного (см. рис. 1.12, а) через неплотности его ограждений присасывается окружающий воздух, что увеличивает объем перекачиваемых дымососами газов. В среднем доля

присосов воздуха $\Delta V_{\text{прс}}$ составляет около 20...30 % объема газов $V_{\text{Г}}$, образующихся в топке при горении топлива.

Транспорт воздуха до топки и продуктов сгорания до выхода в атмосферу можно также обеспечить специальными высоконапорными дутьевыми вентиляторами без применения дымососов (рис. 1.11, б). В этом случае топка и газоходы будут находиться под некоторым избыточным давлением - наддувом.

Для наглядности на рис. 1.12 показано сопоставление распределения давления в газоздушном тракте котельной установки, работающей с уравновешенной тягой и под наддувом. Как видно, весь газовый тракт котла при наддуве находится под избыточным давлением в сравнении с атмосферным (рис. 1.12, б) и, чтобы исключить проникновение токсичных газов из газового тракта в котельное отделение, необходимо обеспечить полную газоплотность всех стен газоходов котла.

В газоплотном тракте исключены присосы воздуха. При наддуве напор, который создает высоконапорный дутьевой вентилятор, меньше, чем сумма, напоров дутьевого вентилятора и дымососа в уравновешенной схеме, так как с уменьшением объема газов при отсутствии присосов в газовом тракте снижается сопротивление тракта. Это приводит к экономии энергии на привод тягодутьевых машин. К тому же высоконапорный дутьевой вентилятор перекачивает холодный воздух, а дымососы - достаточно горячие газы с увеличенным удельным объемом, что дополнительно снижает затраты энергии на перекачку.

При длительной эксплуатации такого котла в разных его местах за счет термических напряжений происходит разгерметизация тракта, исключение которой требует больших постоянных затрат. Поэтому в эксплуатации используются газоплотные по конструкции поверхности котла в сочетании с работой по уравновешенной тяге, что также заметно снижает затраты энергии на тягодутьевые машины за счет исключения присосов. В то же

время исключается проникновение вредных для здоровья людей газов в помещение электростанции.

По выходе из поверхностей котла газовый поток (при сжигании твердого топлива) поступает на золоулавливающие устройства, где происходит удаление из потока газов 96...99% мелких твердых частиц золы. Для этих целей используются центробежные скрубберы и батарейные циклоны, где удаление частиц составляет 80...90%, электрофильтры с эффективностью 98...99,5%.

Контрольные вопросы.

- 1. Опишите технологическую схему современной котельной установки, работающей на твердом органическом топливе?*
- 2. Перечислите основные тракты, входящие в состав котельной установки?*
- 3. Какие схемы водопаровых трактов вы знаете?*
- 4. В чём преимущества и недостатки прямоточных и барабанных паровых котлов?*
- 5. Что такое кратность циркуляции. Чему равна кратность циркуляции в прямоточном паровом котле?*
- 6. Какие параметры котельного агрегата характеризуют его работу?*
- 7. Укажите основные тенденции изменения конструкции котельных агрегатов с естественной циркуляцией?*

Примеры решения задач

Задача 1. Два паровых котла - прямоточный и барабанный с естественной циркуляцией (ЕЦ) - имеют одинаковую тепловую мощность и давление перегретого пара $P_{\text{пп}} = 13,8$ МПа. Будет ли одинаковым давление питательной воды на входе в указанные котлы, если принять одинаковыми потери давления в экономайзерах и пароперегревателях этих котлов?

Решение

1. Перепад давления в водопаровом тракте котла с естественной циркуляцией определяется потерями давления в экономайзерном и пароперегревательном тракте

$$\Delta P_{\text{пх}}^{\text{ец}} = \Delta P_{\text{зх}} + \Delta P_{\text{пе}} = (0,05 + 0,13)P_{\text{пн}} = 2,48 \text{ МПа}$$

Тогда давление питательной воды

$$\Delta P_{\text{п.в}}^{\text{ец}} = P_{\text{пн}} + \Delta P_{\text{пх}}^{\text{ец}} = 13,8 + 2,48 = 16,28 \text{ МПа}$$

2. Перепад давления в тракте прямооточного котла дополняется сопротивлением топочных экранов

$$\Delta P_{\text{пх}}^{\text{пр}} = \Delta P_{\text{зх}} + \Delta P_{\text{тз}} + \Delta P_{\text{пе}} = (0,05 + 0,1 + 0,13)P_{\text{пн}} = 3,86 \text{ МПа}$$

Давление питательной воды $P_{\text{пв}}^{\text{пр}} = 13,8 + 3,86 = 17,66 \text{ МПа}$. Давление воды после питательного насоса прямооточного котла должно быть больше, чем на барабанном котле, на 1,38 МПа или на 8,48%.

Задача 2. Для котла с принудительной циркуляцией, работающего при давлении $P_{\text{пн}} = 13,8 \text{ МПа}$, сравнить затраты электрической мощности на привод питательного насоса и насоса принудительной циркуляции (НПЦ) при кратности циркуляции $k_{\text{ц}} = 6$.

Решение

1. Мощность, потребляемая насосом, МВт,

$$N = G_{\text{в}} v_{\text{в}} \Delta p_{\text{н}} / \eta_{\text{н}}$$

где $G_{\text{в}}$ - массовый расход воды, кг/с; $v_{\text{в}}$ - удельный объем воды, м³/кг; $\Delta p_{\text{н}}$ - давление, развиваемое насосом, МПа; $\eta_{\text{н}} = 0,85$ - КПД насоса и электропривода.

Повышение давления в питательном насосе $\Delta p_{\text{н}} = 16,28 - 0,7 = 15,58 \text{ МПа}$, где 0,7 МПа - давление воды перед насосом. Удельный объем воды при температуре 120°С $v_{\text{в}} = 1,06 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$. Для насоса принудительной циркуляции $\Delta p_{\text{пц}} = 0,2 \text{ МПа}$, удельный объем кипящей воды при давлении 15,5 МПа $v' = 1,67 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$, расход воды $G_{\text{в}}^{\text{пц}} = 6G_{\text{в}}$.

3. При равенстве КПД насосов (принимая) отношение мощностей привода насоса принудительной циркуляции и питательного насоса

$$\frac{N_{\text{пц}}}{N_{\text{пн}}} = \frac{6 \cdot 1,67 \cdot 10^{-3} \cdot 0,2}{1,06 \cdot 10^{-3} \cdot 15,58} = 0,12$$

Таким образом, затраты энергии на насос принудительной циркуляции составляют 12% от потребления энергии питательным насосом. При обычной для котла с естественной циркуляцией кратности $k_{Ц} = 20$ на насос с принудительной циркуляцией тратилось бы 40% энергии от питательного насоса.

Задача 3. Котельный агрегат с уравновешенной тягой оборудован дымососом, который преодолевает сопротивление $\Delta p_{ка} = 1500$ Па при расходе дымовых газов $V_{д} = 40$ м³/с. При реконструкции в конвективной шахте котла установлена дополнительная поверхность нагрева воздухоподогревателя, которая увеличивает полное сопротивление котла на 400 Па. Как возрастет требуемая мощность дымососа?

Решение

1. Мощность электродвигателя дымососа до реконструкции

$$N_{д}' = V_{д} \cdot \Delta p_{ка} / \eta_{д} = 40 \cdot 1500 / 0,85 = 70588 \text{ Вт} = 70,6 \text{ кВт.}$$

2. Требуемая мощность электродвигателя дымососа после реконструкции при сохранении расхода $V_{д} = 40$ м³/с

$$N_{д}'' = 40 \cdot 1900 / 0,85 = 89412 \text{ Вт} = 89,412 \text{ кВт.}$$

3. Мощность электродвигателя дымососа должна возрасти в

$$N_{д}'' / N_{д}' = 1900 / 1500 = 1,266 \text{ раза или на } 26,6\%.$$

ГЛАВА 2. ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА ПАРОВЫХ КОТЛОВ

2.1. ТЕПЛОСПРИЯТИЕ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Эффективная и надежная работа котельного агрегата возможна только при рациональной компоновке и схеме расположения отдельных элементов газового тракта, в котором происходит охлаждение продуктов сгорания топлива путем теплопередачи к нагреваемой рабочей среде в водопаровом тракте и к предназначенному для сжигания топлива воздуху в воздухоподогревателе. Для решения этой задачи необходимо знать все варианты конструктивного исполнения элементов поверхностей нагрева и

достигаемых при их работе показателях – изменении температуры и давления теплоносителей.

Парообразующие поверхности паровых котлов различных систем заметно отличаются друг от друга, но всегда располагаются в основном в топочной камере и воспринимают теплоту радиацией. В зависимости от вида сжигаемого топлива топочные экраны воспринимают 40...50% полного количества теплоты, отдаваемой рабочей среде в котле в целом. В поверхностях нагрева горизонтального газохода это тепловосприятие составляет 20...25%, а на поверхности конвективной шахты приходится 30...40% теплоты.

На рис. 2.1 а, б показаны доли тепловосприятия в поверхностях котла, приходящиеся на нагрев воды, парообразование и перегрев пара при разных давлениях в котле с учетом температур перегретого пара и питательной воды.

Так, при среднем давлении (4 МПа) теплоты, получаемой экранами радиационным теплообменом в топке, недостаточно для покрытия полной его потребности на парообразование (62%), в связи с чем часть теплоты, затрачиваемой на испарение воды, передается в экономайзере и в конвективных котельных пучках труб на выходе из топки. Поэтому в барабанных котлах среднего давления обычно экономайзер становится кипящим, в нем питательная вода не только подогревается до температуры насыщения, но и частично превращается в пар. Для этих котлов характерны конвективные испарительные поверхности, образованные из трех-четырех рядов труб на выходе из топки с собственным нижним коллектором, питаемым водой из барабана, а также разводка труб заднего экрана в два-три ряда в зоне пересечения ими горизонтального газохода (фестон).

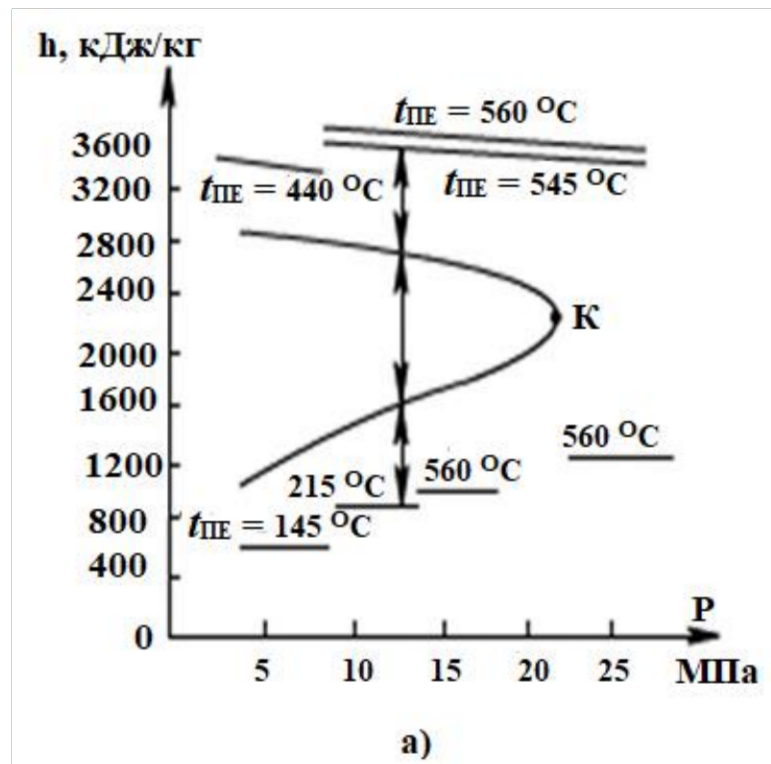
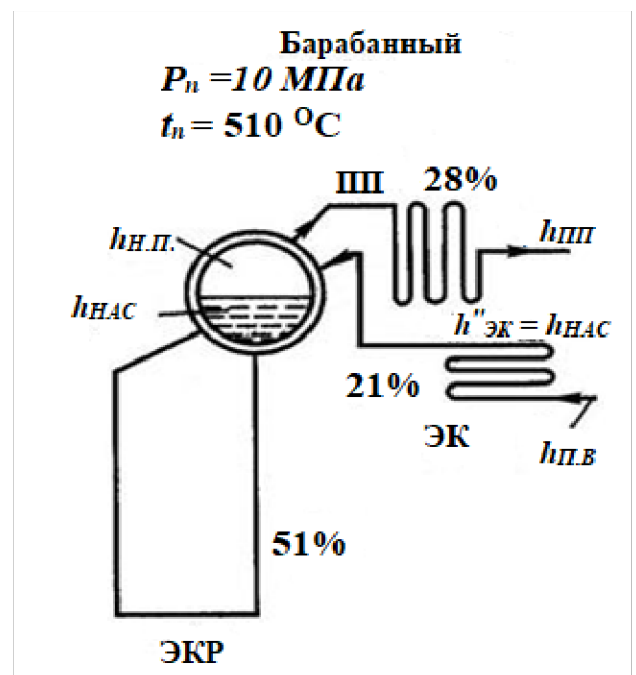
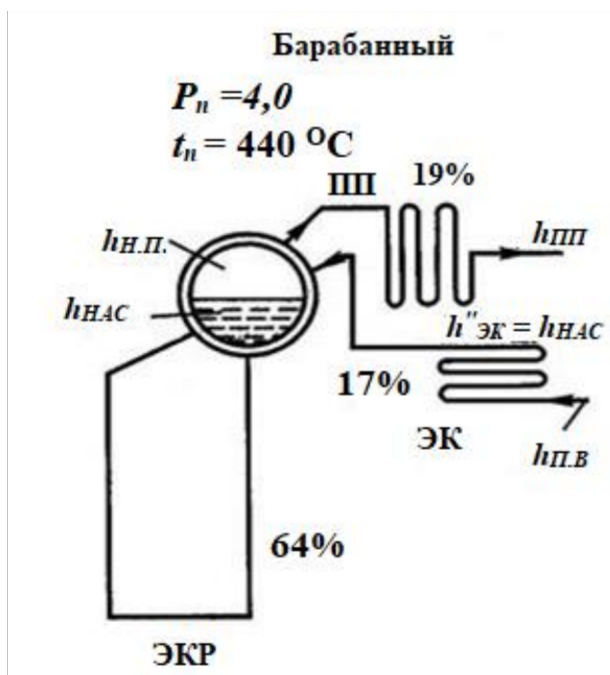
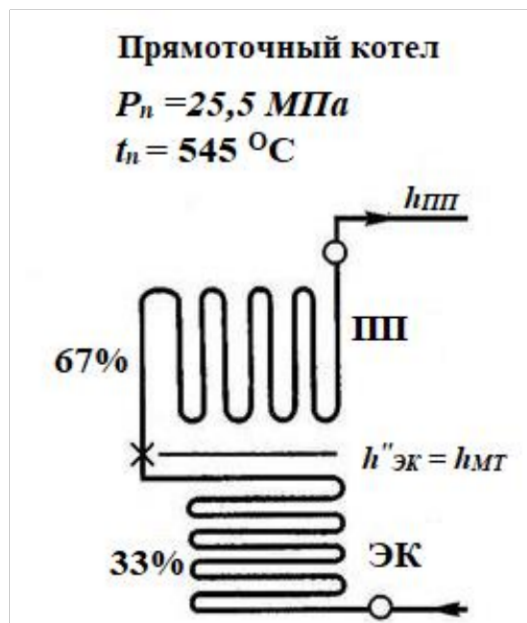
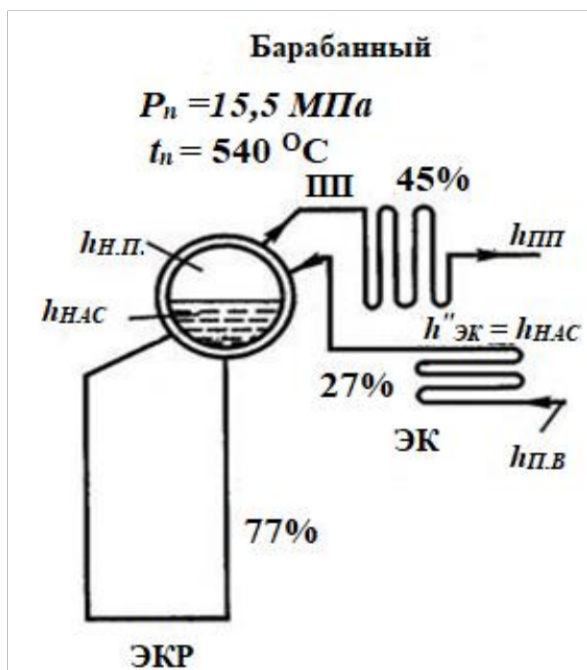


Рис. 2.1. Распределение доли теплоты на подогрев, испарение и перегрев в котлах при разных давлениях и температуре пара на выходе: а - $h - p$ - диаграмма нагрева воды (Δh_B), ее испарения ($\Delta h_{исп}$) и перегрева пара ($\Delta h_{ПЕ}$); б - доли тепловосприятия поверхностей котла; Б - барабан; ЭКР - топочные экраны и доля испарения воды в экранах топки; ЭК - экономайзер и доля подогрева воды до насыщения в поверхности экономайзера; ПЕ - пароперегреватель и доля перегрева пара в поверхности пароперегревателя; $h_{НАС}$, $h_{Н.П.}$ - соответственно энтальпии насыщения воды и насыщенного пара в барабане; $h_{П.В.}$, $h_{П.П.}$ - энтальпии питательной воды на входе в котел и перегретого пара.





б)

В барабанных котлах высокого давления (10 МПа и выше) доля теплоты, используемая на парообразование, в значительной мере снижается (рис. 2.1, а, б), и тепловосприятие экранов в топочной камере становится достаточным для получения требуемого количества пара, в связи с чем экономайзер выполняет только свою основную функцию: подогревает поступающую питательную воду.

При сверхвысоком (18,5 МПа) и особенно при сверхкритическом давлении расширяется область подогрева воды, поэтому не только в конвективных пакетах экономайзера, но и в нижней части топочных экранов происходит нагрев воды до зоны фазового перехода (радиационный экономайзер), а далее расположены поверхности, в которых происходит фазовый переход от состояния воды к состоянию пара и начальный перегрев пара (средняя и верхняя радиационные части экранов топки).

При высоком и сверхкритическом давлениях пароперегревательные поверхности потребляют значительную долю тепловосприятия и не могут разместиться только в горизонтальном газоходе котла (тепловосприятие поверхностей здесь не превышает 20-22 %), поэтому часть поверхности

пароперегревателя занимает верх топки (потолок, настенные панели), а выходной конвективный пакет часто находится в верхней части конвективной шахты (см. рис. 2.1, в).

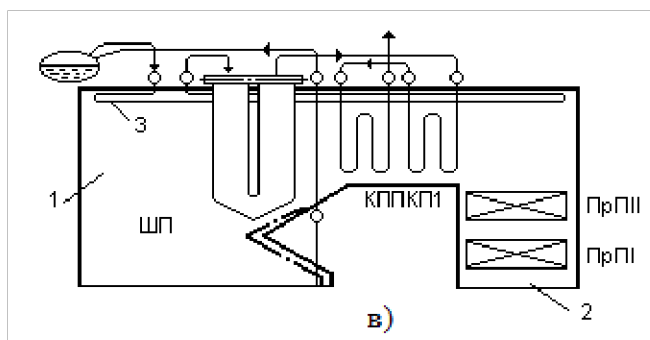


Рис. 2.1 в. Компоновка пароперегревателей в барабанном котле высокого давления: 1 - топочная камера; 2 - конвективная шахта.

В паровых котлах СКД заметно увеличивается доля тепловосприятия пароперегревательных поверхностей, при этом значительная часть этих поверхностей располагается на стенах топки, в зоне высоких тепловых потоков, что ставит специальные задачи по защите металла труб от перегрева.

На тепловосприятие конвективного экономайзера и воздухоподогревателя в конвективной шахте приходится около 30...35% общего тепловосприятия поверхностей котла. Воздухоподогреватель получает в конвективной шахте необходимое количество теплоты для доведения воздуха до заданной температуры, а на долю экономайзера отводят оставшуюся часть.

2.2. КОНСТРУКЦИИ ТОПОЧНЫХ ЭКРАНОВ

Как указано выше, топочные экраны получают до 50% всего тепловосприятия рабочей среды в котле. Они находятся в зоне наиболее высоких температур газов и требуют тщательного конструктивного выполнения для обеспечения надежной работы металла труб. По конструкции различают экраны гладкотрубные, в которых трубы расположены вдоль стены топки с небольшим зазором 4...6 мм (рис. 2.2) и газоплотные, которые могут быть выполнены двух типов: либо из таких же гладких труб, но с вваренными между ними проставками шириной 6-12 мм

(рис.2.2, б), либо с применением специальных плавниковых труб, сваренных между собой (рис. 2.2, в).

Экраны из таких сварных между собой панелей образуют монолитную цельносварную газоплотную конструкцию. Их называют мембранными. Для образования в топке зоны устойчивого воспламенения малореакционных топлив, требующих высокой температуры для их интенсивного горения, экраны всех типов на соответствующих участках покрывают огнеупорной массой с закреплением ее на приваренных к трубам шипах. Такие экраны называют футерованными экранами (рис.2.2, г, д).

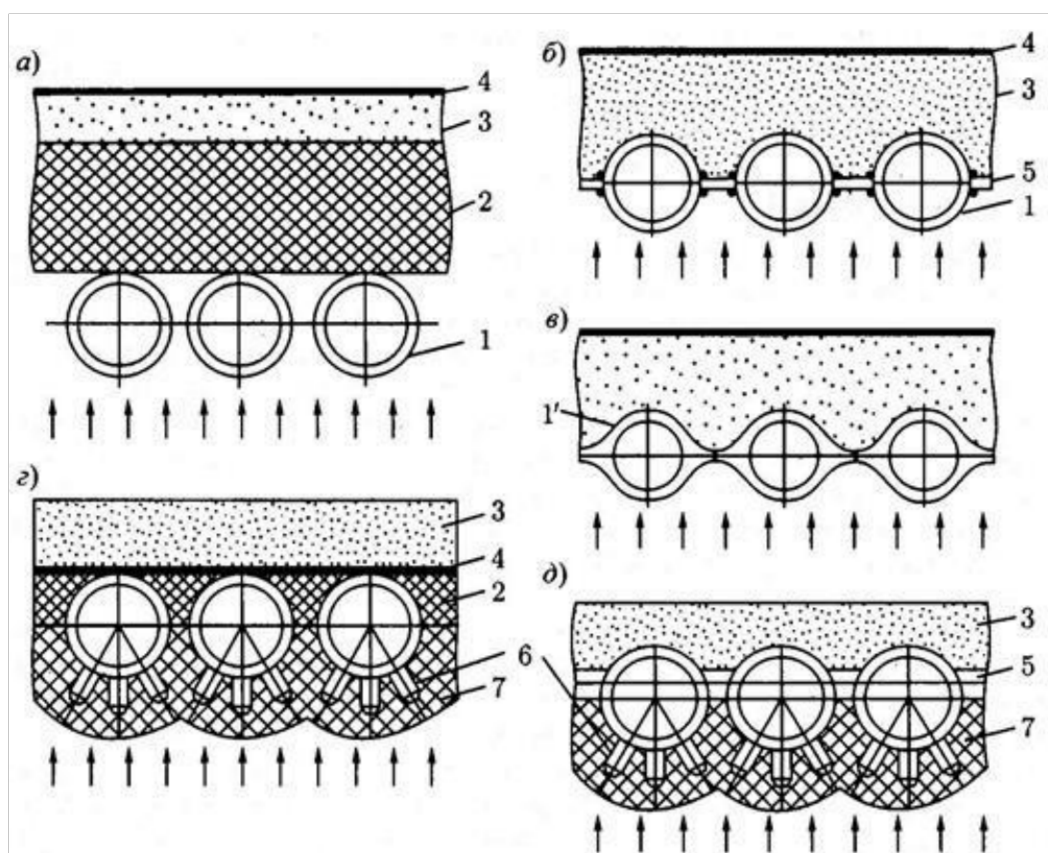


Рис. 2.2. Типы экранирования топки: а — гладкотрубный экран; б — то же с сварными проставками (мембранный); в — газоплотный экран из плавниковых труб; г — футерованный гладкотрубный экран; д — футерованный мембранный экран; 1 — труба; 1' — плавниковая труба; 2 — огнеупорный бетон; 3 — тепловая изоляция; 4 — уплотнительный слой (обмазка, металлический лист); 5 — металлическая проставка; 6 — приварные шипы; 7 — огнеупорная масса.

Гладкотрубные экраны применяются в паровых котлах всех систем, работающих под разрежением газового тракта. При естественной

циркуляции в целях повышения надежности движения рабочей среды в трубах топочные экраны располагаются почти исключительно вертикально и в отдельных случаях круто наклонно. Парообразующие поверхности нагрева прямоточных котлов и котлов с многократной принудительной циркуляцией можно ориентировать в пространстве любым способом, выполняя топочные экраны вертикальными, горизонтальными и подъемно-опускными, поскольку здесь есть возможность организации движения пароводяной смеси со скоростью, предотвращающей нарушение гидравлических режимов.

2.2.1. ВЕРТИКАЛЬНЫЕ ТОПОЧНЫЕ ЭКРАНЫ КОТЛОВ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Обычно топочные экраны выполняются в виде нескольких вертикальных панелей (секций) шириной b_c , которые полностью закрывают все стены топки и имеют только подъемное движение рабочей среды (рис. 2.3).

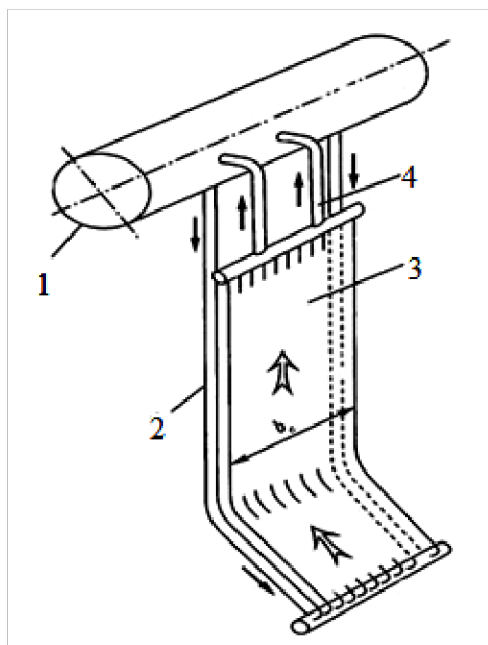


Рис. 2.3. Схема экрана котла с естественной циркуляцией:
 1 — барабан;
 2 — необогреваемые опускные трубы;
 3 — фронтальный экран; 4 — отводящие трубы

Трубы имеют наружный диаметр 83-76-60 мм с толщиной стенки 3,5...5 мм, причем для котлов высокого давления (10 и 14 МПа)

используются трубы меньшего диаметра, но с увеличенной толщиной стенки (до 5 мм).

Экранные трубы секции, как правило, объединяются нижним и верхним коллекторами и отводящими трубами большего диаметра, чем экранные. Сечение опускающих и отводящих труб составляет 30...50 % сечения подъемных труб каждой секции.

Экранные трубы заднего экрана в отличие от других экранов должны пересечь газовое окно на выходе из топки в горизонтальный газоход. Для обеспечения достаточного прохода газов между трубами в зоне газового окна расположены разреженные отводящие трубы, либо трубы заднего экрана, разведённые в 3...4 ряда (эта конструкция получила название фестон рис.2.4.).

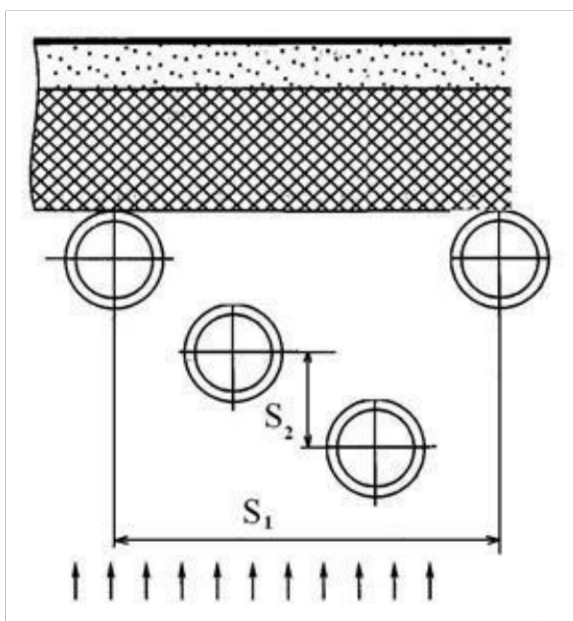


Рис. 2.4. Схема фестона

Плотность экранирования стен характеризуется отношением шага труб к диаметру $s_{\text{Э}} = s_{\text{Э}}/d$ и составляет $s_{\text{Э}} = 1,07...1,1$.

Экранные секции закрепляются сверху, верхний коллектор опирается на горизонтальные балки потолочного перекрытия каркаса котла. Компенсация теплового расширения экранной секции предусмотрено в нижнем направлении. Нижние коллекторы имеют свободу вертикальных

перемещений в пределах расчетного теплового расширения экрана (60...100 мм).

Для повышения прочности экрана (за счет разности давления в топке и снаружи стена топки воспринимает давление 5...10 т) и исключения вибрации при пульсирующем давлении в топке экраны укрепляют установленными по горизонтали двутаврами - поясами жесткости (рис. 2.5).

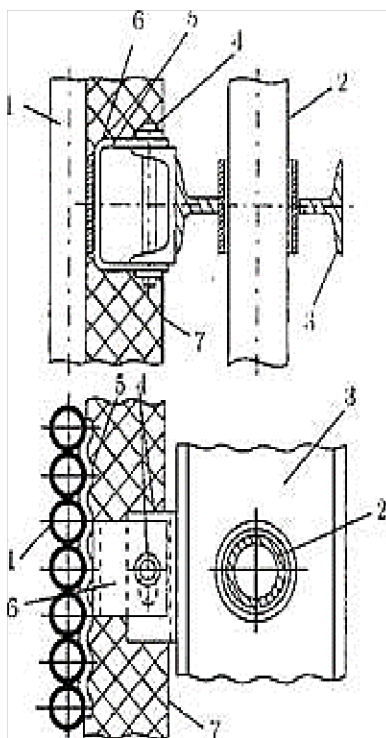


Рис. 2.5. Установка пояса жесткости экранных труб: 1 - труба экрана; 2 - опускная труба; 3 - двутавр пояса жесткости; 4 - соединение пояса жесткости с секцией труб; 5 - крепежная профильная лента секции труб; 6 - соединительная скоба; 7 - обмуровка и тепловая изоляция

Двутавры связаны с трубами экрана и охватывают по периметру всю топку через 3-4 м высоты, перемещаются вместе с трубами при тепловом расширении.

В котлах большой мощности в отдельных случаях по середине топке установлен двухсветный экран (рис. 2.6, а), разделяющий топку на две полутопки.

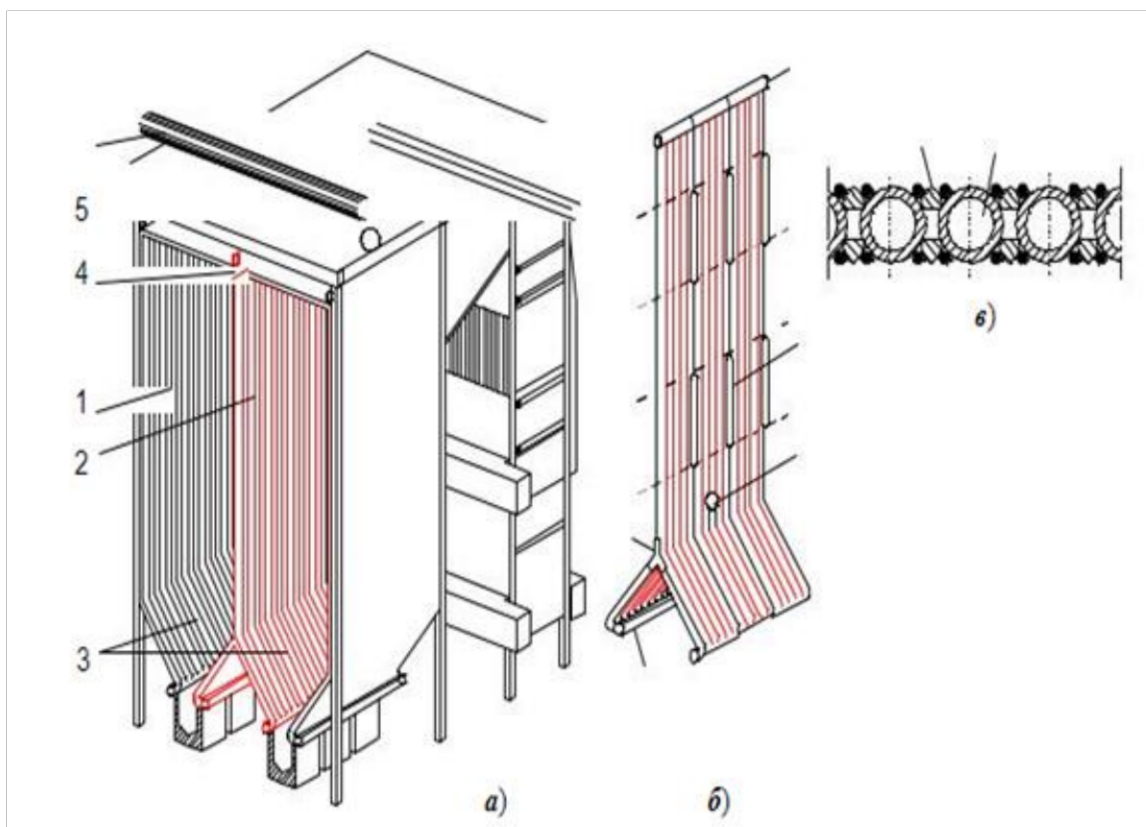


Рис. 2.6. Выполнение двухцветного экрана: а – компоновка двухцветного экрана; б – общий вид экрана; в – узел сварки труб экрана; 1 – коллектор; 2 – окно для выравнивания давления; 3 – тройник для перехода к одному ряду труб; 4 – труба экрана; 5 – приварной пруток; 6 – ремонтный лаз.

Такой экран увеличивает тепловоспринимающую поверхность без изменения сечения топки, интенсивно охлаждает топочные газы, благодаря чему можно уменьшить высоту топки. Трубы этого экрана по высоте нельзя закрепить к каким-либо неподвижным внешним конструкциям, между собой они скрепляются в нескольких местах путем сварки через пруток (рис. 2.6, б). Для выравнивания давления в обеих полутопках в двухцветном экране выполнены окна.

В последние годы применяются конструкции экранов с натрубной обмуровкой. Такая обмуровка стен топки оказалась достаточно легкой и может быть прикреплена непосредственно к трубам экрана на котлостроительном заводе после сборки секции экрана. Таким образом, на монтажно-сборочную площадку строящейся ТЭС поступают готовые секции

топки. После их монтажа необходимо только уплотнить швы между секциями.

2.2.2. ТОПОЧНЫЕ ЭКРАНЫ ПРЯМОТОЧНЫХ КОТЛОВ

В прямооточных котлах кратность циркуляции рабочей среды в экранах равна 1, в то время как при естественной циркуляции она составляет 10...30. Кроме того, скорость рабочей среды при прямооточном принудительном движении примерно в 2 раза выше, чем при естественной циркуляции. Поэтому необходимое сечение для пропуска рабочей среды прямооточного котла в 20...40 раз меньше, чем при естественной циркуляции и той же паропроизводительности. Здесь весь поток рабочей среды проходит только через 2...4 параллельных секции, называемые лентами (панелями), состоящими из 40...60 труб и имеющими каждая ширину 2...3 м.

Поскольку движение рабочей среды в этих экранах принудительное, то уменьшение диаметра труб за счет роста сопротивления не вызовет снижение скорости движения, как это имеет место при естественной циркуляции, где дальнейшее уменьшение диаметра труб менее 60 мм нежелательно. Топочные экраны прямооточных котлов выполняются из труб диаметром 32...42 мм с толщиной стенки 4...6 мм. Уменьшение диаметра труб по сравнению с естественной циркуляцией дает экономию металла при экранировании стен топки до 30%. Однако уменьшение диаметра труб при сохранении массовой скорости потока требует увеличения числа параллельных труб. Увеличение тепловой мощности котла и уменьшение диаметра труб приводят к заметному увеличению ширины ленты, а чем шире лента, тем больше влияние неравномерности обогрева параллельных труб, образующих ленту. Поэтому при малом диаметре труб, в мощных паровых котлах выполняется параллельно несколько лент (заходов), при этом ширина каждой ленты остается небольшой. Получается два - четыре параллельных потока рабочей среды с независимым регулированием расхода и температуры по каждому потоку.

При экранировании стен топки применяются различные схемы панелей и их расположение. В нижней радиационной части топки (НРЧ), где характерны высокие тепловые потоки, падающие на экраны, предпочитают применять вертикальные экранные панели с подъемным движением рабочей среды, обеспечивающие равномерное распределение среды по всем трубам и надежный отвод теплоты от металла (рис. 2.7, а).

Полная экранизация стен НРЧ достигается при большом числе параллельных панелей, включенных по рабочей среде последовательно, но тогда конструкция экрана усложняется. Средняя и верхняя радиационная части топки (СРЧ и ВРЧ) экранированы плоскими горизонтально - подъемными панелями, закрывающими по высоте часть стены топки или ее половину (рис. 2.7, б). Для выравнивания давления и температуры среды по панелям после получения определенного тепловосприятия установлен узел смешения рабочей среды.

Горизонтально - наклонная навивка трубных лент по стенам топки, предложенная проф. Л.К. Рамзиным (рис. 2.7, в), отличается наименьшей тепловой разверткой между трубами в секции (ленте).

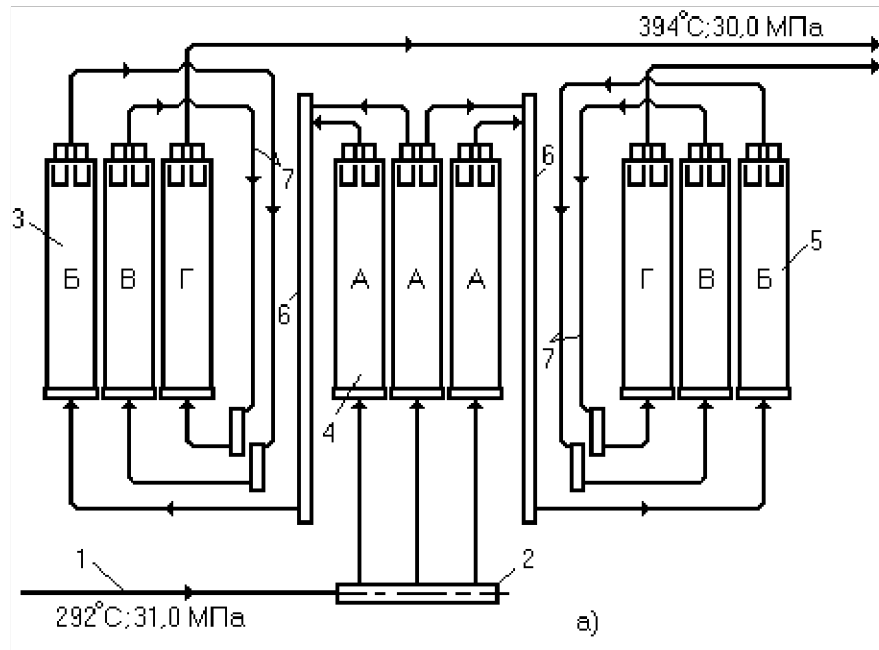


Рис.2.7 а. Вертикальные панели экранирования НРЧ в прямоточных котлах: 1 - подвод воды; 2 - раздающий коллектор; 3, 4, 5 - фронтные, боковые и задние настенные панели; 6 - опускной смесительный коллектор; 7 - перепускные трубы.

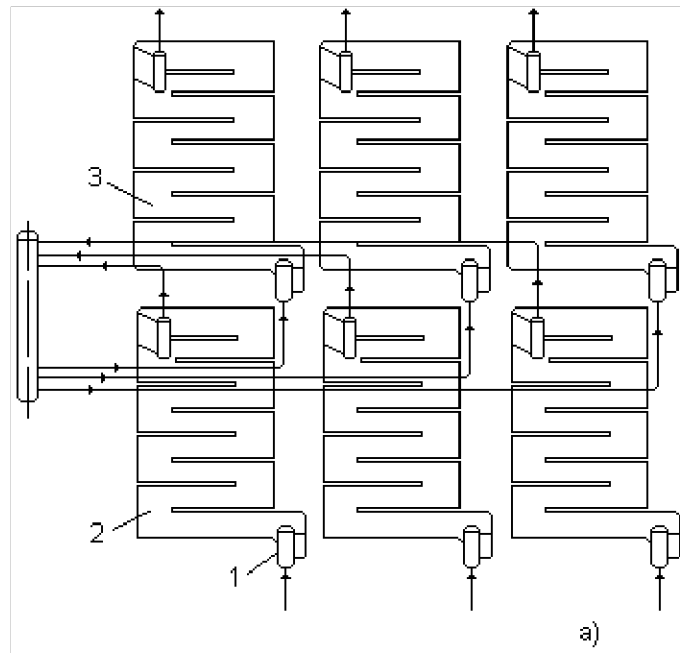


Рис.2.7 б. Панели с горизонтальноподъемным движением в СРЧ прямоточного котла: 1 - коллектор; 2, 3 - нижняя и верхняя секции панели.

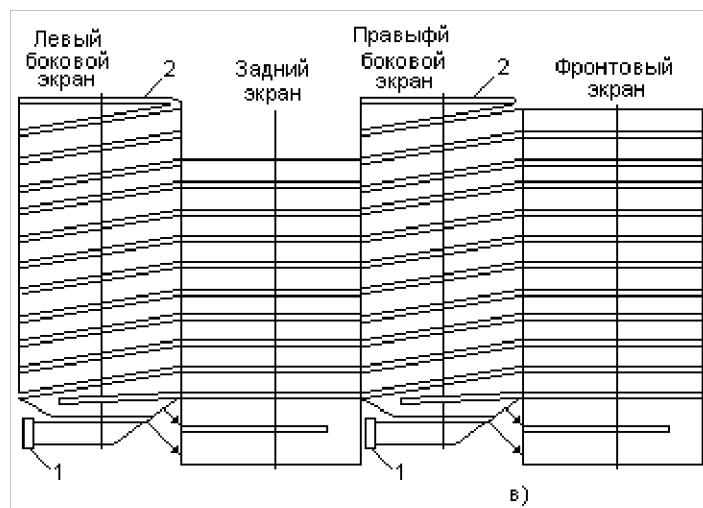


Рис.2.7 в. Развертка топочного экрана котла с навивкой Рамзина: 1 - входной коллектор; 2 - выходной коллектор

Рабочая среда движется от нижнего коллектора ленты до верхнего, многократно опоясывая топочную камеру. Такая навивка имеет минимальное количество коллекторов и гидравлически устойчивые характеристики движения при любом рабочем давлении. Основным недостатком навивки Л.К. Рамзина является невозможность конструктивного выполнения в виде готовых плоских настенных панелей, необходимость выполнения большого

числа сварных стыков труб при монтаже. Эти обстоятельства ограничивают применение данной схемы навивки на мощных паровых котлах.

2.2.3. СПЕЦИАЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ ЭКРАНОВ

Газоплотные сварные экраны находят широкое применение в современных конструкциях котлов, имеют на 10...15% меньшую массу металла на единицу лучевоспринимающей поверхности по сравнению с гладкотрубными. Шаг труб увеличен до $s_1 = (1,4...1,45) d$, так как между трубами ввариваются проставки шириной до 14...16 мм, соответственно сокращается число труб, а суммарное сечение их подбирается по условиям обеспечения необходимой массовой скорости рабочей среды. Эти экраны находятся в лучших условиях работы, так как часть поглощенной плавниками (проставками) теплоты передается тыльной стороне труб благодаря растечке теплового потока, что превращает эту часть труб в активную поверхность нагрева. В таком экране исключены выход отдельных труб из плоскости экрана и ухудшение по этой причине их температурного режима.

Для уменьшения периметра топки газоплотные топочные экраны проектируются на повышенную удельную паропроизводительность фронта 22...35 кг/с пара на 1 м ширины топки (при мощности котла 300...800 МВт). При этом глубину топочной камеры несколько увеличивают, приближая ее к квадратному сечению, имеющему при одинаковых теплонапряжениях сечения минимальный периметр. В негазоплотных топках удельная паропроизводительность фронта на 12...15% меньше, а отношение ширины к глубине топки около 2:1.

Особенно высоко требование плотности в котлах, работающих под наддувом, в которых значительно избыточное давление продуктов сгорания в топочной камере. Обеспечение плотности в потолочном экране таких котлов представляет наибольшие трудности в связи с тем, что через него проходят к вышерасположенным коллекторам трубы поверхностей нагрева. Поэтому над

потолочным экраном помещают вторую ограждающую стенку, так называемый шатер (рис. 2.8, а).

Все пароперебросные трубы между отдельными пакетами перегревателя расположены внутри шатра. Шатер находится под давлением воздуха после дутьевого вентилятора, поэтому неплотность в проходе труб поверхностей нагрева через потолок не приводит к загазованности объема шатра. Более совершенные уплотнения должны иметь отводящие трубы на выходе из шатра, но их число незначительно, и они выводятся через специальные сильфонные уплотнения, показанные на рис. 2.8, б.

Наиболее ответственным узлом при выполнении газоплотного экрана является уплотнение мест вывода труб из топки. На стыке НРЧ, СРЧ и ВРЧ при смещении рабочей среды, поступающей из отдельных панелей, выполняются закрытые стальные короба, внутри которых помещены смесительные коллекторы (рис. 2.8, в). Кроме того, щели между трубами в зоне сопряжения панелей дополнительно закрываются приварными гребенчатыми проставками.

Потолочный экран выполняется из отдельных блоков газоплотных панелей. Для прохода труб ширм, подвесных труб конвективных пакетов в потолочных панелях специальной разводкой труб выполнены отверстия, а места прохода уплотнены.

Камеры интенсивного горения твердого топлива (при жидком шлакоудалении), циклонные топки ограждены футерованными экранами (рис. 2.8, г, д).

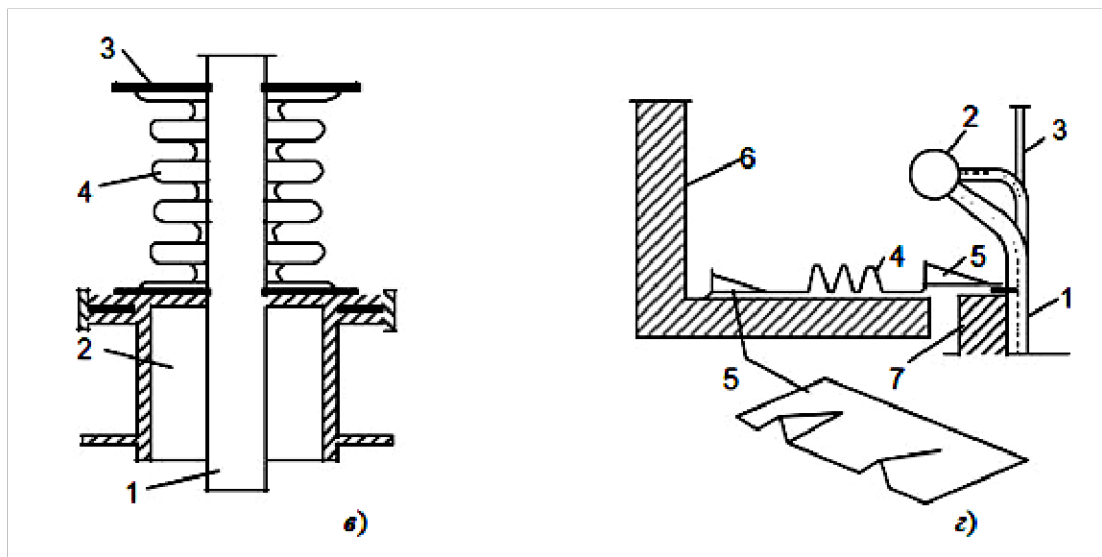
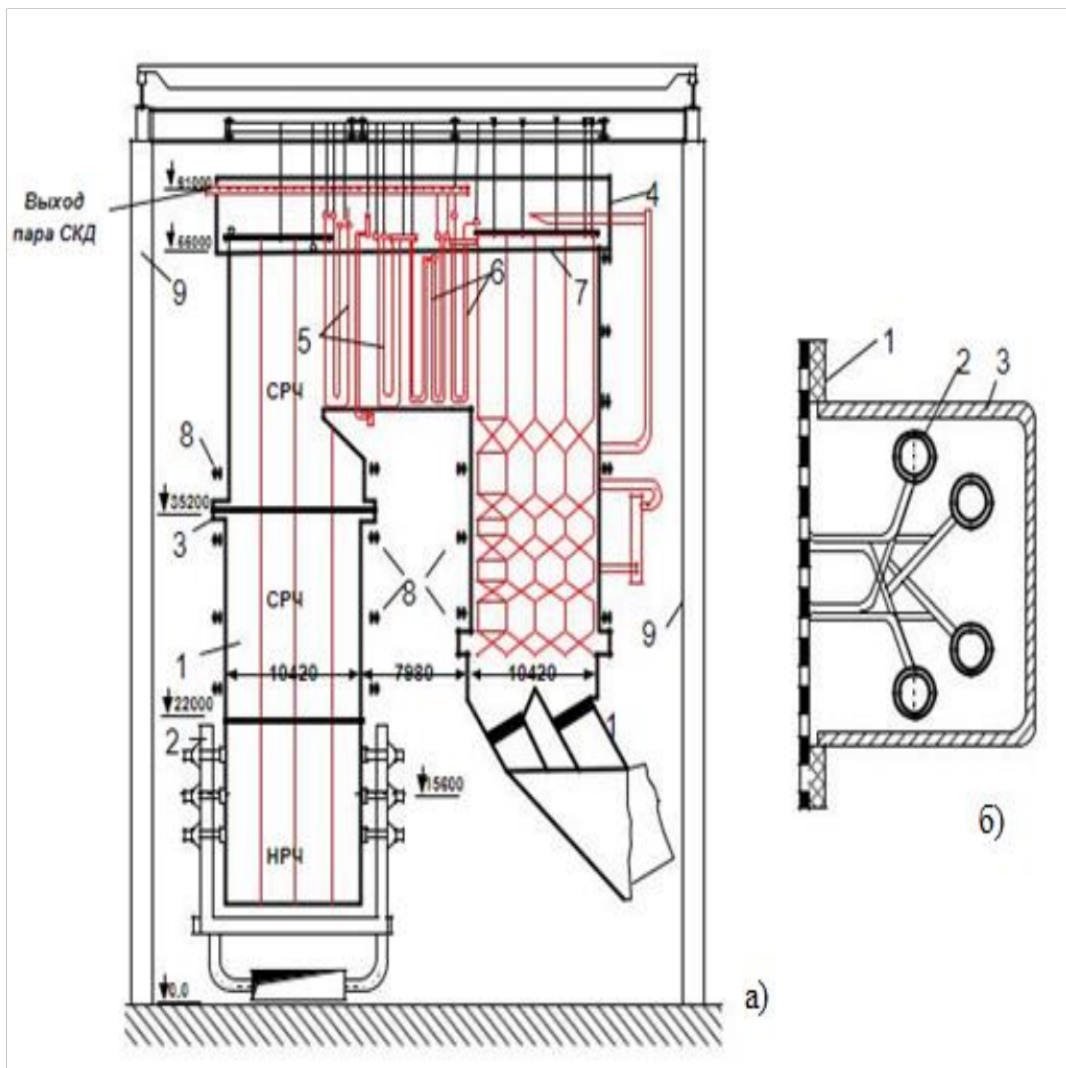


Рис.2.8. Газоплотный паровой котел и его узлы уплотнения: а - общий вид котла: 1 - топка; 2 - горелки; 3 - узел разъема экранных панелей; 4 - уплотнительный верхний короб (шатер); 5 - ширмовая поверхность пароперегревателя; 6 - конвективная поверхность пароперегревателя; 7 - потолочный экран; 8 - пояс жесткости экранов; б - узел уплотнения прохода труб через стенку: 1 - отводящая труба; 2 - выводная

камера; 3 - герметизирующая пластина; 4 - сильфон; в - узел разъема экранных панелей: 1 - газоплотный экран; 2 - смесительный коллектор; 3 - уплотняющий металлический короб с тепловой изоляцией; г - соединение шатра со стеной топки: 1 - газоплотный экран; 2 - коллектор; 3 - подвеска экрана; 4 - сильфонный компенсатор; 5 - гофрированная пластина; 6 - стенка шатра топки; 7 - обмуровка топки

Для создания футерованного экрана к трубам контактной или угловой сваркой приваривают шипы (прутки) диаметром 10 мм и высотой 15...25 мм. Шипы являются каркасом для крепления набивной массы из огнеупорного материала, отводящим от нее теплоту к экранным трубам. Набивная масса в несколько раз уменьшает тепловосприятие экранов. Вместе с тем ее теплопроводность должна быть достаточной для отвода воспринимаемого излучения и исключения перегрева футеровки, когда последняя начинает быстро разрушаться.

В качестве новых типов ошиповки применяется оребрение накаткой ребер по наружной поверхности труб. Накатанные трубы чрезвычайно стойки, технологичны, хорошо удерживают набивную массу и удобнее при ремонте экранов.

2.3.1. ВИДЫ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕЙ

Пароперегреватель предназначен для перегрева, поступающего в него насыщенного пара до заданной температуры перегрева и является одним из наиболее ответственных элементов котла. При высокой температуре пара металл перегревателя работает в условиях, близких к предельно допустимым.

По тепловосприятию и конструкции различают пароперегреватели:

конвективные, располагаемые в конвективных газоходах котла и получающие теплоту, главным образом, конвекцией;

радиационные, размещаемые на стенах и потолке топочной камеры и горизонтального газохода и получающие теплоту, в основном радиацией от высоконагретых газов;

полурадиационные, находящиеся в верхней части топки на входе в горизонтальный газоход и выполняемые в виде плоских ширм или лент,

собранных из пароперегревательных труб, находящихся друг за другом в одной плоскости.

По назначению пароперегреватели делятся на основные, в которых перегревается пар высокого и сверхкритического давления, и промежуточные - для повторного (вторичного) перегрева пара, частично отработавшего в турбине.

Конвективные пароперегреватели выполняются из стальных труб наружным диаметром 32...42 мм для высокого и сверхкритического давления и толщиной стенки 5...7 мм. В промежуточных пароперегревателях при более низком давлении пара используют диаметр труб 42...50 мм при толщине стенки 4...5 мм.

Обычно для пароперегревателей применяются гладкие трубы, так как они технологичны в производстве, мало подвержены наружным отложениям и легче от них освобождаются. Недостатком гладкотрубных поверхностей нагрева - невысокое тепловосприятие при умеренных скоростях газового потока. Из труб пароперегревателя образуются змеевики с радиусами гибов труб не менее $1,9d$. Концы змеевиков приварены к коллекторам круглого сечения. Так образуются змеевиковые пакеты перегревателя. Расстояние между рядами змеевиков составляет $s_1 = (2...5) d$. Змеевики выполняются одно- двух- и многорядные (рис. 2.9) и отличаются числом параллельных труб, образующих змеевик. При большой мощности котла пароперегреватели выполнены обычно в 3...4 ряда труб. При этом затрудняются условия для приварки концов труб к коллектору, увеличивается число сверлений в нем и снижается его прочность. Поэтому при увеличенном числе труб в ряду используются два коллектора для образования змеевика.

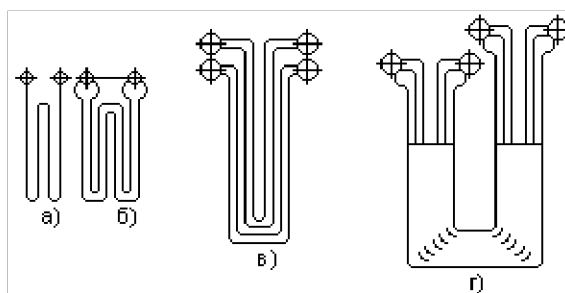


Рис. 2.9. Типы конвективных змеевиков пароперегревателя: а - однорядный; б - двухрядный; в - четырехрядный; г - многорядный (ленточный).

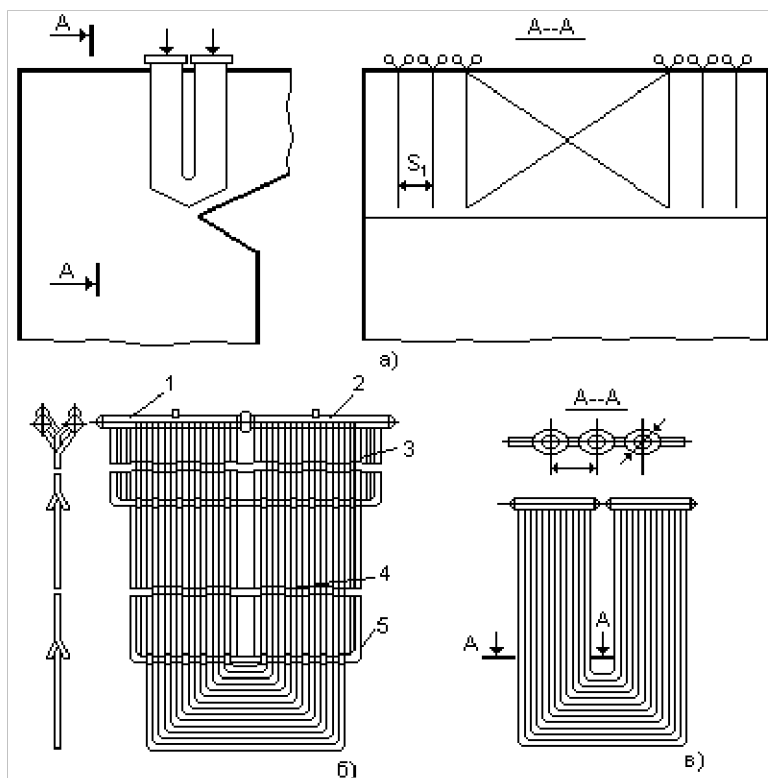


Рис.2.10 Расположение и конструкции ширмового пароперегревателя: а - расположение ширм на выходе из топки; б - обвязка труб ширмы; в - вид цельносварной ширмы;

1 - входной коллектор;
2 - выходной коллектор;
3, 5 - обвязочные трубы верхнего и нижнего уровней;
4 - трубы ширмы.

Ширмовые конструкции пароперегревателя представляют собой, как правило, систему из большого числа вертикальных труб (14...50 шт.), образующих широкую плоскую ленту, которая имеет один гиб на 180° и состоит из опускающего и поднимающего участков (рис. 2.10). Ширмы размещаются на выходе из топочной камеры на заметном удалении друг от друга, шаг ширм $s_1 = 550...700$ мм, т.е. (17...22) d , для исключения возможности зашлаковывания газовых коридоров между ними. Газовый поток движется вдоль плоских ширм и передает теплоту трубам ширм радиационным и конвективным путем.

Для исключения выхода отдельных труб из плоскости ширмы выполняется перевязка труб ширм в двух уровнях по высоте за счет вывода

из ряда двух крайних (лобовых) труб и пропуска их с двух сторон снаружи ленты горизонтально за последний подъемный ряд труб (рис. 2.10, б). На горизонтальном участке эти трубы связаны между собой проставками и строго фиксируют остальные трубы в одной плоскости.

Ширмовые пароперегреватели являются радиационно - конвективными поверхностями, их тепловосприятие складывается из значительной доли радиационного излучения от ядра факела и раскаленных газов в объеме между ширмами и доли конвективного теплообмена, так как газы омывают ширмы продольно - поперечным потоком со скоростью 5...8 м/с. Ширмовые пароперегреватели воспринимают 30...40% всего тепловосприятия пароперегревателя. В последнее время ширмы стали выполняться не из гладких, а из плавниковых труб либо из гладких труб с вваренными между ними поставками;

получаются так называемые цельносварные ширмы (рис. 2.10, в). Такие ширмы меньше шлакуются, легче очищаются от наружных загрязнений, трубы ширм не выходят из ранжира, горизонтальные цельносварные ширмы могут выполняться с опорой по краям без промежуточных опор и подвесок, так как представляют собой жесткую плоскую систему.

Радиационные пароперегреватели выполняются настенными и их обычно размещают в верхней части топки, где ниже тепловые потоки. Радиационный пароперегреватель барабанного парового котла обычно занимает потолок топки, а если этого недостаточно, то его размещают и на вертикальных ее стенах (см. рис. 2.11).

Настенные перегреватели, выполненные в виде панели на всю высоту топки (вместо экранных испарительных труб), оказываются менее надежными, так как отвод теплоты от металла к пару во много раз слабее, чем в кипящей воде. Особенно тяжелый режим имеет металл труб настенного перегревателя при сниженных нагрузках, когда расход пара в трубах заметно снижается. Поэтому радиационные панели перегревателя при необходимости располагаются поверх экранных труб в верхней части топки.

В прямоточных паровых котлах радиационные поверхности пароперегревателя обычно полностью занимают верхнюю часть топки (ВРЧ), потолок и стены горизонтального газохода.

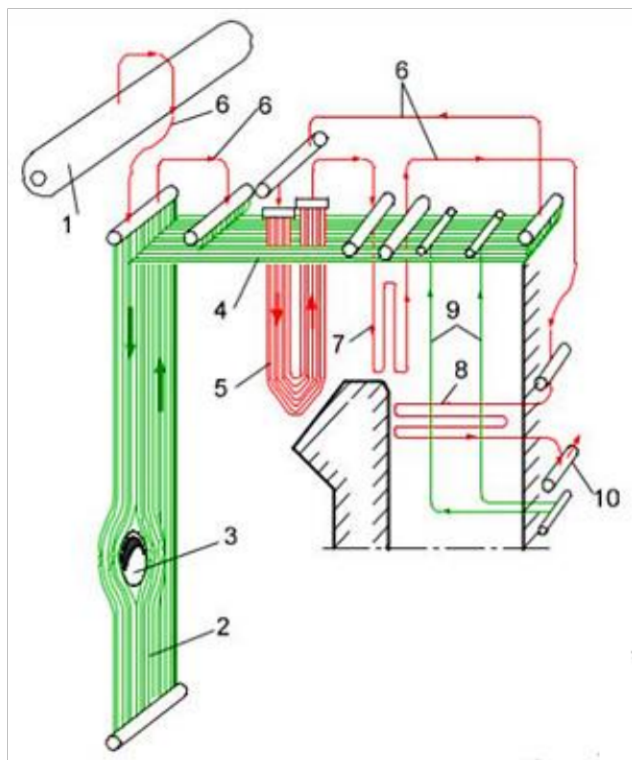


Рис. 2.11. Схема движения пара в котле высокого давления с естественной циркуляцией: 1 - барабан; 2 - настенная радиационная панель перегревателя; 3 - разводка труб для горелки; 4 - потолочный пароперегреватель; 5 - ширмовый пароперегреватель; 6 - необогреваемые перепускные трубы; 7, 8 - змеевики вертикального и горизонтального пакетов перегревателя; 9 - подвесные трубы; 10 - камера перегретого пара

На мощных энергетических блоках применяется промежуточный перегрев пара. Учитывая относительно низкое давление пара, поступающего из цилиндра паровой турбины (3...4 МПа), гидравлическое сопротивление пакетов промежуточного пароперегревателя должно быть небольшим (0,2...0,3 МПа). Это ограничивает массовую скорость пара и при большом удельном объеме его требует применения труб большого диаметра, (44...54 мм) что снижает коэффициент теплоотдачи от стенки к пару. Низкие значения внутреннего коэффициента теплоотдачи, особенно в выходной его части, вызывают в ряде случаев недопустимое повышение температуры перлитной стали, из которой выполняется пароперегреватель. Для обеспечения надежности такой пароперегреватель расположен в зоне умеренного обогрева (температура газов на входе не выше 850°C). Интенсифицировать внутренний теплообмен можно применением труб с

внутренним продольным винтовым оребрением. Такая конструкция заметно увеличивает поверхность внутреннего теплообмена и повышает турбулентность потока.

2.3.2. КОМПОНОВКА ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЕЙ

Поскольку тепловосприятие пароперегревателей при высоком и сверхкритическом давлении пара достаточно большое (35% и более общего тепловосприятия поверхностей котла), его выполняют комбинированным, включающим все три вида (радиационный настенный, полурadiационный ширмовый или ленточный и змеевиковый конвективный). На рис. 2.10 показан один из первоначальных вариантов такого комбинированного пароперегревателя на котлах высокого давления.

Для 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 трубы по отношению к температуре проходящего по ней пара и разверку температур в отдельных (более сильно обогреваемых) трубах по сравнению со средней расчетной.

Поэтому обычно радиационная часть пароперегревателя используется на начальном этапе перегрева пара, когда его температура невелика, что облегчает условия работы металла. Также с достаточно высокими средними тепловыми напряжениями и в условиях заметной неравномерности температур газового потока работают полурadiационные поверхности, которые обычно располагают в средней зоне перегрева пара. Завершающий этап перегрева осуществляется 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 легированной, стали, будет чрезмерно большой.

Первый конвективный (холодный) пакет часто устанавливают также в зоне умеренных температур газов. Это позволяет использовать для выполнения пакета более дешевую углеродистую сталь (при температуре стенки $t_{СТ} < 450^{\circ}\text{C}$).

На рис. 2.12 а, б, в, г приведены характерные типы компоновок пароперегревательных поверхностей для барабанных котлов высокого давления (ВД) и прямоточных котлов сверхкритического давления (СКД).

Вариант (рис. 2.12, а) характерен для котлов относительно небольшой паропроизводительности ($D < 116,6$ кг/с) при давлении пара $p_{П} < 13,8$ МПа. Такие паровые котлы часто не имеют промежуточного пароперегревателя, а пароперегреватель ВД располагается на потолке и в горизонтальном газоходе.

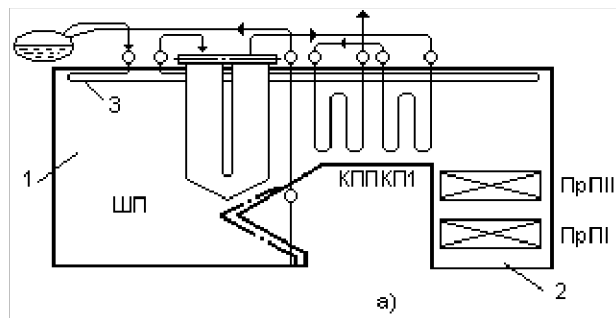


Рис. 2.12 а. Компоновка пароперегревателей в барабанном котле высокого давления: 1 - топочная камера; 2 - конвективная шахта; 3 - радиационный потолочный и настенный пароперегреватель. Виды пароперегревателей: ШП - полурadiационный ширмовый; ПрП - промежуточный.

Вариант компоновки (рис. 2.12, б, в) применяется на барабанных и прямоточных котлах электрической мощностью 200-300 МВт ($D = 186$ ÷ 278 кг/с) с промежуточным перегревом пара. При этом на прямоточных котлах перегрев пара начинается в экранах средней (СРЧ) и верхней (ВРЧ) радиационных частей топки, как показано на рис. 2.12, в. Здесь выходная (горячая) ступень пароперегревателя ВД или СКД вынесена в верхнюю часть опускной конвективной шахты, где исключается интенсивное прямое

тепловое излучение из ядра факела в топке и ниже температура греющих газов.

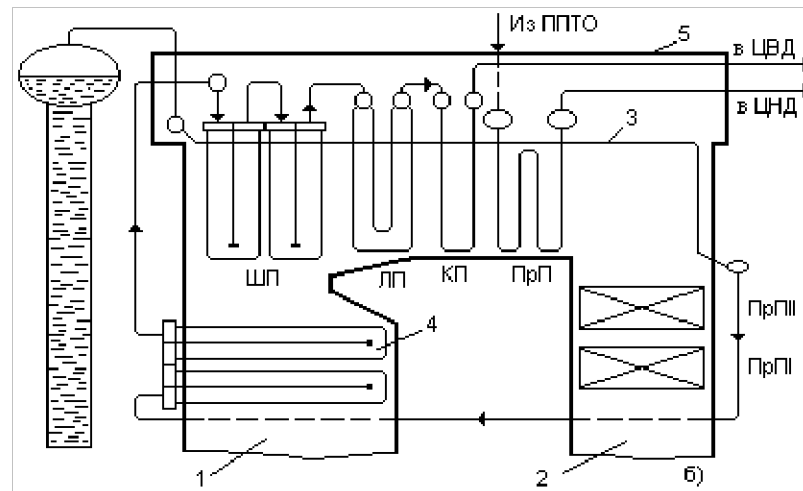


Рис. 2.12 б. Компоновка пароперегревателей в барабанных котлах большой мощности: 1 - топочная камера; 2 - конвективная шахта; 3 - радиационный потолочный и настенный пароперегреватель; 4 - радиационные топочные панели; 5 - уплотнительный короб потолка котла (шатер). Виды пароперегревателей: ШП - полурadiационный ширмовый; ЛП - ленточный; КП - змеевиковый конвективный; ПрП - промежуточный. Другие обозначения: НРЧ - нижняя радиационная часть; СРЧ - средняя радиационная часть; ВРЧ - верхняя радиационная часть; ЦВД - цилиндр высокого давления турбины; ЦНД - цилиндр низкого давления турбины; ППО - паропаровой теплообменник.

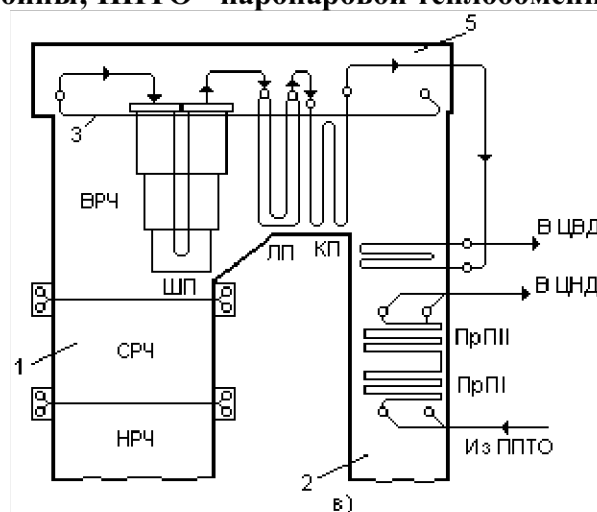


Рис. 2.12 в. Компоновка пароперегревателей в прямоточном котле при сверхкритическом давлении и сжигании твердого топлива: 1 - топочная камера; 2 - конвективная шахта; 3 - радиационный потолочный и настенный пароперегреватель; 4 - радиационные топочные панели; 5 - уплотнительный короб потолка котла (шатер). Виды пароперегревателей: ШП - полурadiационный ширмовый; ЛП - ленточный; КП - змеевиковый конвективный; ПрП - промежуточный. Другие обозначения: НРЧ - нижняя радиационная часть; СРЧ - средняя радиационная часть; ВРЧ - верхняя радиационная часть; ЦВД - цилиндр высокого давления турбины; ЦНД - цилиндр низкого давления турбины; ППО - паропаровой теплообменник.

На газомазутных (барабанных и прямоточных) котлах горизонтальный газоход может быть развит в глубину (по ходу газов), тогда в основном поверхности пароперегревателя (высокого давления и промежуточного перегрева) размещаются в нем (рис. 2.12, б, г), трубные змеевики, образующие поверхность, выполняются вертикальными и подвешены за коллекторы, находящиеся сверху в уплотнительном коробе. Такое расположение облегчает систему крепления тяжелых змеевиковых пакетов и обеспечивает наименьшее загрязнение труб снаружи золовыми частицами.

На рис. 2.12, 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 и пароперегреватель занимает значительную часть конвективной шахты, а выходная его ступень размещается в конце горизонтального газохода.

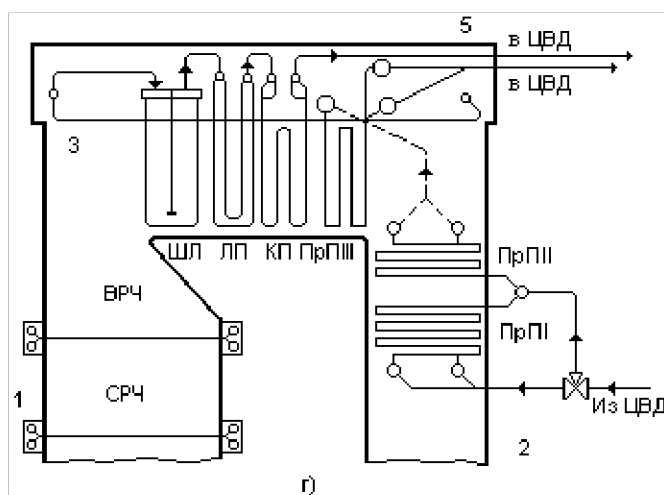


Рис. 2.12 г. Компоновка пароперегревателей в прямоточном котле при сверхкритическом давлении при сжигании газа и мазута: 1 - топочная камера; 2 - конвективная шахта; 3 - радиационный потолочный и настенный пароперегреватель; 4 - радиационные топочные панели; 5 - уплотнительный короб потолка котла (шатер). Виды пароперегревателей: ШП - полурadiационный ширмовый; ЛП - ленточный; КП - змеевиковый конвективный; ПрП - промежуточный. Другие обозначения: СРЧ - средняя радиационная часть; ВРЧ - верхняя радиационная часть; ЦВД- цилиндр высокого давления турбины; ЦНД- цилиндр низкого давления турбины; ППО - паропаровой теплообменник.

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 высоком давлении.

2.4.1. ВОДЯНЫЕ ЭКОНОМАЙЗЕРЫ

Экономайзеры выполняются подобно пароперегревателям с горизонтальными змеевиками в конвективной шахте, их применяют при любом рабочем давлении.

Для интенсификации теплообмена и уменьшения загрязнения змеевики экономайзера выполняются из стальных труб уменьшенного диаметра: наружный 28...32 мм при толщине стенки 2,5...3,5 мм. Концы змеевиков, как и в других поверхностях нагрева, объединены входным и выходным коллекторами (рис. 2.13, а). В паровых котлах, работающих под разрежением, для обеспечения газовой плотности (исключения присоса воздуха в газоход через зазоры между трубами и обмуровкой) и уменьшения потерь теплоты входные и выходные коллекторы помещены в теплоизолирующие камеры (рис. 2.13, б), а заданный шаг труб в пакете обеспечивается опорными стойками, которые крепятся к специальным воздухоохлаждаемым балкам, находящимся внутри газохода, и передают на них нагрузку от змеевиков экономайзера (рис. 2.13, б, в).

В газоплотных котлах почти всегда внутри газохода помещены и коллекторы, служащие одновременно опорой для змеевиков экономайзера (рис. 2.13, г). Расположение труб экономайзера обычно шахматное, коридорное расположение по условиям теплообмена нецелесообразно.

Движение воды в экономайзере - восходящее, что обеспечивает свободный выход с водой выделяющихся при нагреве газов и образующегося в случае кипения воды в экономайзере пара. Для удобства ремонта и

эксплуатации поверхность экономайзера по ходу продуктов сгорания разделена на пакеты высотой до 1 м. Разрывы между пакетами 650...800 мм.

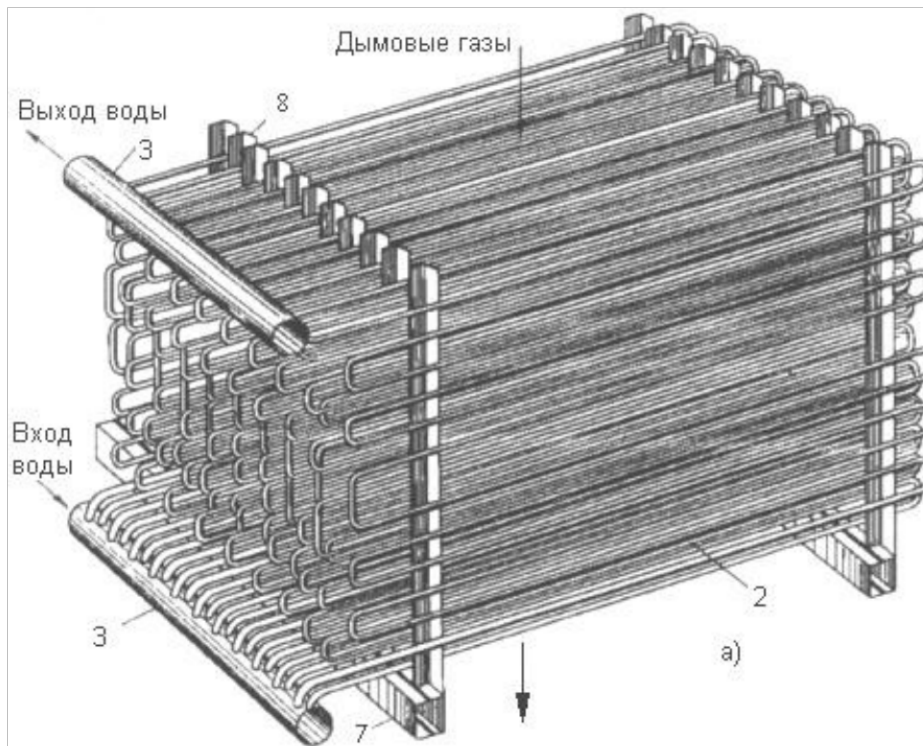


Рис. 2.13 а Общий вид пакета экономайзера: 2 - трубные змеевики; 3 - коллектор; 7 - опорная балка; 8 - опорные стойки.

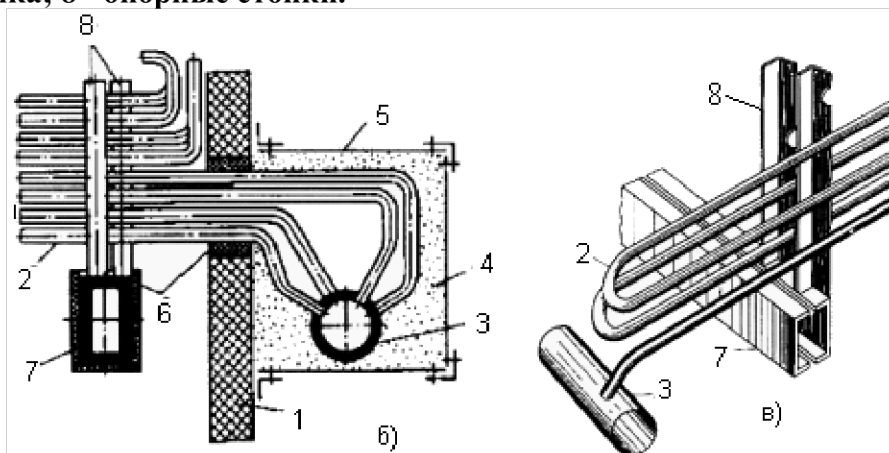


Рис. 2.13 б, в: 1 - обмуровка конвективной шахты; 2 - трубные змеевики; 3 - коллектор; 4 - теплоизоляционная засыпка камеры; 5 - металлическая обшивка; 6 - огнеупорная обмазка; 7 - опорная балка; 8 - опорные стойки.

На электростанциях питательная вода до поступления в котел подогревается в регенеративных подогревателях за счет отбора пара из турбины до 215...270°C, что уменьшает поверхность экономайзера.

Коллекторы экономайзеров обычно размещены вдоль малой (боковой) стороны конвективной шахты. Массовая скорость воды в трубах

экономайзера должна быть не менее $500 \dots 600 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, в кипящих частях экономайзера $800 \dots 1000 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

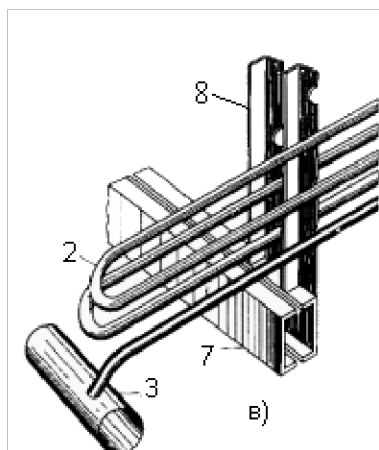


Рис. 2.13 г: 2 - трубные змеевики; 3 - коллектор; 8 - опорные стойки.

Для обеспечения необходимой скорости движения определяется общее число параллельно включенных труб и по условиям их приварки к коллекторам и создания необходимого шага между трубами устанавливается число параллельных потоков воды в пакетах экономайзера (обычно имеет место 2...4 потока).

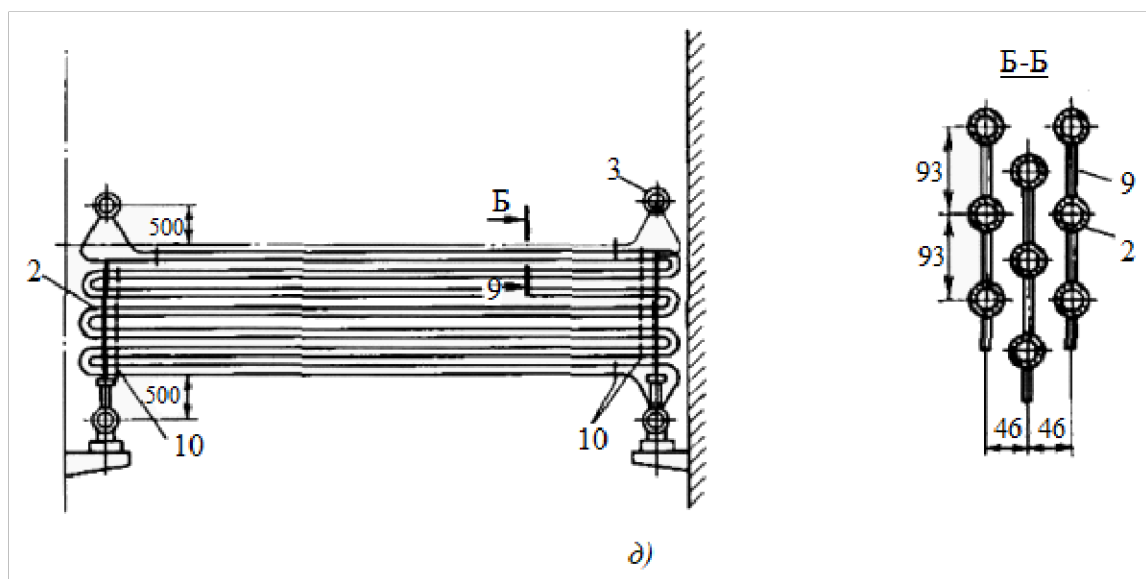


Рис. 2.13 д: 2 - трубные змеевики; 3 - коллектор; 9 - мембранная проставка; 10 - граница установки мембран.

Для интенсификации теплопередачи с газовой стороны и повышения компактности пакетов увеличивают поверхность нагрева путем сварки гладких труб на прямых участках с помощью проставок из листовой стали толщиной 3...4 мм. Получаются пакеты так называемых мембранных экономайзеров (рис. 2.13, д). Мембранный экономайзер занимает меньший объем газохода, и за счет тепловоспринимающей поверхности проставок расход гладких труб уменьшается на 25...30% при одинаковом тепловосприятии обычного и мембранного экономайзеров. Такой экономайзер к тому же не требует установки дистанционирующих опор, оказывается жестким по конструкции и опирается на собственные раздающие коллекторы.

В паровых котлах большой мощности (200 МВт и выше) сильно возрастает число параллельных змеевиков экономайзера в одном ходе, при этом трубы должны выходить из коллектора по его периметру в количестве 6...8 шт, что невозможно выполнить. Поэтому обычно удваивают число входных и выходных коллекторов для обеспечения надежности (прочности) стенки коллектора за счет уменьшения числа отверстий. Кроме того, в целях исключения присосов воздуха при выводе труб через наружную стенку газохода (невозможность герметизации мест прохода труб при разном тепловом расширении металла и обмуровки) размещают коллекторы внутри газохода и одновременно используют их как опорные балки для крепления горизонтальных трубных змеевиков.

Конструкцию экономайзера характеризуют следующие показатели:

удельный объем, занимаемый экономайзером в конвективной шахте, $V_{ЭК}/Q_{П.К}$, м³/МВт - габаритная характеристика экономайзера;

удельный расход металла на экономайзер - $G_{ЭК}/Q_{П.К}$, кг/МВт - массовая (весовая) характеристика экономайзера.

С уменьшением диаметра трубок указанные характеристики улучшаются, но предельный диаметр труб определяется технологией производства и ростом внутреннего гидравлического сопротивления при

сохранении необходимой массовой скорости воды. В настоящее время минимальный технологически осуществимый наружный диаметр труб составляет 28 мм при толщине стенки 3 мм.

2.4.2. ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

Воздухоподогреватели по конструкции выполняются трубчатыми (рекуперативные) и пластинчатыми (регенеративные).

Рекуперативные воздухоподогреватели имеют неподвижную трубчатую поверхность нагрева, через которую непрерывно передается теплота от продуктов сгорания к нагреваемому воздуху.

В регенеративных воздухоподогревателях пластинчатая поверхность нагрева вращается и омывается попеременно продуктами сгорания и воздухом, вначале нагреваясь и затем охлаждаясь, отдавая теплоту нагреваемому воздуху.

Воздухоподогреватель работает с наименьшим температурным напором между греющими продуктами сгорания и нагреваемым воздухом и имеет низкий коэффициент теплопередачи по сравнению с другими поверхностями котла. Поэтому поверхность нагрева воздухоподогревателя превышает суммарную поверхность нагрева всех элементов водопарового тракта и для котла мощного блока достигает десятков и сотен тысяч квадратных метров.

Трубчатый воздухоподогреватель (ТВП) имеет вертикально расположенную трубную систему (рис. 2.14), выполненную из стальных труб наружным диаметром 30...40 мм при толщине стенки 1,2...1,5 мм. Трубы прямые вертикальные, концами приварены к трубным доскам и расположены в шахматном порядке.

Внутри труб движутся продукты сгорания (продольное омывание), теплота которых передается воздуху, движущемуся между трубами (поперечное смывание). Для образования перекрестного тока воздуха

трубная система по высоте делится на несколько ходов промежуточными перегородками - досками; в местах поворота установлены воздушные перепускные короба.

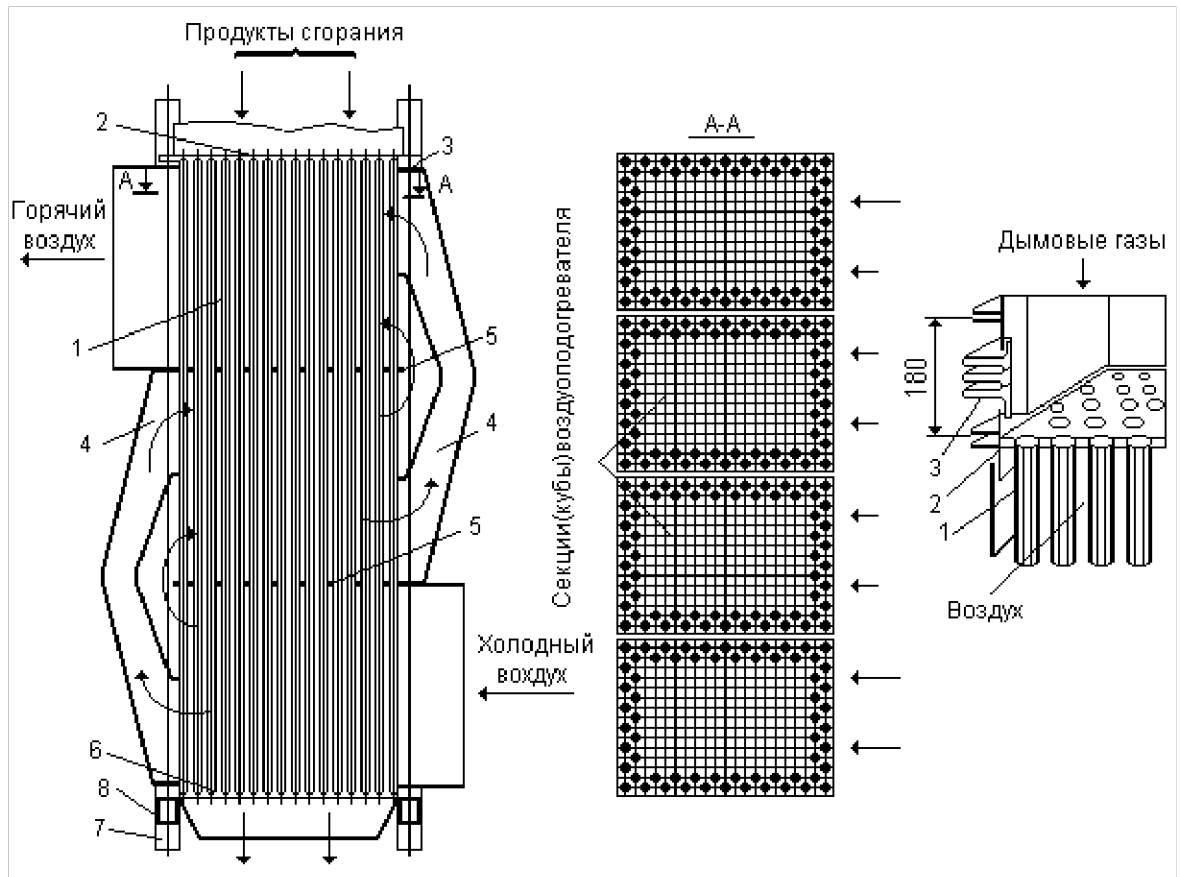


Рис. 2.14. Конструкция трубчатого воздухоподогревателя: 1 - стальные трубы; 2, 6 - верхняя и нижняя трубные доски; 3 - компенсатор тепловых расширений; 4 - воздухоперепускной короб; 5 - промежуточная трубная доска; 7 - опорные колонны; 8 - горизонтальные балки.

Воздухоподогреватель с боков имеет наружные стальные плотные стенки. Нижняя трубная доска опирается на металлическую раму, связанную с каркасом котла.

Трубы расширяются при нагревании, при этом верхняя трубная доска имеет возможность перемещений и в то же время обеспечивается плотность газохода за счет установки линзового компенсатора по всему ее периметру (рис. 2.14).

Трубчатый воздухоподогреватель выполняется в виде отдельных кубов (секций), удобных для монтажа и транспорта, которые заполняют все сечение

газохода. Трубные доски секций между собой уплотняются линзовыми компенсаторами.

Воздух в воздухоподогреватель обычно подается одним потоком по его широкой стороне (см. рис. 2.14). Такая схема называется однопоточной.

Двухпоточная по воздуху схема (рис. 2.15, а) позволяет уменьшить высоту хода, увеличить число ходов и соответственно повысить температурный напор. При большой мощности котла переходят к многопоточной схеме движения воздуха (рис. 2.15, б). Из-за невысокого коэффициента теплопередачи $15...20 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ и низкого температурного напора между газами и нагреваемым воздухом ($50...80^\circ\text{C}$) трубчатый воздухоподогреватель имеет большую теплообменную поверхность и габариты, особенно при большой тепловой мощности котла.

При последовательном размещении вдоль газового тракта экономайзера и воздухоподогревателя - одноступенчатой компоновке поверхностей в конвективной шахте, возникает ограничение температуры подогрева воздуха.

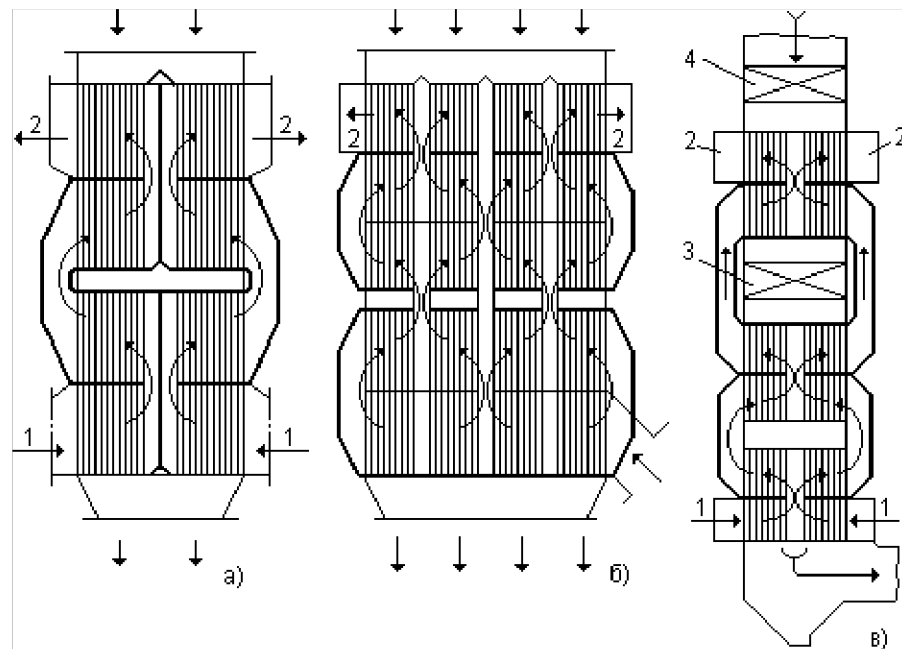


Рис. 2.15. Компоновки трубчатых воздухоподогревателей с различным подводом воздуха: а - двухпоточная; б - четырехпоточная; в - двухпоточная и двухступенчатая; 1 - вход холодного воздуха; 2 - выход горячего воздуха; 3, 4 - первая и вторая ступени экономайзера.

Поскольку масса и теплоемкость воздуха меньше, чем эти показатели в газовом потоке, повышение температуры воздуха происходит в большей мере, чем снижение температуры газов, и перепад температур между газами и воздухом по мере нагрева воздуха снижается. Предельная температура подогрева воздуха в воздухоподогревателе соответствует достижению минимального перепада температур газ-воздух $\Delta t = 30^\circ\text{C}$ и составляет $250...320^\circ\text{C}$ (значения $300...320^\circ\text{C}$ относятся к газоплотным котлам и топливам, имеющим $\Delta t_{\text{ВХ}} = \theta_{\text{УХ}} - t'_{\text{В.П}} \approx 100^\circ\text{C}$).

Для подогрева воздуха до более высокой температуры ($350...450^\circ\text{C}$) трубчатые воздухоподогреватели выполняются двухступенчатыми, с расположением второй ступени воздухоподогревателя выше поверхности экономайзера в зоне более высоких температур газов (рис. 2.15, в). Этим достигается значительное увеличение начального перепада температур газ - воздух, что обеспечивает дальнейший нагрев воздуха и способствует снижению габаритов второй ступени воздухоподогревателя.

Трубчатые воздухоподогреватели выполняются из углеродистой стали, для которой максимально допустимая температура металла не превышает 500°C , что при температуре подогрева воздуха до 400°C соответствует температуре продуктов сгорания не более 600°C . Обычно температура продуктов сгорания за пароперегревателем высокого давления выше, а поэтому для защиты металла второй ступени воздухоподогревателя, если в схеме котла нет промежуточного перегревателя, располагают вторую ступень экономайзера.

Трубчатые воздухоподогреватели просты по конструкции, надежны в работе, значительно более плотны в сравнении с воздухоподогревателями других систем. Однако в большей мере подвергаются коррозии при конденсации влаги и паров H_2SO_4 , в результате чего в трубках образуются сквозные отверстия и воздух перетекает на газовую сторону, увеличивая потери теплоты с уходящими газами и затраты на перекачку увеличенного объема продуктов сгорания.

Защита труб от коррозии достигается подогревом поступающего холодного воздуха в паровых калориферах (при подогреве воздуха свыше 50°C) либо путем рециркуляции части горячего воздуха на вход в трубчатый воздухоподогреватель (при нагреве до 50°C). Однако при этом снижается экономичность работы котла, так как одновременно происходит повышение температуры уходящих газов и рост потери теплоты.

В последнем случае ограничиваются частичными мерами снижения скорости коррозии (обеспечение так называемой допустимой скорости коррозии), а первый ход воздуха отделяют от других, чтобы в случаях коррозии нижнего трубного пакета иметь минимальную замену металла трубчатого воздухоподогревателя.

Пластинчатый воздухоподогреватель - регенеративный вращающийся воздухоподогреватель (РВП), в котором поверхность теплообмена во вращающемся корпусе (роторе) попеременно находится в газовом потоке, нагреваясь от высокотемпературных газов, а затем поступает в холодный воздушный поток и греет воздух, отдавая избыточную теплоту. Поверхностью теплообмена служат тонкие гофрированные и плоские стальные листы (пластины) образующие каналы малого эквивалентного диаметра ($d_{\text{э}} = 8...9$ мм) для прохода продуктов сгорания и воздуха (рис. 2.16).

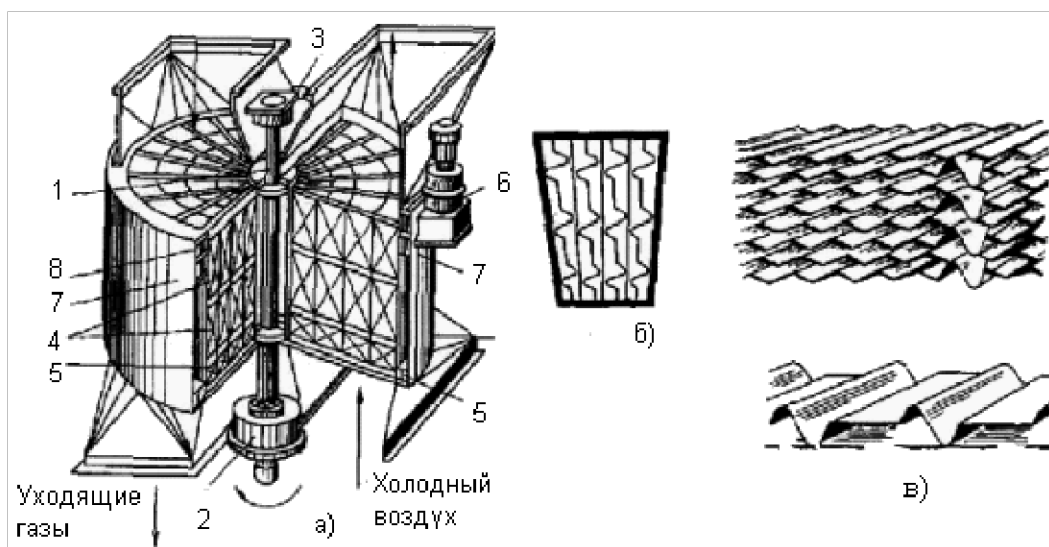


Рис. 2.16. Конструктивное выполнение РВП: а - общий вид аппарата; б - вид сверху на секцию холодной части; в - листы набивки горячей и холодной частей; 1 - вал;

2, 3 - нижняя и верхняя опоры; 4 - секции горячей части ротора, 5 - то же холодной части; 6 - электропривод; 7 - наружная металлическая обшивка (кожух); 8 - периферийное уплотнение ротора РВП

Пластины объединяются в секции и заполняют цилиндрический пустотелый ротор, который по сечению разделен глухими радиальными перегородками на изолированные друг от друга сектора. Ротор воздухоподогревателя медленно вращается с частотой 1,5 ...2,2 об/мин, его вал имеет привод от электродвигателя через шестеренчатую передачу. Диаметр ротора РВП в зависимости от типоразмера составляет от 5,4 до 9,8 м, а высота от 1,4 до 2,4 м.

Применение волнистых (гофрированных) листов-пластин обеспечивает интенсификацию конвективного теплообмена и тем самым более быстрый нагрев пластин и затем более глубокое их охлаждение, хотя удельное аэродинамическое сопротивление такой поверхности увеличивается. Поверхность нагрева пластин, располагаемая в 1 м³ объема, составляет 300...340 м²/м³, в то время как в трубчатых воздухоподогревателях этот показатель составляет около 50 м²/м³.

Регенеративные воздухоподогреватели конструктивно сложнее, но они компактны, требуют меньшего расхода металла, имеют невысокое общее аэродинамическое сопротивление.

При значительном перепаде давлений между воздушным и газовым потоками и невозможности полной их герметизации в условиях вращающегося ротора имеют место перетоки воздуха по радиусу ротора на газовую сторону, а также потери воздуха по периферии воздушной части ротора и одновременно присосы окружающего воздуха в газовый поток по периферии ротора в газовой его части (в условиях, когда газовый поток находится под разрежением). Утечки воздуха и присосы его в газовый поток примерно равны и их можно условно также рассматривать как перетоки.

Суммарные нормированные перетоки воздуха в регенеративных воздухоподогревателях составляют до 20% при номинальной нагрузке и

заметно возрастают при снижении ее. Перетоки воздуха приводят к перегрузке дымососов и дутьевых вентиляторов (на входе в РВП расход воздуха больше, чем необходимо для котла), снижается тепловая эффективность работы и несколько увеличивается температура газов на выходе.

Защита от перетоков достигается уплотнениями, устанавливаемыми в верхней и нижней частях ротора. Уплотнения различают: периферийное кольцевое на внешней поверхности ротора, внутреннее кольцевое вокруг вала РВП и радиальное, разделяющее воздушный и газовый потоки.

Для уменьшения отрицательного эффекта присосов и утечки воздуха на крупных РВП применяется отсос воздуха из общего корпуса РВП. При этом в корпусе устанавливается пониженное давление и доля присоса воздуха в продукты сгорания может быть сведена к минимуму. Для исключения перегрузки дутьевого вентилятора отсос из корпуса направляется в короб воздуха после РВП.

В отличие от трубчатого регенеративный воздухоподогреватель располагается вне пределов конвективной шахты (рис. 2.17).

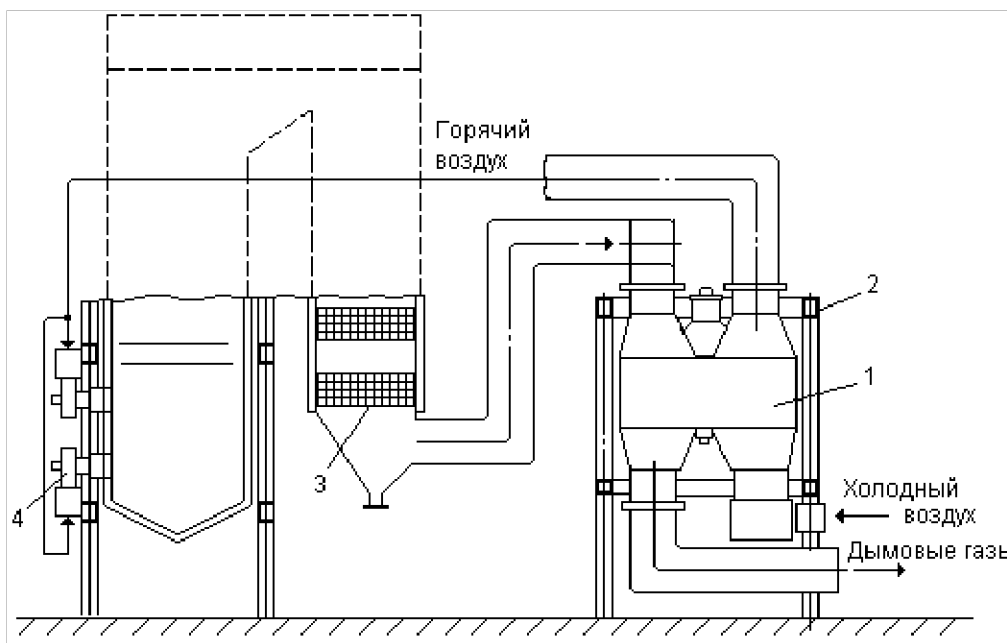


Рис. 2.17. Установка регенеративного вращающегося воздухоподогревателя на котле: 1 - регенеративный вращающийся воздухоподогреватель; 2 - каркас корпуса воздухоподогревателя; 3 - экономайзер парового котла; 4 - горелка топки котла

Предварительный подогрев воздуха до 70...100°C перед его поступлением в воздухоподогреватель котла (трубчатый или регенеративный) обеспечивается в паровом калорифере, который выполняется в виде трубчатого теплообменника. Внутри вертикальных труб движется слабоперегретый пар с температурой около 120°C. Пар конденсируется на стенках труб и отдает теплоту конденсации потоку холодного воздуха, омывающему трубы снаружи перекрестным потоком.

Для усиления теплообмена трубы с воздушной стороны имеют оребрение (кольцевое или прутковое). По принципу работы паровой калорифер близок к трубчатому воздухоподогревателю, в котором газовая теплоотдающая среда заменена конденсирующимся паром.

Предварительный подогрев воздуха необходим при сжигании в котле сернистых твердых топлив и мазута для снижения низкотемпературной коррозии металла воздухоподогревателя (см. §7.6). Подогрев воздуха в паровых калориферах осуществляется также в зимнее время при использовании малосернистых или бессернистых топлив (природный газ), чтобы обеспечить температуру металла воздухоподогревателя не ниже 50°C для исключения конденсации водяных паров из газового потока.

Контрольные вопросы.

- 1. Классификация топочных устройств и их характеристики*
- 2. Назовите типы экранов, используемые в топках паровых котлов.*
- 3. В чём состоят преимущества газоплотных топочных экранов?*
- 4. Расположение пароперегревателей в газовом тракте.*
- 5. Схемы включения экономайзеров.*
- 6. Преимущества и недостатки рекуперативных и регенеративных воздухоподогревателей.*
- 7. Особенности конструкции радиационных и ширмовых пароперегревателей.*

Примеры решения задач.

Задача 1. Определить количество теплоты, воспринятое паром и конвективную поверхность нагрева пароперегревателя котельного агрегата паропроизводительностью $D=21$ кг/с, работающего на донецком угле марки А с низшей теплотой сгорания $Q_H^P=22\ 825$ кДж/кг, если известны температура топлива при входе в топку $t_T=20^\circ\text{C}$, теплоемкость рабочей массы топлива $c^p_T=2,1$ кДж/(м³*К), давление насыщенного пара $p_{n.n}=4$ МПа, давление перегретого пара $p_{n.n}=3,5$ МПа, температура перегретого пара $t_{n.n}=420^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{n.в}=150^\circ\text{C}$, величина непрерывной продувки $P=3\%$, КПД котлоагрегата (брутто) $\eta_{ка}^{бр}=88\%$, коэффициент теплопередачи в пароперегревателе $k_{не}=0,052$ кВт/(м² · К), температура газов на входе в пароперегреватель $\theta'_{p.n}=950^\circ\text{C}$, температура газов на выходе из пароперегревателя $\theta_{n.n}=605^\circ\text{C}$, температура пара на входе в пароперегреватель $t_{n.n}=250^\circ\text{C}$ и потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4=4,0\%$.

Решение

Находим физическую теплоту топлива

$$Q_{\text{ТЛ}}=C_T^p t_T=2,1 \cdot 20=42 \text{ кДж/кг}$$

Затем находим располагаемую теплоту

$$Q_p^p=Q_H^p+Q_{\text{ТЛ}}=22\ 825+42=22\ 867 \text{ кДж/кг}$$

Определяем натуральный расход топлива

$$B=\frac{D_{\text{пе}} \left[(i_{\text{п.п}}-i_{\text{п.п}}) + \frac{p}{100} (i_{\text{к.в}}-i_{\text{п.в}}) \right]}{Q_p^p \eta_{\text{к.а}}^{бр}} \cdot 100 = \frac{21 \left[3268-628 + \left(\frac{4}{100} \right) (1049,8-628) \right]}{22\ 867 \cdot 88} = 2,77 \text{ кг/с}$$

$D_{\text{не}}=D$, так как отсутствует отбор насыщенного пара
Находим расчётный расход топлива

$$B_p=B \left(1 - \frac{q_4}{100} \right) = 2,77 \left(1 - \frac{4}{100} \right) = 2,66 \text{ кг/с}$$

Определяем количество теплоты, воспринятое паром в пароперегревателе

$$Q_{\text{пе}} = \frac{D_{\text{пе}}}{B_p} (i_{\text{п.п}}-i_{\text{н.п}}) = \frac{21}{2,66} (3268-2800,6) = 3693 \text{ кДж/кг}$$

Энтальпию насыщенного пара при давлении $p_{n.n}=4$ Мпа принимаем:
 $i_{n.n}=i''=2800,6$ кДж/кг; $D_{\text{не}}=D$ так как отсутствует отбор насыщенного пара.

Далее определяем температурный напор в пароперегревателе

$$\Delta t_{\text{не}} = \frac{\Delta t_{\sigma} + \Delta t_{\text{м}}}{2} = \frac{(950-420) + (605-250)}{2} = 442,5^\circ\text{C}$$

Определяем конвективную поверхность нагрева пароперегревателя

$$H_{\text{пе}} = \frac{Q_{\text{пе}} B_p}{K_{\text{не}} \Delta t_{\text{не}}} = \frac{3693 \cdot 2,66}{0,051 \cdot 442,5} = 435 \text{ м}^2$$

Задача 2. Определить количество теплоты, воспринятое водой в экономайзере котельного агрегата, работающего на малосернистом мазуте состава: $C^p = 84,65\%$; $H^p = 11,7\%$; $S_n^p = 0,3\%$; $O^p = 0,3\%$; $A^p = 0,05\%$; $W^p = 3,0\%$, если известны температура газов на входе в экономайзер $\theta'_g = 330^\circ\text{C}$, температура газов на выходе из экономайзера $\theta''_g = 180^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха из экономайзера $\alpha_g = 1,3$, присос воздуха в газоходе экономайзера $\Delta \alpha_g = 0,1$, температура воздуха в котельной $t_a = 30^\circ\text{C}$, и потери теплоты в окружающую среду $q_5 = 1\%$.

Решение

В начале определяем теоретически необходимый объём воздуха

$$V^0 = 0,089C^p + 0,266H^p + 0,033(S_n^p - Q^p) = 0,089 \times 84,65 + 0,266 \cdot 11,7 + 0,033(0,3 - 0,3) = 10,62 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Находим объём трехатомных газов

$$V_{\text{RO}_2} = 0,0187(C^p + 0,375S_n^p) = 0,0187(84,65 + 0,375 \times 0,3) = 1,58 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Находим теоретический объём азота

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,0124(9H^p + W^p) + 0,0161V^0 = 0,0124 \times (9 \cdot 11,7 + 3,0) + 0,0161 \cdot 10,62 = 1,51 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Затем теоретический объём водяных паров

Определяем энтальпию продуктов сгорания на входе в экономайзер

$$I_g^1 = I_r^0 + (\alpha_g - 1)I_B^0 = V_{\text{RO}_2}(c\theta_g^1)_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0(c\theta_g^1)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0(c\theta_g^1)_{\text{H}_2\text{O}} + (\alpha_g - 1)$$

$$V^0(c\theta_g^1)_B = 1,58 \cdot 623 + 8,39 \cdot 432 + 1,51 \cdot 512 + (1,3 - 1) \cdot 10,62 \cdot 445 = 6800 \text{ кДж/кг}$$

Значение энтальпий $(c\theta_{\text{CO}_2})$, $(c\theta)_{\text{N}_2}$, $(c\theta)_{\text{H}_2\text{O}}$ и $(c\theta)_g$ находим по табл. 1 (см. Приложение).

Находим энтальпию продуктов сгорания на выходе из экономайзера

$$I_g^2 = I_r^0 + (\alpha_g - 1)I_B^0 = V_{\text{RO}_2}(c\theta_g^2)_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0(c\theta_g^2)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0(c\theta_g^2)_{\text{H}_2\text{O}} + (\alpha_g - 1)$$

$$V^0(c\theta_g^2)_B = 1,58 \cdot 320 + 8,39 \cdot 234 + 1,51 \cdot 274 + (1,3 - 1) \cdot 10,62 \cdot 239 = 3644 \text{ кДж/кг}$$

Определяем коэффициент сохранения теплоты

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100} = 1 - \frac{1}{100} = 0,99$$

Далее находим количество теплоты, воспринятое водой в экономайзере

$$Q_g = \varphi [I_g^1 - I_g^2 + \Delta \alpha_g V^0(c\theta)_{x.6}] = 0,99 [6800 - 3644 + 0,1 \cdot 10,62 \cdot 40] = 3166 \text{ кДж/кг}$$

Задача 1. Определить конвективную поверхность нагрева воздухоподогревателя котельного агрегата паропроизводительностью $D=5,9$ кг/с, работающего на донецком угле марки Т состава: $C^p = 62,7\%$; $H^p = 3,1\%$; $S_{\text{л}}^p = 2,8\%$; $N^p = 0,9\%$; $O^p = 1,7\%$; $A^p = 23,8\%$; $W^p = 5,0\%$, если известны давление перегретого пара $p_{n.n} = 1,4$ МПа, температура перегретого пара $t_{n.n} = 275^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{n.в} = 100^\circ\text{C}$, КПД котлоагрегата (брутто) $\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = 88\%$, величина непрерывной продувки $P=4\%$, температура воздуха на входе в воздухоподогреватель $t'_в = 30^\circ\text{C}$, температура воздуха на выходе из воздухоподогревателя $t''_в = 170^\circ\text{C}$, коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_T = 0,05$, присос воздуха в воздухоподогревателе $\Delta\alpha_{\text{ВП}} = 0,05$, коэффициент теплопередачи в воздухоподогревателе $k_{en} = 0,0178$ кВт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$), температура газов на входе в воздухоподогреватель $\theta'_{г.н} = 402^\circ\text{C}$, температура газов на выходе из воздухоподогревателя $\theta''_{г.н} = 300^\circ\text{C}$ и потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 4\%$.

Решение

Определяем низшую теплоту сгорания топлива

$$Q_{\text{л}}^p = 338C^p + 1025H^p - 108,5(O^p - S_{\text{л}}^p) - 25W^p = 338 \cdot 62,7 + 1025 \cdot 3,1 - 108,5(1,7 - 2,8) - 25 \cdot 5,0 = 24\,365 \text{ кДж/кг}$$

Затем определяем натуральный расход топлива

$$B = \frac{5,9 \left[(i_{\text{п.в}} - i_{\text{п.в}}) + \left(\frac{P}{100} \right) (i_{\text{к.в}} - i_{\text{н.в}}) \right]}{24\,365 \cdot 88} 100 = 0,713 \text{ кг/с}$$

$D_{ne} = D$, так как отсутствует отбор насыщенного пара

Находим расчётный расход топлива

$$B_p = B \left(1 - \frac{q_4}{100} \right) = 0,713 \left(1 - \frac{4}{100} \right) = 0,684 \text{ кг/с}$$

В начале определяем теоретически необходимый объём воздуха

$$V^0 = 0,089C^p + 0,266H^p + 0,033(S_{\text{л}}^p - O^p) = 0,089 \cdot 62,7 + 0,266 \cdot 3,1 + 0,033(2,8 - 1,7) = 6,44 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Определяем энтальпию теоретически необходимого объёма воздуха на входе в воздухоподогреватель

$$I'_в = V^0 (ct'_в) = 6,44 \cdot 40 = 258 \text{ кДж/кг}$$

Находим энтальпию теоретически необходимого объёма воздуха на выходе из воздухоподогревателя

$$\dot{I}_B = V^0 (ct_B) = 6,44 \cdot 40 = 258 \text{ кДж/кг}$$

Отношение объёма воздуха из воздухоподогревателя к теоретически необходимому

$$\beta_{\text{вп}} = \alpha_T - \Delta\alpha_T = 1,3 - 0,05 = 1,25$$

Определяем количество теплоты, воспринятое воздухом в воздухоподогревателе

$$Q_{\text{вп}} = \left(\beta_{\text{вп}} + \frac{\Delta\alpha_{\text{вп}}}{2} \right) (\dot{I}_B - \dot{I}_B) = \left(1,25 + \frac{0,06}{2} \right) \times (1455 - 258) = 1532 \text{ кДж/кг}$$

Далее определяем температурный напор в воздухоподогревателе

$$\Delta t_{\text{вп}} = \frac{\Delta t_{\sigma} + \Delta t_{\text{м}}}{2} = \frac{(402 - 170) + 300 - 30}{2} = 251^{\circ}\text{C}$$

Определяем конвективную поверхность нагрева в воздухоподогревателе

$$H_{\text{вп}} = \frac{Q_{\text{вп}} B_p}{K_{\text{вп}} \Delta t_{\text{вп}}} = \frac{1532 \cdot 0,684}{0,0178 \cdot 251} = 235 \text{ м}^2$$

ГЛАВА 3. КОТЕЛЬНОЕ ТОПЛИВО И ЕГО ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

3.1. ВИДЫ И СОСТАВ ТОПЛИВ

Отечественная энергетика развивается за счет строительства электростанций на органическом и ядерном топливах.

Органическим топливом называют природные горючие вещества, способные активно вступать в реакцию с кислородом и обладающие значительным удельным тепловыделением (на единицу массы или объема), которые экономически целесообразно сжигать с целью получения тепловой энергии.

Топливо, используемое паровыми и водогрейными котлами тепловых электростанций, а также промышленными котельными, называют котельным

топливом. Топливо для ТЭС часто называют энергетическим. Учитывая мощность электростанций, запасы этих топлив должны быть значительны и относительно легко доступны для массового использования. Кроме того, энергетическое топливо не должно являться ценным сырьем для других отраслей промышленности.

В качестве топлив для электростанций широко используются: из твердых топлив - каменные и бурые угли и отходы их переработки, антрацит и полуантрацит; из жидких - мазут; из газовых - природный и попутный газы. В меньшей мере, в силу ограниченности запасов или производства, сжигаются на ТЭС торф и горючие сланцы, стабилизированная нефть и горючие газы промышленности (доменный, коксовый), хотя в отдельных районах страны они могут составлять заметную часть топливного баланса.

3.1.1. ТВЕРДОЕ И ЖИДКОЕ ОРГАНИЧЕСКОЕ ТОПЛИВО.

Эти виды топлив состоят из сложных органических соединений, образованных в основном пятью химическими элементами - углеродом C , водородом H , серой S , кислородом O и азотом N . В состав топлива входят также влага W и негорючие твердые (минеральные) вещества, которые после сгорания образуют сухой остаток - золу A . Влага и зола составляют внешний балласт топлива, а кислород и азот - внутренний его балласт. Расчеты по сжиганию топлива выполняются на основании его элементного состава, т.е. содержания в топливе (по массе в процентах) химических элементов, а также содержания влаги и золы, которые определяются в лабораторных условиях.

По составу исходной массы топлива (при разном его состоянии) выделено несколько видов так называемых расчетных масс (рис. 3.1).

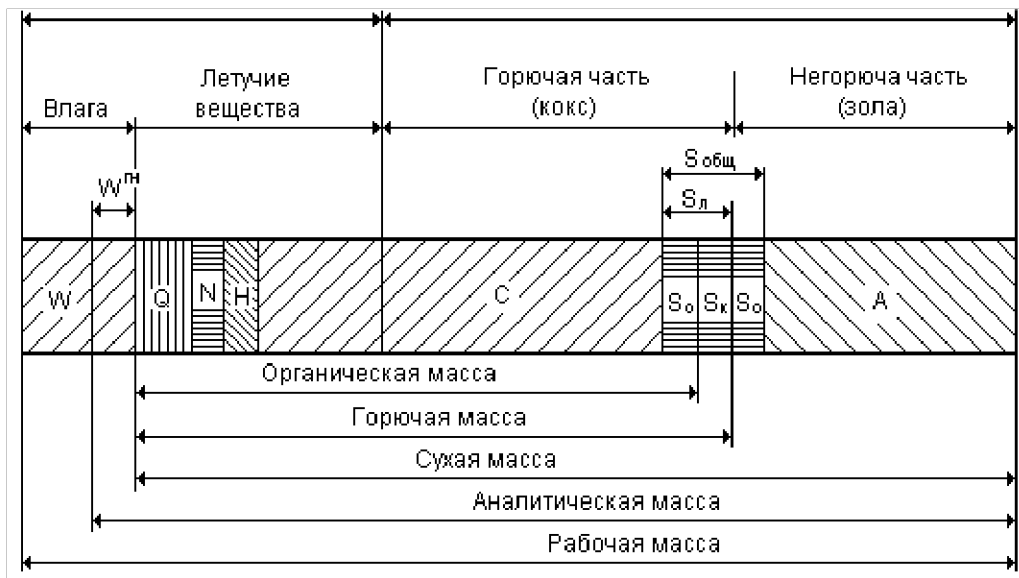


Рис.3.1. Классификация состава твердого топлива

Основной является рабочая масса топлива, представляющая процентное содержание химических элементов и негорючих веществ в натуральном топливе, поступающем на электростанцию

$$C^P + H^P + O^P + N^P + S^P + A^P + W^P = 100\% \quad (3.1)$$

Поскольку содержание внешнего балласта ($A^P + W^P$) подвержено изменениям в зависимости от условий хранения и способа добычи топлива, то установить глубину химических преобразований в топливе, т.е. вид этого топлива (бурый, каменный уголь, полуантрацит, антрацит), можно по процентному содержанию элементов в безводном и беззольном составе топлива. Такими массами являются условно горючая и органическая.

Понятие горючей массы топлива является условным, так как содержащийся в топливе азот не горит, а кислород является окислителем и частично находится в соединении с горючими компонентами:

$$C^Г + H^Г + O^Г + N^Г + S^Г = 100\%. \quad (3.2)$$

Горючими элементами топлива являются углерод C, водород H, сера S. Наибольшей теплотой сгорания на единицу массы обладает водород (120,5 МДж/кг), но его в составе топлив немного. Основным горючим элементом является углерод (34,1 МДж/кг). Сера является вредной примесью: выделяет при сгорании мало теплоты (9,3 МДж/кг), но образующиеся оксиды серы

приводят к развитию сернокислотной коррозии металла котла. По составу горючей массы прослеживается увеличение доли углерода и уменьшение кислорода по мере старения топлива.

Разделение топлив на виды определяется по теплоте горения горючей массы и по объему выхода из нее летучих веществ при нагреве до 850°C.

Органическая масса топлива характеризует состав исходного вещества, из которого образовалось это топливо, отличается от условно горючего исключения из последней колчеданной серы S_K (в форме пирита FeS_2), попавшей в исходную залежь топлива из внешней окружающей породы. Сухая и аналитическая массы топлива используются при лабораторных анализах.

При необходимости пересчета состава топлива с одной массы в другую следует выделить, чем (по составу) отличаются эти массы и в какой из них процентное содержание компонентов будет больше. Так, горючая масса по составу отличается от рабочей на значение внешнего балласта, и все компоненты горючей массы на долю этого балласта будут больше (в процентах), чем в рабочей, и наоборот (см. пример 3.3.1).

3.1.2. ПРИРОДНЫЙ ГАЗ.

Механическую смесь различных горючих и негорючих газов представляет собой природный газ. Основными составляющими природного газа являются:

метан $CH_4 = 86...95\%$,

тяжелые углеводороды $C_mH_n = 4...9\%$,

азот $N_2 = 1...5\%$.

Процентный состав природного газа выражается уравнением

$$CH_4 + SC_m H_n + N_2 + CO_2 + H_2S + \dots = 100\% \quad (3.3)$$

в котором все составляющие выражены в процентах по объему.

Балластом в природных газовых топливах являются в основном азот и диоксид углерода, содержание которых не превышает нескольких процентов. На предприятиях состав сжигаемого газа определяется экспериментально газоанализаторами. В табл. 3.1 приведена общая структура используемых в энергетике котельных топлив.

Таблица 3.1

Характеристика структуры котельных топлив		
Вид топлива	Горючая часть (Г)	Балласт(Б)
Твердое	Органические соединения, содержащие С, Н, S _{орг} , а также пирит FeS ₂ , Г = 25...68%	Влага H ₂ O, Минеральные соединения SiC ₂ , Al ₂ O ₃ , CaO, NaO, CaCO ₃ и др., Б=32...75%
Жидкое	Углеводороды типа C _m H _n Твердые полукоксовые частицы, Г =95...96%	Влага H ₂ O, Минеральные примеси типа SiO ₂ , Al ₂ O ₃ , Б=3,0...3,5%
Газовое (природный газ)	Горючие газы CH ₄ , C _n H _{2n+2} , H ₂ S, Г= 91...99,5%	Негорючие газы CO ₂ , N ₂ , O ₂ , Б=0,5...9,0%

3.2. ТЕПЛОТА СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

Теплота сгорания топлива - количество теплоты, выделяемое при полном сгорании единицы массы (кДж/кг) или объема (кДж/м³) топлива. Различают высшую и низшую теплоту сгорания.

Высшая теплота сгорания Q_B - полное количество теплоты, которое выделяется при сгорании 1 кг твердого или жидкого топлива (или 1 м³ газового топлива) при условии, что образующиеся при сгорании водяные пары конденсируются и возвращается их теплота конденсации $Q_{кон}$.

В паровых котлах продукты сгорания не охлаждаются до температуры конденсации паров. В этих условиях теплота конденсации теряется и общее используемое тепловыделение будет меньше. Количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании 1 кг твердого или жидкого (или 1 м³ газового) топлива за вычетом теплоты конденсации водяных паров, называют низшей теплотой сгорания Q_H .

Высшая теплота сгорания связана с низшей теплотой сгорания топлива соотношением

$$Q_B = Q_H + Q_{\text{кон}} \quad (3.4)$$

В общем случае теплота конденсации влаги, кДж/кг,

$$Q_{\text{кон}} = 2500 \left(\frac{9H}{100} + \frac{W}{100} \right) \cong 225H + 25W, \quad (3.5)$$

где H и W - содержание водорода и влаги в топливе, %; 2500 - теплота конденсации 1 кг влаги при давлении водяных паров в топочной камере, кДж/кг.

Масса получающейся влаги при окислении водорода кислородом в 9 раз больше массы водорода, что отражено в формуле (3.5) произведением $9H$.

При увеличении влажности топлива и содержания в нем водорода Q_B и Q_H различаются в большей степени. Значение высшей теплоты сгорания получено для топлива при его определении в лабораторных условиях. При тепловых расчетах за основу принимается низшая теплота сгорания.

Для определения низшей теплоты сгорания преобразуем формулы (3.4) и (3.5) и получим для рабочей массы

$$Q_K^P = Q_E^P - 225H^P - 25W^P \quad (3.6)$$

В горючей массе топлива также будет иметь место различие между высшей и низшей теплотой сгорания, но только за счет влаги, образующейся при горении водорода H

$$Q_H^Г = Q_B^Г - 225H^Г \quad (3.7)$$

Связь между низшей теплотой сгорания рабочей и условно горючей массой топлива выражается следующей формулой

$$Q_K^P = Q_K^Г 100 - (A^P + W^P)/100 - 25W^P \quad (3.8)$$

На рис. 3.2 показано соотношение средних значений Q_H^P и $Q_H^Г$ для различных групп топлива. Различие между ними тем меньше, чем меньше в топливе внешнего балласта.

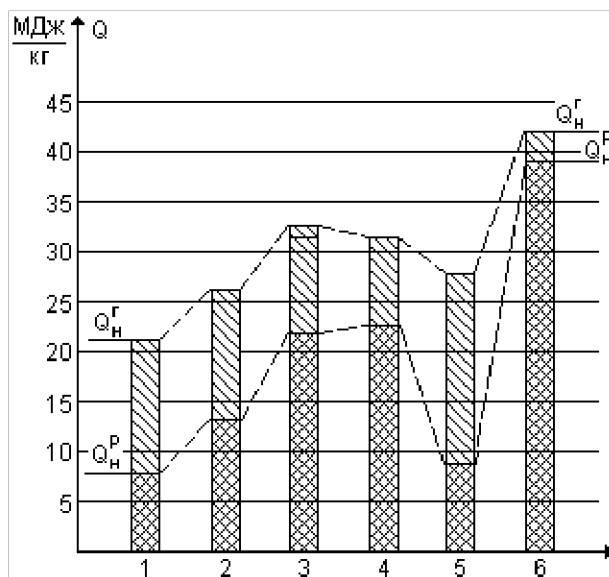


Рис.3.2. Соотношение средних значений низшей теплоты сгорания рабочей и горючей масс различных групп топлив: 1 - торф; 2 - бурый уголь; 3 - каменный уголь; 4 - антрациты, полуантрациты; 5 - горючие сланцы; 6 - мазут.

Влажность натурального топлива может изменяться при его транспорте и хранении, может меняться и зольность топлива в зависимости от способа добычи и мощности пласта угля. Теплоту сгорания топлива при изменении его влажности от W_1^P до W_2^P и зольности от A_1^P до A_2^P можно получить, если известна его теплота сгорания Q_1^P в первом случае:

$$Q_{H_2}^P = (Q_{H_1}^P + 25W_1^P) \frac{100 - W_2^P - A_2^P}{100 - W_1^P - A_1^P} - 25W_2^P \quad (3.9)$$

Средний состав и низшая теплота сгорания всех известных месторождений топлив определены и сведены в таблицы расчетных характеристик топлив.

Объемная теплота сгорания газового топлива определяется как сумма теплот сгорания, входящих в его состав различных горючих газов с учетом их процентного содержания. Объемная теплота сгорания Q_H^C , кДж/м³, относится к 1 м³ сухого газа и определяется по формуле

$$Q_H^C = 0,01(Q_{CH_4} \cdot CH_4 + Q_{C_2H_6} \cdot C_2H_6 + \sum Q_{C_m H_n} \cdot C_m H_n) \quad (3.10)$$

Здесь CH_4 , C_2H_6 , - содержание горючих газов в топливе, % по объему; Q_{CH_4} , $Q_{C_2H_6}$ - объемная теплота сгорания соответствующих газов, кДж/м³. Теплоту сгорания газового топлива определяют в газовом калориметре.

Увеличение теплоты сгорания определяется ростом доли горючих элементов (газов) в составе топлива и, прежде всего, массовой долей углерода и водорода в топливе. Так, теплота сгорания 1 кг мазута значительно превышает аналогичный показатель лучшего твердого топлива, так как в мазуте выше содержание углерода (83,0% против 63,3%) и водорода (10,4% против 4,4%). Можно пересчитать с учетом плотности природного газа его теплоту сгорания Q_{H}^{c} , кДж/м³, на единицу массы $Q_{\text{H.M}}^{\text{c}}$, кДж/кг, тогда

$$Q_{\text{KM}}^{\text{c}} = Q_{\text{K}}^{\text{c}} / (p_r + d_r \cdot 10^{-3}) \quad (3.11)$$

где p_r - плотность сухого газа, кг/м³; d_r - влагосодержание газа, г/м³. В результате окажется, что значение $Q_{\text{H.M}}^{\text{c}}$ газа будет выше, чем мазута, и это прежде всего определяется большим содержанием водорода в массе природного газа (около 25% против 10...11% в мазуте).

Паровые котлы одинаковой паропроизводительности и тепловой мощности могут потреблять существенно разное количество топлива, так как его теплота сгорания у разных видов топлив меняется в широких пределах. Для сравнения экономичности работы электростанций, упрощения расчетов при попеременном сжигании разных топлив (твердое - газ, мазут - газ и т.п.) введено понятие условного топлива, имеющего теплоту сгорания $Q_{\text{y.T}} = 29\,310$ кДж/кг (7000 ккал/кг). Потребление разных видов топлив электростанциями пересчитывается на условное топливо на основании баланса тепловыделения $B_{\text{H}} Q_{\text{H}}^{\text{P}} = B_{\text{y.T}} Q_{\text{y.T}}$ тогда

$$B_{\text{y.T}} = B_{\text{K}} Q_{\text{K}}^{\text{P}} / Q_{\text{y.T}} \quad (3.12)$$

где $B_{\text{y.T}}$, B_{H} - расход соответственно условного и натурального топлива, кг/с. Отношение $Q_{\text{H}}^{\text{P}} / Q_{\text{y.T}}$ называют тепловым эквивалентом топлива. На основе тепловых эквивалентов можно пересчитать в условное топливо потребление природного и других горючих газов электростанций.

3.3. ОБЩИЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВ

Технические характеристики подразделяются на общие характеристики, свойственные всем видам топлив (твердым, жидким, газовым), и характеристики, относящиеся к данному виду топлива.

Общими техническими характеристиками топлив являются теплота сгорания, содержание минеральных примесей (зольность), влагосодержание (влажность) и наличие серы в топливе (сернистость).

Теплота сгорания. Важнейшей характеристикой топлива является теплота сгорания (рассмотрена в § 3.2).

Зольность - содержание минеральных примесей. Наибольшее количество примесей имеют твердые топлива. Примеси попадают в топливо главным образом при его добыче из окружающих пород и состоят в основном из глины $Al_2O_3 \cdot 2SiO_2 \cdot 2H_2O$, силикатов SiO_2 и железного колчедана FeS_2 . В состав примесей, кроме того, входят сульфаты кальция и железа, оксиды различных металлов, фосфаты, щелочи, хлориды и т.п. Минеральные примеси горючих сланцев в основном состоят из карбонатов кальция $CaCO_3$ и магния $MgCO_3$.

При сжигании топлива минеральные примеси в зоне высоких температур ядра факела претерпевают ряд превращений, в процессе которых образуется зола. Исходные минеральные примеси и зола различаются не только по химическому составу, но и количественно. Для большинства углей минеральная часть на 7...15% больше, чем зольность после сгорания угля. Поэтому понятие зольности топлива условно. Однако этот термин является общепринятым.

Минеральные твердые примеси в небольшом количестве попадают также в нефть в процессе ее добычи и переходят после переработки нефти в мазут. Зольность мазута обычно составляет не более 0,1%. Природный газ не имеет минеральных твердых примесей, и его балласт составляют негорючие газовые компоненты.

Образовавшаяся зола представляет собой смесь минералов, которые имеют разные температуры плавления (от 800 до 2700 °С). Свойства золы играют большую роль в организации работы парового котла. Часть золы, расплавленной в ядре факела, в условиях турбулентного перемешивания объединяется (слипается) и, становясь крупными тяжелыми частицами, выпадает в нижнюю часть топочной камеры (шлакоприемник) в виде шлака. Другие расплавленные частицы золы, двигаясь вместе с газами, налипают на настенные топочные экраны и затвердевают на них. Это явление называют шлакованием экранов. Мельчайшие твердые частицы золы подхватываются потоком топочных газов и уносятся из топочной камеры, образуя летучую золу. Зола загрязняет конвективные поверхности нагрева и снижает их тепловую эффективность.

Особенностью золы мазута (главным образом сернистого) является наличие в ней ванадия, интенсифицирующего образование плотных отложений на поверхности нагрева. Оксиды ванадия, кроме того, в определенной зоне температур вызывают коррозию этих поверхностей. Поэтому при эксплуатации мазутных электростанций принимают меры, предотвращающие развитие интенсивной ванадиевой коррозии.

Поскольку золовые частицы представляют собой смесь минералов с различной температурой их плавления, то по мере нагрева исходного спрессованного образца из золы в лабораторной печи происходит постепенное размягчение золовых частиц вплоть до расплавленного состояния (рис. 3.3).

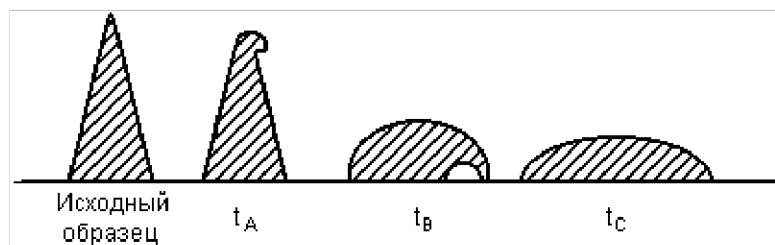


Рис.3.3. Метод определения характерных температур плавкости золы.

Состояние золы при высокотемпературном нагреве характеризуется следующими температурными точками:

точка $t_A(t_1)$ - начала деформации золовой пирамидки за счет небольшого количества расплавленных компонентов (для большинства топлив $t_A = 1000 \dots 1200^\circ\text{C}$);

точка $t_B(t_2)$ - начала размягчения золы, когда она переходит в состояние структурированной жидкости, но со значительным количеством в жидкой массе твердых (нерасплавленных) минералов ($t_B = 1200 \dots 1350^\circ\text{C}$);

точка $t_C(t_3)$ - жидкоплавкого состояния, характеризующего медленное растекание спрессованной массы золы на плоскости ($t_C = 1280 \dots 1450^\circ\text{C}$).

Нормальное жидкотекучее состояние шлака соответствует устойчивому вытеканию расплава (шлака) из отверстия заданного размера ($t_{н.ж} = t_C + (50 \dots 100^\circ\text{C})$).

Температурная характеристика плавкости золы приводится в таблицах котельных топлив, и ее учет имеет важное значение для обеспечения надежности работы топки и поверхностей котла. При температурах газового потока, а, следовательно, и частиц золы, соответствующих значениям между t_A и t_B , золовые частицы становятся липкими и шлакуют экранные трубы и конвективные поверхности нагрева.

Жидкотекучее состояние шлака имеет место при температурах газов и футерованной поверхности топки выше $t_{н.ж}$. Исключение шлакования экранов топки и конвективных поверхностей достигается, если температура газов около этих поверхностей будет ниже значения t_A данного топлива.

Влагосодержание (влажность). Влажность, как и зольность топлива, относится к его балласту и снижает теплоту сгорания. Причем влагосодержание более существенно воздействует на тепловую ценность топлива, так как дополнительно требует затраты энергии при горении топлива на превращение влаги в пар.

Влага в твердом топливе разделяется на внешнюю $W_{внш}$ и внутреннюю $W_{внт}$. Внешняя влага механически удерживается на поверхности топлива за

счет смачивания, и ее количество в натуральном топливе зависит от его фракционного состава: влаги тем больше, чем мельче топливо, а значит, сильнее развита его поверхность. Существенное влияние оказывают на наличие внешней влаги атмосферные условия, при которых хранится (перевозится) топливо.

Внутренняя влага входит в органическое вещество топлива. Принято внутреннюю влагу называть гигроскопической $W^{гг}$ (см. рис. 3.1), количество которой в бурых углях $W^{гг} = 10...13\%$, в каменных углях $3...8\%$, в антрацитах и полуантрацитах $1,5...2,5\%$.

В жидком топливе (мазуте) влага присутствует обычно в небольшом количестве ($1...3\%$), а в отдельных случаях (обводненные мазуты) - до $10...12\%$, что связано с разогревом вязких мазутов перед их сливом паром путем непосредственного ввода пара в массу мазута.

В природных газах практически нет влаги, газ обезвоживается перед поступлением его в газопровод. Поэтому влагосодержание газа соответствует насыщению газового объема водяными парами при температуре и давлении природного газа.

Наличие влаги в топливе уменьшает тепловую ценность топлива, ведет к увеличению его расхода и, таким образом, увеличению поступления влаги в котел. При этом растут объемы продуктов сгорания, увеличиваются потери теплоты с уходящими газами, расход энергии на размол (подготовку) топлива и удаление продуктов сгорания. Повышенная влажность твердого топлива затрудняет нормальное его движение по топливному тракту за счет потери сыпучести, в зимнее время дополнительно появляется явление смерзаемости топлива. В газовом тракте при наличии увлажненного потока газов развиваются коррозионные процессы, а также расширяется область липких отложений на низкотемпературных поверхностях нагрева.

Серосодержание (сернистость). Сера имеет невысокую теплоту сгорания, а продукты ее сгорания (оксиды серы SO_2 и SO_3) оказывают

чрезвычайно вредное воздействие на окружающую среду, рабочие органы и поверхности котельной установки.

Сера в твердом топливе находится частично в составе органической массы (см. рис. 3.1), в горючей массе в форме сульфата железа (колчедана FeS_2), а также входит в минеральную часть (в виде сульфатов типа CaSO_4 , Na_2SO_4 и т.п.). Сульфатная сера полностью окислена и в процессе горения не участвует. Содержание органической и колчеданной серы в твердом топливе находится в пределах 0,3...6%.

В мазуте сера присутствует главным образом в составе сероорганических соединений и в меньшей части в форме сероводорода и элементарной серы, растворенной в углеводородных смесях. По содержанию серы топливные мазуты разделяются на сернистые (при S^p от 0,5 до 1,5%) и высокосернистые (при S^p от 1,5 до 3,5%).

В природном газе сера присутствует в основном в форме газообразного сероводорода H_2S , количество которого достигает в отдельных случаях 0,8% объема газа.

С увеличением балласта уменьшается горючая часть топлива и одновременно снижается его теплота сгорания. Для обеспечения заданной паропроизводительности котла при этом потребуется увеличить расход топлива, и значит, еще более увеличится поступление балласта в котел. Поэтому процентное содержание влаги и золы в 1 кг топлива не является достаточной мерой их расхода через котел и выброса в окружающую среду. Более полную характеристику соотношения массовых расходов при сжигании различных топлив дает выраженное в процентах содержание химических элементов и балласта, отнесенное к 1 МДж низшей теплоты сгорания топлива, которое называется приведенной характеристикой.

В практике пользуются тремя характеристиками - приведенными влажностью, зольностью и сернистостью (% кг/МДж), которые определяются по формулам

$$W^{\text{п}} = \frac{W^{\text{р}}}{Q_{\text{к}}^{\text{р}}}; A^{\text{п}} = \frac{A^{\text{р}}}{Q_{\text{к}}^{\text{р}}}; S^{\text{п}} = \frac{S^{\text{р}}}{Q_{\text{к}}^{\text{р}}} \quad (3.13)$$

Так, при одинаковом исходном содержании серы $S^{\text{р}} = 3\%$ в 1 кг мазута ($Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 39$ МДж/кг) и бурого угля ($Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 12$ МДж/кг) приведенная сернистость будет составлять для мазута $S^{\text{п}} = 0,077\%$, а для бурого угля $S^{\text{п}} = 0,25\%$. Отсюда следует, что при одинаковой мощности парового котла выброс оксидов серы с уходящими газами на буром угле будет в 3,25 раза больше ($0,25/0,077 = 3,25$).

3.4.1. ХАРАКТЕРИСТИКИ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

Выход летучих веществ. Если твердое топливо постепенно нагревать в инертной среде без доступа воздуха, то при высоких температурах сначала выделяются водяные пары, а затем происходит разложение кислородсодержащих молекул топлива с образованием газообразных веществ, получивших название летучие вещества (CO , H_2 , CO_2 , C_mH_n , H_2S , CN , HCN и др.).

Выход летучих веществ из твердых топлив происходит в интервале температур от 160 до 1100°C, но наибольший имеет место в области температур 400...800°C (рис. 3.4). Условно количественный выход летучих веществ из твердого топлива определяется по уменьшению массы пробы топлива после выдержки в тигле при температуре $850 \pm 25^\circ\text{C}$ в течение 7 мин без доступа воздуха и относится к составу горючей массы топлива $V_{\text{л}}^{\text{т}}$, %.

Выход летучих веществ прежде всего определяется содержанием кислорода в топливе, поэтому молодые по возрасту топлива (торф, бурые угли) имеют наибольший выход летучих веществ.

Количество летучих веществ в натуральном топливе можно определить, если известен внешний балласт топлива

$$V_{\text{л}}^{\text{р}} = \frac{V_{\text{л}}^{\text{т}}(100 - W^{\text{р}} - A^{\text{р}})}{100} \quad (3.14)$$

Летучие вещества, выделившиеся из топлива, обеспечивают более раннее воспламенение оставшейся твердой частицы, так как летучие вещества воспламеняются при более низкой температуре (350...600°C), чем твердый остаток (950...1000°C), и нагревают твердую частицу до воспламенения. Влияние летучих веществ существенно на начальной стадии горения топлива: чем выше выход летучих веществ, тем быстрее воспламеняется топливо и тем глубже оно выгорает.

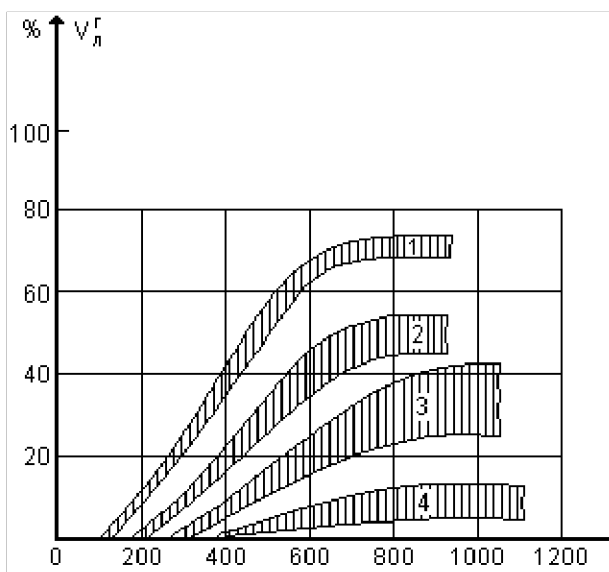


Рис. 3.4. Выход летучих веществ в зависимости от температуры для разных групп топлив (обозначения те же, что на рис.3.2).

В связи с этим выход летучих оказывает непосредственное влияние на организацию топочного процесса, выбор объема топочной камеры, эффективность (полноту) сжигания топлива. Эта характеристика является основой классификации твердых топлив.

Структура кокса. Оставшаяся после выхода летучих твердая часть топлива состоит в основном из углерода и минеральной части и называется коксом. Термические преобразования исходного вещества топлива в процессе выхода летучих приводят к изменению структуры твердой части, в результате чего коксовый остаток может быть спекшимся (твердым, сплавленным), слабоспекшимся (разрушающимся при надавливании или ударе) и порошкообразным (рассыпающимся после нагрева).

Некоторые каменные угли с большим содержанием битума при нагреве образуют плотный спекшийся кокс, используемый в металлургических

печах. Такой уголь называется коксовым и поскольку он является ценным сырьем промышленности, то подвергается обогащению после добычи, т.е. отделяется крупнокусковое топливо (концентрат), а оставшееся мелкое топливо с повышенным содержанием минеральных примесей (отсевы, промежуточный продукт, шлам) направляется для сжигания на электростанции.

Структура коксового остатка играет роль при сжигании угля в печах на колосниковых решетках. В энергетических котлах при факельном сжигании топлива в объеме топки или в циркулирующем кипящем слое характеристика кокса большого значения не имеет.

3.4.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ МАЗУТА

Качество мазута оказывает сильное влияние на конструкцию и работу котельной установки.

Качество мазута, кроме его общих характеристик, выражается в следующих специальных показателях: изменение вязкости от температуры, плотность мазута, температура вспышки и воспламенения.

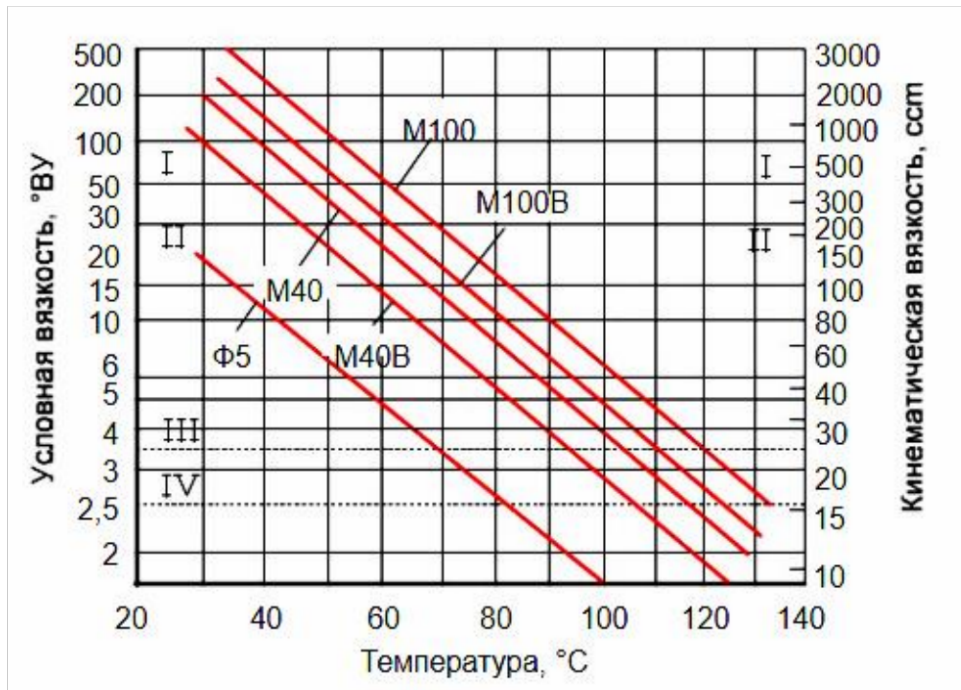


Рис. 3.5. Зависимость вязкости мазутов от температуры

Вязкость. Важнейшей технической характеристикой, определяющей текучесть и условия применения мазута, является вязкость, которая существенно зависит от температуры (рис.3.5). В логарифмических координатах эта зависимость выражается прямой линией.

Вязкость мазута оказывает сильное влияние на продолжительность сливно-наливных операций, эффективность транспортировки по трубопроводам, качество распыления мазута перед сжиганием в топках и полноту его сжигания, а также на способность отстаивать содержащуюся в нем воду.

Кроме энергетических М40, М40В, М100, М100В на рис. 3.5 показана характеристика транспортных мазутов, применяемых для судовых установок (флотский мазут Ф5).

Повышение вязкости мазута с понижением температуры определяется содержанием парафинов.

Плотность. Обычно пользуются относительной плотностью мазута (плотностью по отношению к плотности воды при температуре 20°C). Относительная плотность составляет $\rho_{20} = 0,99...1,06$. С повышением температуры относительная плотность уменьшается и может быть определена по формуле

$$\rho_t = \frac{\rho_{20}}{1 + \beta(t - 20)} \quad (3.15)$$

где ρ_t - относительная плотность мазута при определяемой температуре; β - коэффициент объемного расширения топлива при нагреве на 1 °С, для мазута $\beta = (5,1...5,3) \cdot 10^{-4}$.

Температура вспышки и воспламенения. Температурой вспышки считается такая температура, при которой пары мазута над поверхностью жидкой фазы кратковременно воспламеняются при поднесении источника огня. Температурой воспламенения считается такая температура паров в смеси с воздухом, при которой после вспышки продолжается устойчивое

горение не менее 5 с. Эта температура обычно на 15...20°C выше, чем при вспышке.

Мазут, сжигаемый на электростанциях, имеет температуру вспышки 135...245°C. Во избежание пожара температура подогрева мазута в открытых системах всегда должна быть ниже температуры вспышки, причем недогрев должен составлять не менее 10°C. Закрытая система подогрева - в теплообменниках под давлением - допускает, подогрев мазута выше температуры вспышки.

3.4.3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИРОДНОГО ГАЗА

Плотность. Почти все виды газового топлива легче воздуха, поэтому проникший в помещение газ скапливается под верхними перекрытиями. В целях безопасности перед пуском котла проверяют отсутствие газа в вероятных местах его скопления.

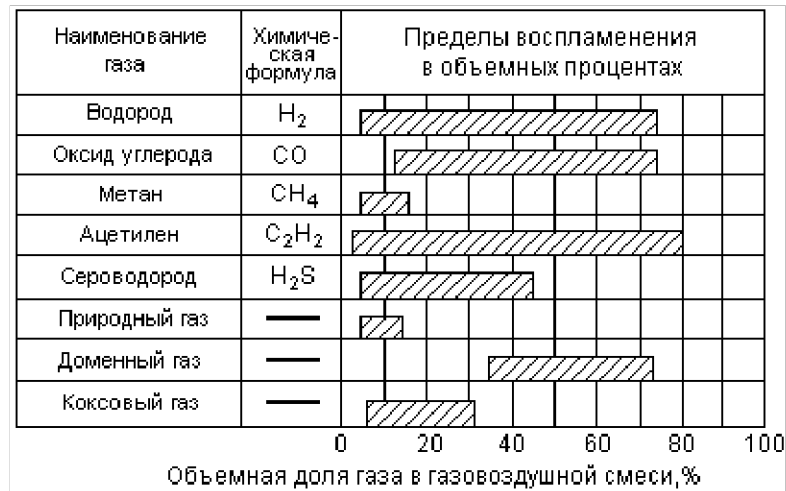


Рис.3.6. Пределы воспламенения газозвудушных смесей при 20 °С и P = 0,1 МПа

Взрываемость. Смесь горючего газа с воздухом в определенных пропорциях при вводе в эту смесь источника огня или даже искры может взорваться, т.е. происходит процесс воспламенения смеси вблизи источника огня и распространение горения в остальной газозвудушной смеси со скоростью перемещения волны давления во фронте горения (т.е. со скоростью распространения звука). Взрывоопасные концентрации горючего

газа в воздухе зависят от химического состава и свойств газа. Выделяют нижний предел взрываемости (наименьшая концентрация горючего газа в воздухе) и верхний предел взрываемости (наибольшая концентрация газа в воздухе), между которыми смесь газа с воздухом взрывоопасна (рис. 3.6). При образовании смеси газа с воздухом в зоне постоянного горения происходит равномерное (без взрывов) сгорание готовой смеси, когда концентрация горючего газа будет находиться в диапазоне между верхним и нижним пределами взрываемости.

Токсичность. Под токсичностью понимают способность газового топлива вызывать отравление. Наиболее опасными в этом отношении компонентами являются оксид углерода CO и сероводород H_2S . Предельно допустимая концентрация CO в воздухе составляет 0,0024% (объемн.), или 0,03 мг/л. Опасна для жизни концентрация оксида углерода около 0,4% объемных при воздействии на человека в течение 5...6 мин. Даже незначительное содержание CO в воздухе (0,02% объемн.) вызывает заметное отравление. Сернистые соединения в большинстве природных газов практически отсутствуют. В попутных газах некоторых месторождений содержится заметное количество сероводорода (до 2,5%), который весьма токсичен. Предельно допустимая концентрация сероводорода в воздухе 0,01 мг/л.

В природном газе все его компоненты перемешаны равномерно и если состав газа известен, то концентрацию в воздухе вредных газов можно установить по присутствию в воздухе метана, процентное содержание которого определяют прибором - метаномером.

Почти все природные газы совсем не имеют запаха или имеют весьма слабый запах. Для своевременного обнаружения утечки газа и принятия мер безопасности газовое топливо, не имеющее запаха, до поступления в газовую магистраль одорируют, т.е. придают характерный острый запах введением сернистого соединения-меркаптана.

3.5. РАЗМОЛОСПОСОБНОСТЬ ТОПЛИВА

Основным элементом любой пылесистемы является углеразмольная мельница. В табл. 3.2 приведены некоторые характеристики наиболее распространенных мельниц для размола топлива, различающиеся по принципу измельчения топлива и по частоте вращения подвижной части мельницы. Наиболее широкое распространение получили шаровые барабанные (ШБМ) и молотковые (ММ) мельницы. В этих мельницах размалывается свыше 80% сжигаемых твердых топлив.

Таблица 3.2

Классификация основных углеразмольных мельниц по принципу размола топлива и частоте вращения				
Наименование мельницы	Обозначение	Принцип размола топлива	Частота вращ. рабочей части, с ⁻¹ (об/мин)	Классификация по частоте вращения
Шаровая барабанная	ШБМ	Удар, истирание	0,25-0,42 (15-25)	Тихоходная
Валковая среднеходная	МВС	Раздавливание	0,85-1,3 (50-80)	Среднеходная
Молотковая	ММ	Удар	12,5-16,3 (750-970)	Быстроходная
Мельница-вентилятор	МВ	Удар	12,0-24,5 (735-1470)	Быстроходная

Механические (прочностные) свойства различных твердых топлив неодинаковы. Одна и та же мельница при их размоле будет иметь разную производительность по готовой пыли. Для характеристики топлив по их способности к размолу введено понятие о лабораторном относительном коэффициенте размолоспособности $k_{л.о.}$

Значение $k_{л.о.}$ определяется по результатам размола одинаковой начальной порции дробленого топлива в лабораторной мельнице строго определенное время путем сравнения тонкости полученной пыли с тонкостью аналогичной пыли эталонного очень твердого при размоле

топлива. При значениях $k_{Л.О} J 1,1$ топливо имеет высокую твердость, а при $k_{Л.О} \geq 1,5$ относятся к мягким топливам, легко разрушающимся при ударе или раздавливании. Остальные являются топливами средней твердости.

После размола топлива в мельнице получается полидисперсный угольный порошок, т.е. смесь частиц различных размеров, примерно от 0,1 до 300...500 мкм, а при грубом размоле бурых углей - до 1000 мкм. Практически в топочных камерах неполнота сгорания в зависимости от выхода летучих веществ определяется частицами размером более 200 мкм, которые относятся к крупным фракциям пыли (грубые фракции).

3.5.1. ТОНКОСТЬ РАЗМОЛА ПЫЛИ

По рассеву порции полученного порошка на ситах определяют тонкость размола пыли (рис. 3.7). Отобранную порцию пыли просеивают через 4...5 сит с постепенно убывающим размером ячеек сита. Рассев производят на вибрационной машине. Сита нумеруют по размеру отверстия в свету x , выраженному в микрометрах.

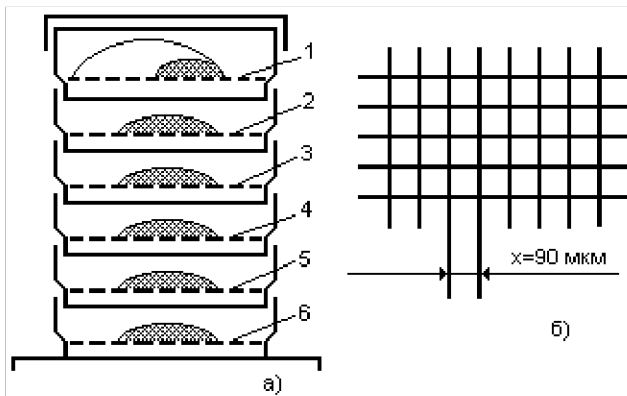


Рис.3.7. Производство ситового анализа пыли на комплекте из пяти сит: а - комплект сит с рассевом пыли; б - вид решетки сита; 1...5 - сита с размерами ячейки соответственно 1000, 500, 200, 90, 50 мкм; 6 - поддон; x - размер ячейки сита.

По принятой методике ситового анализа пыли за суммарный остаток на сите заданного размера принимают общее количество частиц с размером больше, чем размер ячейки сита x , мкм, и выражают его в процентах первоначальной массы. Этот остаток обозначают через R_x . Так, R_{1000} (см. рис. 3.7) представляет долю остатка на сите 1000 мкм, выраженную в процентах от начальной порции пыли, а R_{200} будет составлять общую долю от суммы

остатков на ситах 200, 500 и 1000 мкм. Поэтому суммарные остатки на ситах R_x называются интегральными.

По данным рассева строят зерновую характеристику, т.е. зависимость остатков R_x от размера частиц x (рис. 3.8, а), чем круче зерновая характеристика, тем в пыли больше мелких частиц, легко сгорающих в топках котлов, и меньше крупных частиц (размером более 200 мкм), ведущих к недогоранию топлива.

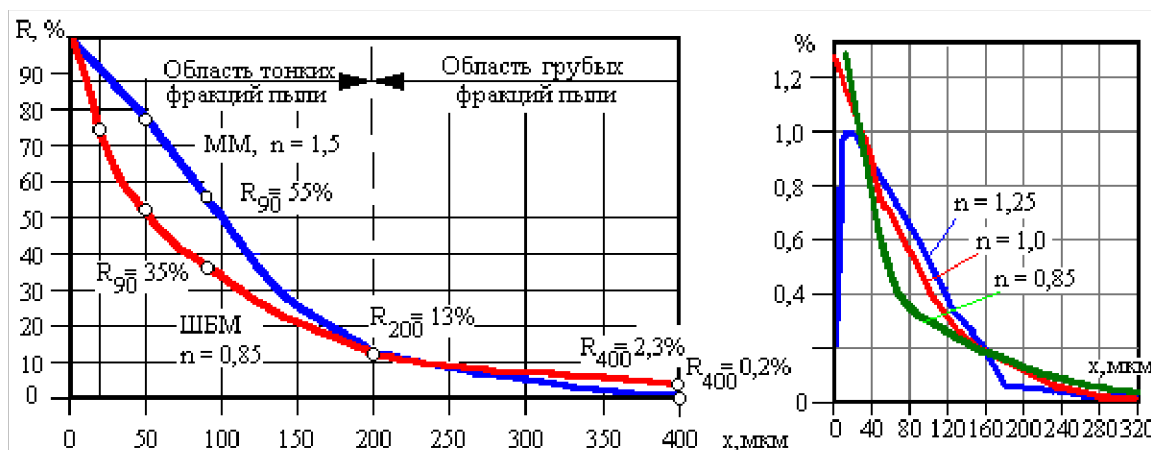


Рис. 3.8 Зерновые характеристики угольной пыли: а - интегральная характеристика при размоле топлива в разных мельницах; б - дифференциальная характеристика при разных коэффициентах полидисперсности пыли.

Вместе с тем на получение тонкой пыли затрачивается больше энергии в процессе размола. Анализ зерновых характеристик размола различных видов топлива показал, что все кривые могут быть описаны уравнением Розина-Раммлера, характеризующим распределение частиц по фракциям

$$R_x = 100 e^{-bx^n} \quad (3.16)$$

где b и n - постоянные коэффициенты, характеризующие соответственно тонкость измельчения и дисперсность зернового состава; e - основание натуральных логарифмов.

Значение коэффициента b изменяется в пределах 0,0025...0,1; чем тоньше пыль, тем меньше коэффициент b . Коэффициент n характеризует структуру пыли, распределение частиц по размерам и может быть больше или меньше единицы. Значения коэффициентов b и n для данного топлива и системы пылеприготовления зависит от типа сепаратора и мельницы, его

определяют путем рассева порции полученной пыли на двух ситах, чаще всего размером ячейки 90 и 200 мкм, т.е. получают два опытных значения R_x .

Структуру пыли по фракциям можно проанализировать, если продифференцировать уравнение (3.16) по x

$$y = -\frac{dR_x}{dx} = 100bnx^{n-1}e^{-bx^n} = R_{x^{bnx^{n-1}}} \quad (3.17)$$

Тогда ордината y , %/мкм (на графике рис. 3.8, б), характеризует процентное содержание пылинок размером x . При $n > 1$ кривая имеет максимум в зоне $x = 15 \dots 25$ мкм и пыль характеризуется как более грубая. При $n = 1$ и $n < 1$, наоборот, наибольшее количество фракций пыли приходится на очень мелкие фракции. Это пыль более тонкая по размолу.

В эксплуатации для оперативной оценки качества угольной пыли пользуются ситом 90 мкм, дающим четкое представление о характере пыли (тонкая или грубая), т.е. интегральным остатком R_{90} . При известных для данной пылесистемы значениях b и n по полученному R_{90} можно рассчитать полную зерновую характеристику, а также оценить качество пыли: при значениях $R_{90} < 15\%$ пыль относится к тонкой, при $R_{90} > 40\%$ пыль является грубой, в диапазоне $R_{90} = 15 \text{ ÷ } 40\%$ пыль считается среднего размола.

Для каждого сорта топлива, типа пылеприготовительного и топочного устройства имеется наивыгоднейшая, так называемая экономическая, оптимальная тонкость размола $R_{90}^{\text{ОПТ}}$, соответствующая минимуму суммарных затрат на размол топлива и тепловых потерь при сжигании. Экономическую тонкость размола устанавливают испытаниями в процессе эксплуатации.

Основным фактором, влияющим на экономическую тонкость размола, является выход летучих $V_{\text{Л}}$: чем выход летучих больше, тем меньше коксовый остаток, легче горит топливо, тем грубее может быть размол. Так, для антрацита $R_{90}^{\text{ОПТ}} = 7 \dots 8\%$, для пыли каменных углей $20 \dots 30\%$, пыли бурых углей $40 \dots 55\%$.

В зависимости от выхода летучих и фракционного состава пыли экономически оправданную тонкость размол можно оценить по формуле

$$R_{90}^{\text{опт}} = 4 + 0,8nV_{\text{л}}^T \quad (3.18)$$

3.5.2. ЗАТРАТЫ ЭНЕРГИИ НА РАЗМОЛ ТОПЛИВА

Энергия, затраченная на измельчение исходного топлива до состояния пыли, пропорциональна размеру вновь полученной поверхности (кВт·ч/кг пыли)

$$\mathcal{E}_M = \frac{N_M}{B_M} = A(f_{\text{пл}} - f_{\text{др}}) \quad (3.19)$$

где \mathcal{E}_M , B_M - мощность мельницы, кВт, и ее производительность по пыли, кг/ч; A - удельный расход электроэнергии на измельчение материала, при котором обнажается 1 м² новой поверхности, кВт·ч/м²; $f_{\text{др}}$, $f_{\text{пл}}$ - первоначальная поверхность 1 кг топлива (дробленки) и конечная поверхность полученного 1 кг пыли, м²/кг. При реальном размол топлива в углеразмольных мельницах поверхность $f_{\text{др}} \gg f_{\text{пл}}$ и в выражении (3.19) можно не учитывать $f_{\text{др}}$.

3.5.3. ХАРАКТЕРИСТИКА УГОЛЬНОЙ ПЫЛИ

Поверхность пыли. Теоретическую поверхность пыли, состоящей из пылинок различных размеров, согласно кривой распределения по фракциям (рис. 3.8, а), но имеющих форму куба, можно определить по следующей упрощенной формуле

$$f_{\text{т}} = \frac{450 \cdot 10^3}{\rho_{\text{пл}}} \frac{1}{n} \left(\ln \frac{100}{R_{90}} \right)^{1/n} \quad (3.20)$$

где $\rho_{\text{пл}}$ - удельная плотность размалываемого топлива, кг/м³; обычно $\rho_{\text{пл}} = 1700 \dots 1840$ кг/м³.

Однако частицы пыли не имеют точной формы куба. Для определения действительной поверхности в расчет вводится коэффициент формы частиц

k_{Φ} , который зависит от размера частиц, больше для крупных фракций ($k_{\Phi} = 2,0 \dots 2,5$) и близок к единице для мелких. Среднее значение коэффициента формы для угольной пыли принимают $k_{\Phi} = 1,75$. Тогда действительная поверхность пыли $f_{\text{Пл}} = k_{\Phi} f_{\text{T}}$.

Влажность пыли. Важной характеристикой пыли является ее влажность $W^{\text{Пл}}$, %, оказывающая большое влияние на производительность мельниц и сепараторов, бесперебойность подачи готовой пыли, безопасность работы пылесистемы. Определяющей величиной для выбора допустимой влажности пыли принята гигроскопическая влажность топлива $W^{\text{Ги}}$.

Допустимая по условиям взрывобезопасности и транспортировки влажность пыли после мельницы должна находиться в следующих пределах:

для топлив марок А, ПА, Т: $W^{\text{Ги}} + 1 > W^{\text{Пл}} > W^{\text{Ги}}$,

для каменных углей и сланцев: $W^{\text{Ги}} > W^{\text{Пл}} > 0,5 W^{\text{Ги}}$;

для бурых углей: $W^{\text{Ги}} + 8 > W^{\text{Пл}} > W^{\text{Ги}}$.

Повышение влажности пыли сверх допустимых значений ведет к потере текучести и слеживанию пыли в бункерах. Вместе с тем пересушенная пыль бурых и каменных углей склонна к самовозгоранию при доступе воздуха в местах ее хранения или скопления, а пылевоздушная смесь взрывоопасна.

Взрываемость пыли. Взрыв в объеме, заполненном взвешенной в воздухе угольной пылью, будет тем интенсивнее, чем больше удельная поверхность пыли (чем мельче фракции) и чем выше выход летучих веществ. Существенное значение имеет температура смеси. Наиболее опасными являются концентрации пыли от 0,3 до 0,6 кг на 1 м³ воздуха. Именно такие концентрации обычно имеют место при эксплуатации пылесистем. Поэтому жестко ограничивается температура сушильного агента на выходе из мельницы - не выше 80...100°С при наличии бункеров пыли и до 130°С в пылесистемах с прямым вдуванием пыли в топку.

Воспламенение объема аэропыли сопровождается резким ростом температуры и давления. Для уменьшения силы взрыва служат

предохранительные клапаны, которые при росте давления выбрасывают часть смеси из системы. При недостатке кислорода в смеси возникновение взрыва невозможно. Это имеет место при содержании O_2 в сушильном агенте не более 16...19% для различных видов топлив. Поэтому использование в качестве первичного потока смеси горячего воздуха с топочными газами способствует надежности работы пылесистемы. Такое же влияние на предотвращение взрыва пыли оказывает повышенная зольность топлива. Так, экибастузский каменный уголь не относится к взрывоопасным при содержании минеральной части $A^P > 40\%$.

Контрольные вопросы.

1. *Органическое топливо и его технические характеристики*
2. *Виды топлива и его состав.*
3. *Продукты полного и неполного сгорания топлива. Теплота сгорания топлива.*
4. *Характеристики твердого топлива.*
5. *Преимущества и недостатки сжигания твердого топлива в пылевидном состоянии.*

Примеры решения задач

Задача 1. При лабораторных исследованиях получен элементный состав кузнецкого угля марки СС на горючую массу $C^Г = 84,0\%$, $H^Г = 4,5\%$, $N^Г = 2,0\%$, $O^Г = 9\%$, $S^Г = 0,5\%$.

Влажность и зольность топлива при его анализе составили:

$W^P = 12\%$, $A^P = 11,4\%$. Определить состав рабочей массы топлива.

Решение

Определим коэффициент пересчета с горючей массы на рабочую:

$$k_{Г-Р} = \frac{100 - W^P - A^P}{100} = \frac{100 - 12,0 - 11,4}{100} = 0,766$$

Тогда $C^P = C^Г k_{Г-Р} = 84,0 \cdot 0,766 = 64,34\%$; аналогично по другим составляющим: $H^P = 3,45\%$, $N^P = 1,53\%$, $O^P = 6,9\%$, $S^P = 0,38\%$.

Проверим суммарный состав рабочей массы

$$C^P + H^P + O^P + N^P + S^P + A^P + W^P = 64,34 + 3,45 + 6,9 + 1,53 + 0,38 + 11,4 + 12,0 = 100\%$$

Задача 2. Для того же состава угля известно $Q_{\text{H}}^{\Gamma} = 7332,2$ ккал/кг в технической системе единиц. Определить теплоту сгорания рабочей массы Q_{H}^{P} в международной системе единиц (СИ).

Решение

Переведем значение теплоты сгорания Q_{H}^{Γ} в систему СИ. Исходя из соотношения $1 \text{ ккал} = 4,187 \text{ кДж}$, получаем

$$Q_{\text{H}}^{\Gamma} = 7332,2 \cdot 4,187 = 30\,700 \text{ кДж/кг} = 30,7 \text{ МДж/кг}.$$

По формуле (3.8) значение теплоты сгорания составит

$$Q_{\text{H}}^{\text{P}} = 30700 \frac{100 - (11,4 + 12,0)}{100} - 25 \cdot 12,0 = 23216 \text{ кДж/кг}$$

Задача 3. На сколько увеличится теплота сгорания Q_{H}^{P} бурого угля Назаровского месторождения при переходе на электростанции от замкнутой к разомкнутой схеме сушки топлива с получением подсушенного топлива (сушонки) с окончательной влажностью пыли $W^{\text{ПЛ}} = 10,0\%$. Исходная рабочая масса топлива $Q_{\text{H}}^{\text{P}} = 13,02 \text{ МДж/кг}$, $W^{\text{P}} = 39,0\%$.

Решение

По формуле (3.9) при сохранении постоянной зольности топлива теплота сгорания сушонки

$$Q_{\text{K}}^{\text{суш}} = (Q_{\text{K}}^{\text{P}} + 25 W^{\text{P}}) \frac{100 - W^{\text{ПЛ}}}{100 - W^{\text{P}}} - 25 W^{\text{ПЛ}} = (13020 + 25 \cdot 39,0) \cdot \frac{100 - 10,0}{100 - 39,0} - 25 \cdot 10,0 = 203$$

Теплота сгорания подсушенной пыли увеличится в 1,56 раза.

Задача 4. При размоле испытуемого топлива в лабораторной мельнице получена пыль с $R_{90}^{\text{И}} = 53\%$. Найти значение коэффициента $k_{\text{Л.О}}$

Решение

Коэффициент размолоспособности по методике ВТИ определяют по формуле

$$k_{\text{Л.О}} = 1,96 \left[\ln \left(\frac{100}{R_{90}^{\text{И}}} \right) \right]^{0,67}$$

Таким образом, размолоспособность испытуемого топлива составит

$$k_{\text{л.о}}^{\text{и}} = 1,96 \left[\ln \left(\frac{100}{52} \right) \right]^{0.67} = 1,475$$

Указанное топливо достаточно мягкое при размоле.

Задача 5. На электростанции сжигается экибастузский каменный уголь, имеющий коэффициент $k_{\text{л.о}} = 1,29$ и выход летучих $V_{\text{л}}^{\text{Г}} = 24,0\%$. На электростанции установлены валковые среднеходные мельницы. Определить оптимальную тонкость размола топлива $R_{90}^{\text{ОПТ}}$ и максимальный размер частиц пыли $x_{\text{МАКС}}$.

Решение

Для среднеходной мельницы коэффициент полидисперсности $n = 0,85$. По формуле (3.18)

$$R_{90}^{\text{ОПТ}} = 4 + 0,8 \cdot 0,85 \cdot 24 = 20,3\%$$

За максимальный размер частицы принимается $x_{\text{МАКС}}$, которому соответствует $R_x = 0,1\%$. Используя формулу (3.16), выразим $x_{\text{МАКС}}$ при $R_x = 0,1$ коэффициент тонкости размола

$$b = \frac{\ln \left(\frac{100}{R_{90}^{\text{ОПТ}}} \right)}{90^n} = \frac{\ln \frac{100}{20.3}}{90^{0.85}} = 0.0348$$

$$X_{\text{макс}} = \left[\frac{\ln \left(\frac{100}{R_x} \right)}{b} \right]^{1/n} = \left(\frac{6.9}{0.0348} \right)^{1.176} = 503. \text{мкм}$$

ГЛАВА 4. ОСНОВЫ ОРГАНИЗАЦИИ ТОПОЧНЫХ ПРОЦЕССОВ И МАТЕРИАЛЬНЫЕ БАЛАНСЫ ПРОЦЕССОВ ГОРЕНИЯ

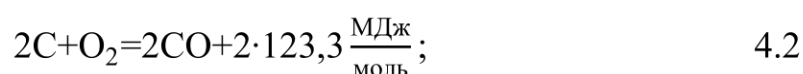
4.1. ОСНОВЫ КИНЕТИКИ ХИМИЧЕСКИХ РЕАКЦИЙ

Процесс горения характеризуется быстрым протеканием реакций окисления горючих компонентов топлива кислородом воздуха, при котором имеет место значительное тепловыделение и создается высокий уровень температуры. Реакции с выделением теплоты называются экзотермическими. Преимущественное тепловыделение при горении топлив определяется содержанием в топливе углерода. Горение углерода в основном характеризуется протеканием трех химических реакций:

полное окисление углерода кислородом с образованием диоксида углерода



частичное окисление с выходом монооксида углерода

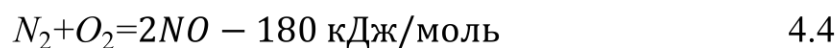


доокисление монооксида до диоксида в объеме около поверхности горения

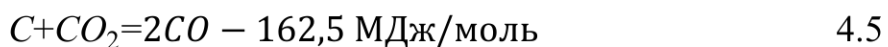


Реакции по уравнениям (4.1) и (4.2) являются гетерогенными, так как в реакции участвуют горючее и окислитель, находящиеся в разном фазовом состоянии: твердое горючее и газообразный окислитель-кислород. Реакция по уравнению (4.3) относится к гомогенной, так как здесь оба вещества, вступающие в реакцию, являются газообразными (возможны гомогенные реакции веществ в жидком состоянии).

В условиях высоких температур в ядре факела могут протекать реакции с поглощением теплоты, которые являются эндотермическими. К эндотермическим реакциям, например, относится реакция образования оксидов азота

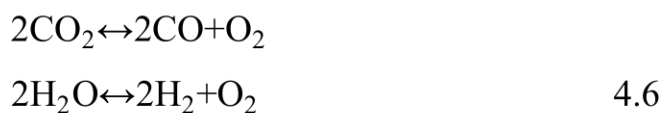


или восстановление диоксида углерода на раскаленной поверхности углерода при недостатке кислорода



Реакция является химически обратимой, если может идти как в прямом, так и в обратном направлении, однако внешние условия для протекания реакции в том или другом направлении могут существенно различаться. Так, реакция образования оксидов азота имеет место только в зоне высоких температур, а обратная реакция их разложения на газообразные кислород и азот протекает в земной атмосфере под действием солнечной радиации. При горении топлива в топочных камерах скорость прямого процесса окисления горючих кислородом несоизмеримо больше скорости обратного, поэтому химическое равновесие этих реакций смещено в сторону образования конечных продуктов, и в указанных условиях эти реакции можно считать необратимыми.

Однако всегда по мере роста концентрации продуктов в реакции и температуры в зоне горения находится в равновесии с конечными продуктами какое-то количество исходных веществ. Этот процесс связан с термической диссоциацией части образовавшихся продуктов сгорания. В топочных камерах при температуре горения выше 1600°C подвергаются термической диссоциации в заметном количестве диоксид углерода CO_2 и водяные пары H_2O



Таким образом, в зоне высоких температур горения всегда останется небольшое количество CO , H_2 и O_2 , догорание которых возможно при более низких температурах.

Интенсивность горения характеризуется скоростью реакции. Под скоростью гомогенной реакции понимается массовое количество вещества, реагирующее в единице объема и в единицу времени. Скорость реакции в

этом случае измеряется по изменению концентрации одного из реагирующих веществ. Например, в реакции (4.3) средняя скорость реакции w_p , моль/(м³·с), за промежутки времени $\Delta\tau$, с, имеет выражение

$$\bar{w}_p = \Delta C_{CO} / \Delta\tau \quad 4.7$$

где ΔC_{CO} - изменение концентрации CO в объеме, моль/м³.

Скорость гетерогенных реакций (4.1) и (4.2) K_s , г/(м²·с), выражается количеством углерода Δg , г, прореагировавшим с кислородом на единице поверхности контакта S , м², в единицу времени $\Delta\tau$, с:

$$K_s = \Delta g / (S\Delta\tau) \quad 4.8$$

Скорости реакций подчиняются закону **действующих масс**, согласно которому в однородной среде при постоянной температуре в каждый момент времени скорость реакции пропорциональна произведению концентраций реагирующих веществ с учетом числа молей. Так, для уравнения (4.3) скорость реакции составит

$$W_p = k_p C_{CO}^2 C_{O_2} \quad 4.9$$

Здесь k_p - константа скорости реакции, зависящая от температуры и химической природы реагирующих веществ.

В условиях гетерогенного горения концентрация горючего (твердого топлива) неизменна, поэтому скорость такой реакции на основе закона действующих масс будет зависеть только от концентрации окислителя (кислорода) у поверхности топлива

$$K_s = \bar{K}_p C_{O_2}^{ПОВ} \quad 4.10$$

Здесь $C_{O_2}^{ПОВ}$ - концентрация кислорода у поверхности топлива. При неизменной концентрации реагирующих веществ во времени (постоянный подвод топлива и окислителя в зону горения) скорость реакции зависит от константы скорости реакции k_p , 1/с, по **закону Аррениуса**

$$k_p = k_0 e^{-E/RT} \quad 4.11$$

где k_0 - предэкспоненциальный множитель, 1/с; E - энергия активации, кДж/моль; R - универсальная газовая постоянная, кДж/(моль·К); T -

абсолютная температура процесса, K . Константа скорости реакции k_p и энергия активации E называются кинетическими константами реакции, которые определяют реакционные свойства топлива.

Химическая реакция может происходить при столкновении молекул, вступающих в реакцию веществ. Если бы все столкновения приводили к реакциям, то горение происходило бы с огромной скоростью и константа скорости равнялась бы k_0 . В действительности реакция может произойти только в том случае, когда за счет соударения произойдет разрушение старых молекулярных связей и образовавшиеся осколки молекул (заряженные радикалы) смогут перегруппироваться и создать молекулы новых веществ.

Энергия, достаточная для разрушения внутримолекулярных связей исходных веществ, называется энергией активации E . Так, при горении кокса по реакции (4.1) энергия активации зависит от вида кокса: для кокса бурого угля $E = 92 \dots 105$ МДж/моль, для кокса каменных углей $E = 117 \dots 134$ МДж/моль, для антрацита $E = 147$ МДж/моль. В результате число молекул N_E , обладающих необходимым уровнем энергии E , определяется статистическим законом Максвелла-Больцмана

$$N_E = N_0 e^{-E/RT} \quad 4.12$$

где N_0 - полное число молекул в единице объема. Энергия активации зависит не только от энергии межатомных связей в молекулах, но и от того, в каком состоянии находятся вступающие в реакцию вещества. При высоких температурах в зоне реакции за счет диссоциации молекул с более слабыми внутренними связями накапливается определенное количество заряженных частиц (радикалов) типа OH , H^+ , O^{2-} , которые легко вступают в промежуточные реакции с исходными молекулами (такие реакции имеют низкие значения E) и способствуют ускорению реакций горения.

На рис. 4.1 показана зависимость константы скорости k_p и скорости реакции w_p от определяющих факторов. Рост скорости химической реакции с температурой на известном уровне тормозится аэродинамическим фактором - возможностью доставки в зону горения окислителя (кислорода),

определяемым скоростью диффузионного массообмена k_d , который слабо зависит от температуры (рис. 4.1, а). Повышение энергии активации требует больше энергетических затрат на каждый акт реакции, что ведет к торможению скорости (рис. 4.1, б).

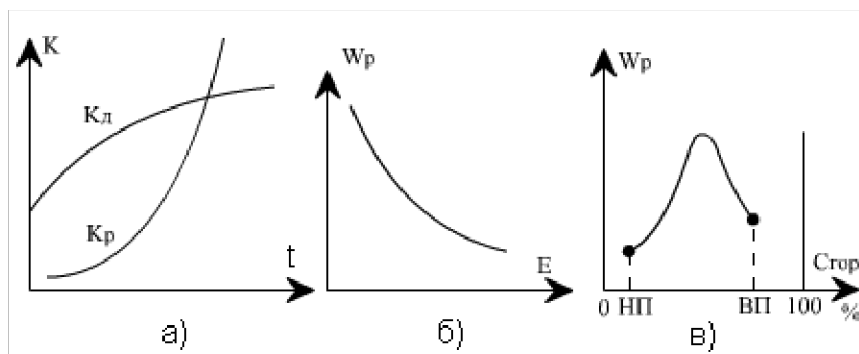


Рис. 4.1. Кинетические характеристики процесса горения: а - зависимость константы реакции горения k_p и диффузионного массообмена k_d от температуры; б - изменение скорости реакции w_p от энергии активации E ; в - изменение скорости реакции при повышении концентрации горючего вещества $C_{гор}$ в смеси с воздухом; НП, ВП - нижний и верхний пределы концентрации, соответствующие горению

В топочных устройствах происходит постоянная подача топлива и окислителя в зону горения, и, следовательно, в ядре горения сохраняется практически постоянная концентрация реагирующих веществ во времени. В этих условиях максимальная скорость реакции может быть достигнута при соотношении концентраций исходных веществ, близком к стехиометрическому, когда в результате реакции не остается избытка любого из них (рис. 4.1, в). При избытке горючего (богатая смесь) или при малой его концентрации (бедная смесь) скорость реакции снижается из-за уменьшения тепловыделения на единицу объема. Как видно, существует нижний предел концентрации горючего (НП), ниже которого горение становится невозможным, и верхний предел (ВП), когда дальнейшее увеличение концентрации горючего в смеси также прекращает горение. Во всем диапазоне концентраций между этими пределами горение возможно.

При сгорании горючей смеси в замкнутом объеме и отсутствии отвода теплоты в процессе реакции тепловыделение передается продуктам сгорания и приводит к максимальному повышению их температуры.

Этим условиям отвечает понятие теоретической (адиабатной) температуры горения $T_{\text{ТЕОР}} = T_a$. Наивысшее ее значение достигается при подводе окислителя в строгом соответствии с химической формулой (при стехиометрическом соотношении горючего и окислителя). Эту температуру часто называют жаропроизводительностью топлива.

В топочных устройствах всегда имеет место отвод теплоты из зоны реакции к поверхностям нагрева. С повышением температуры в зоне основного горения увеличивается и отвод теплоты, далее по мере выгорания топлива тепловыделение снижается, а вместе с ним происходит спад температуры продуктов сгорания, так как теплоотвод сохраняется достаточно высоким (рис. 4.2).

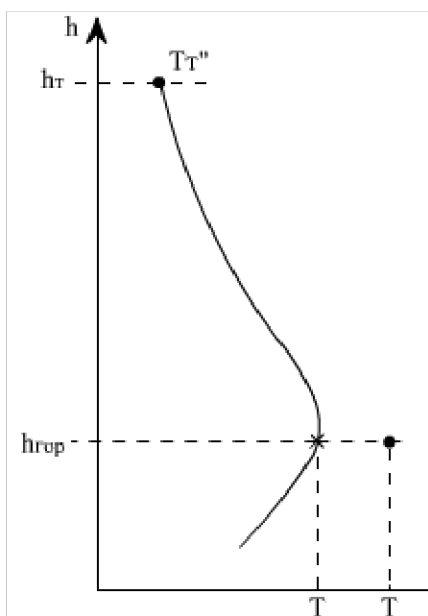


Рис. 4.2. Изменение температуры газов по высоте топки h_T : $h_{гор}$ - высота расположения горелок

Температура смеси, начиная с которой система способна к самоускорению реакции до устойчивого горения, называется температурой воспламенения. Эта температура не является постоянной для реагирующих веществ и зависит от условий отвода теплоты из зоны реакции. Тепловыделение в ходе реакции горения топлива (при постоянной концентрации реагирующих веществ) определяется скоростью реакции в данных условиях и теплотой горения топлива

$$Q_p = m w_p Q_k^p \Delta \tau \quad 4.13$$

где mw_p - скорость реакции по сгорающему топливу, кг/(м³·с); Q_p^H - теплота горения топлива, кДж/кг.

Из (4.13) следует, что тепловыделение Q_p определяется только изменением скорости реакции w_p . Скорость реакции, в свою очередь, зависит от константы диффузионного массообмена k_d и константы химической реакции k_r на поверхности топлива. При этом в области низких температур скорость реакции w_p ограничивается константой k_r , а в области высоких температур условиями массообмена у поверхности топлива константой k_d . В итоге на графике кривая $w_p = f(T)$ имеет два перегиба (см. рис. 4.3).

Теплоотвод из зоны реакции в окружающую среду (к тепловоспринимающим поверхностям) выражается формулой

$$Q_0 = \alpha F_{ст} (T_p - T_{ст}) \quad 4.14$$

где α - коэффициент теплоотдачи, кВт/(м²·К); $F_{ст}$ - тепловоспринимающая поверхность, м²; T_p , $T_{ст}$ - температуры в зоне реакции и у поверхности стен, К. Из (4.14) следует, что при постоянстве условий отвода теплоты из зоны реакции ($\alpha = const$) теплоотвод изменяется линейно в зависимости от разности температур $T_p - T_{ст}$

На рис.4.3 показан характер изменения значений Q_p и Q_0 от температуры. Точка 1 касания кривой Q_p и линии теплоотвода Q_0 соответствует температуре воспламенения $T_{в}$, так как при любом отклонении от нее значение $Q_p > Q_0$ и происходит саморазогрев горючей смеси и рост тепловыделения за счет реакций окисления. Точка пересечения 3 кривой Q_p и линии Q_0 характеризует наивысшее устойчивое тепловыделение, а соответствующая температура - температура горения $T_{г3}$. Как видно на рис. 4.3, чем интенсивнее теплоотвод из зоны горения (круче наклон линии отвода 2-4, выше $T_{ст2}$, так как $\alpha_2 > \alpha_1$), тем выше температура воспламенения топлива $T_{в2}$ и ниже температура горения $T_{г4}$.

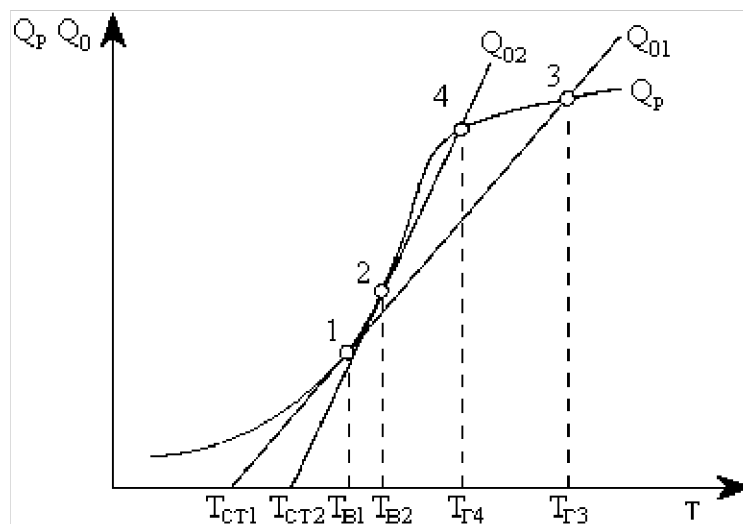


Рис.4.3. Графическое определение температуры воспламенения T_v , горения T_g при разной интенсивности теплоотвода к стенкам топки ($Q_{02} > Q_{01}$): Q_p - тепловыделение в результате реакции горения; $T_{ст}$ - температура стен (экранов) топки.

4.2.1. ГОРЕНИЕ ГАЗОВОГО ТОПЛИВА

Ранее были изложены основные законы кинетики (законы действующих масс и Аррениуса), позволяющие определять скорость химических реакций на основе стехиометрических соотношений молекул исходных и конечных продуктов. Экспериментально установлено, что скорости протекания реакций существенно превышают расчетные значения, полученные с применением закона действующих масс и закона Аррениуса.

В действительности реакции в веществах, находящихся в парогазовом состоянии, протекают чаще не между исходными молекулами горючего и окислителя, а через ряд промежуточных стадий, в которых вместе с молекулами участвуют активные осколки молекул - радикалы и атомы, имеющие свободные связи H, OH, O, CH и др. При этом переход от исходных веществ к конечным продуктам происходит через ряд промежуточных реакций, протекающих с большой скоростью, так как они обладают низкой энергией активации. Такие реакции, отличительной особенностью которых является огромная скорость их протекания, получили название цепных.

При горении газов протекают разветвленные реакции, в процессе которых один активный центр порождает два или большее число новых

активных центров. Теорию цепных реакций разработал академик Н.Н. Семенов.

Согласно этой теории, цепная разветвленная реакция включает следующие процессы: зарождение цепей - образование активных частиц из исходного продукта; разветвление цепей - процесс, при котором одна активная частица, реагируя с исходными, вызывает образование двух или нескольких новых активных частиц; по мере убывания горючих компонентов реакция замедляется, наступает обрыв цепей, и реакция вырождается - горение прекращается.

Началу реакции между веществами предшествует период накопления активных центров в виде заряженных частиц за счет разрушения части исходных молекул другими, обладающими большими энергиями движения и более высокой энергией связи атомов в молекуле. Этот период называют периодом индукции. При высокой температуре вступающих в реакцию веществ период индукции занимает от долей секунды до 1...2 с.

Рассмотрим механизм цепной разветвленной реакции на примере горения водорода (рис. 4.4). Из цикла цепной реакции следует, что наряду с образованием конечного продукта H_2O увеличивается число активных частиц - возбудителей цепи Н. На один вступивший в реакцию активный атом водорода после первого цикла образуется три атома водорода, после второго цикла - 9, после третьего - 27 и т.д. Это приводит к дальнейшему лавинообразному ускорению реакции. В реальных процессах одновременно с лавинообразным ускорением образования активных центров часть их по ряду причин при контакте со стенками сосуда, друг с другом теряет активность, что ведет к постепенному снижению скорости нарастания реакции и переходу ее в установившееся состояние, если имеет место постоянный подвод кислорода и водорода в зону реакции.

Горение газового топлива в смеси с воздухом происходит с большой скоростью (готовая смесь метана с воздухом объемом 10 м^3 сгорает за 0,1 с).

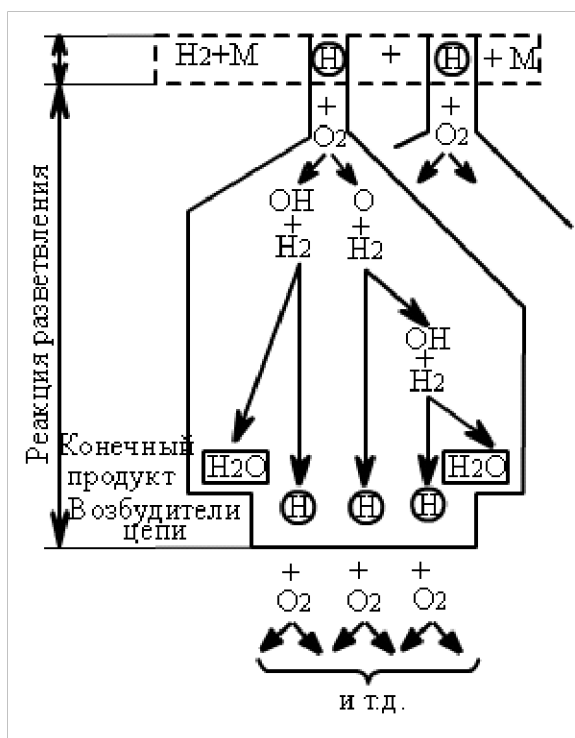


Рис. 4.4. Цикл цепной реакции горения водорода: H - возбудитель цепной реакции; H₂O - конечный продукт

Поэтому интенсивность сжигания природного газа в топках паровых котлов определяется скоростью его смешения с воздухом в горелочном устройстве и топке, т.е. скоростью подготовки горючей смеси.

В турбулентном потоке горючей смеси метана с воздухом скорость распространения пламени $u_{пл}$, м/с, определяется турбулентной диффузией веществ и находится по приближенной формуле

$$u_{пл} = 1,2 W_{гор} \varepsilon_T (T_r / 970)^n \quad 4.15$$

где $w_{гор}$ - скорость воздуха на выходе из горелки, м/с; T_r - расчетная температура газовой среды, К; $n = 0,60 \dots 1,65$ - показатель степени; изменяется в зависимости от состава горючей смеси и скорости потока. Для промышленных горелок, сжигающих природный газ, значение n близко к единице; $\varepsilon_T = 0,25 \dots 0,30$ - степень турбулентности потока воздуха. В итоге скорость распространения газового пламени обычно составляет $u_{пл} = 8 \dots 12$ м/с.

Трудность обеспечения полного смешения расхода газа с воздухом за короткий промежуток времени связано с большим различием объемных расходов газа и воздуха - на сжигание 1 м^3 газа требуется 10 м^3 воздуха. Для полноты перемешивания приходится в поток воздуха внутри горелки вводить

газ большим количеством мелких струй малого диаметра и с большой скоростью. Воздушный поток также сильно турбулизуется в специальных завихрывающих устройствах.

4.2.2. ГОРЕНИЕ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

Горение твердого топлива (угольной пыли) включает два периода: тепловую подготовку и собственно горение (рис. 4.5).

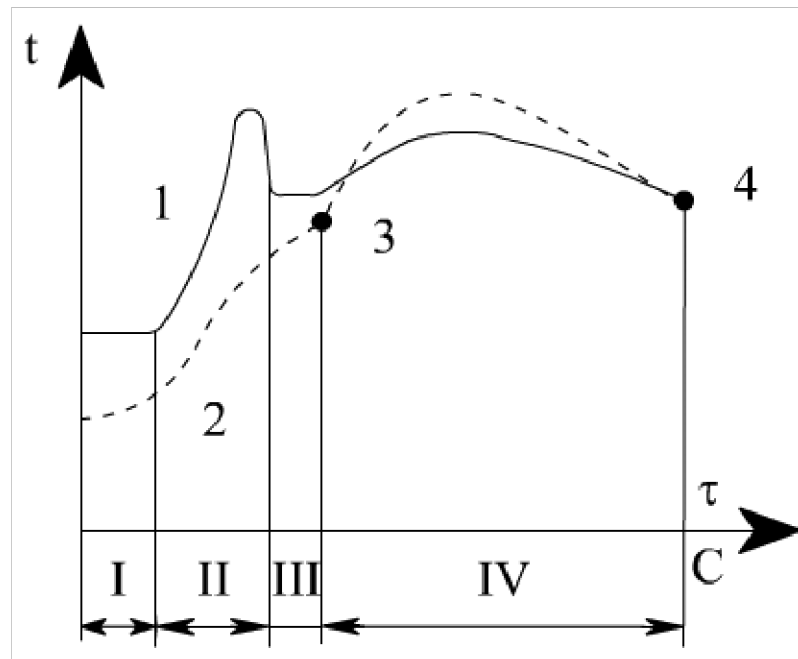


Рис. 4.5. Температурный режим при горении отдельной частицы твердого топлива: 1 - температура газовой среды вокруг частицы; 2 - температура частицы; 3 - воспламенение коксового остатка; 4 - завершение горения коксового остатка; I - зона термической подготовки; II - зона горения летучих веществ; III - зона прогрева коксового остатка; IV - зона горения коксового остатка

В процессе тепловой подготовки (рис. 4.5, зона I) частица прогревается, высушивается, и при температуре выше 110°C начинается тепловое разложение исходного вещества топлива с выделением газообразных летучих веществ. Длительность этого периода зависит главным образом от влажности топлива, размера его частиц, условий теплообмена и составляет обычно десятые доли секунды. Протекание процессов в период тепловой подготовки связано с поглощением теплоты, главным образом, на прогрев, подсушку

топлива и термическое разложение сложных молекулярных соединений, поэтому нагрев частицы в это время идет замедленно.

Собственно, горение начинается с воспламенения летучих веществ (рис. 4.5, зона II) при температуре 400...600°C, а выделяющаяся в процессе их горения теплота обеспечивает ускоренный прогрев и воспламенение твердого коксового остатка. Горение летучих веществ занимает 0,2...0,5 с. При большом выходе летучих (бурые и молодые каменные угли, сланцы, торф) выделяющейся теплоты их горения достаточно для воспламенения коксовой частицы, а при малом выходе летучих возникает необходимость дополнительного прогрева коксовой частицы от окружающих раскаленных газов (зона III).

Горение кокса (рис. 4.5, зона IV) начинается при температуре около 1000°C и является наиболее длительным процессом. Это определяется тем, что часть кислорода в зоне у поверхности частицы израсходована на сжигание горючих летучих веществ и оставшаяся концентрация его снизилась, кроме того, гетерогенные реакции всегда уступают по скорости гомогенным для однородных по химической активности веществ.

В итоге общая длительность горения твердой частицы (1,0...2,5 с) в основном определяется горением коксового остатка (около 2/3 общего времени горения). Для топлив, имеющих большой выход летучих веществ, коксовый остаток составляет менее половины начальной массы частицы, поэтому их сжигание при разных начальных размерах происходит достаточно быстро и возможность недожога снижается. Старые по возрасту топлива имеют плотную коксовую частицу, горение которой занимает почти все время пребывания в топочной камере.

Коксовый остаток большинства твердых топлив в основном, а для ряда твердых топлив целиком, состоит из углерода (от 60 до 97% массы частицы). Учитывая, что углерод обеспечивает основное тепловыделение при сжигании топлива, рассмотрим динамику горения углеродной частицы с поверхности. Кислород подводится из окружающей среды к частице углерода за счет

турбулентной диффузии - турбулентного массопереноса, имеющего достаточно высокую интенсивность, однако непосредственно у поверхности частицы сохраняется тонкий газовый слой (пограничный слой), перенос окислителя через который осуществляется по законам молекулярной диффузии (рис. 4.6). Этот слой в значительной мере тормозит подвод кислорода к поверхности. В нем происходит догорание горючих газовых компонентов, выделяющихся из частицы в ходе термического разложения. Количество кислорода, подводимого в единицу времени к единице поверхности частицы посредством турбулентной диффузии, определяется по формуле

$$G_{\text{ок}} = A(C_{\text{пот}} - C_{\text{сл}}) \quad 4.16$$

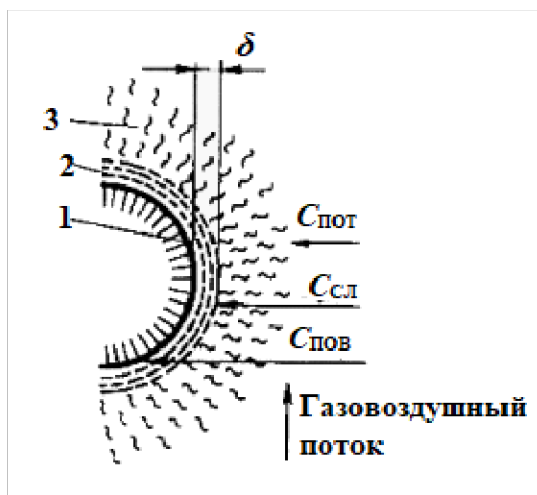


Рис. 4.6. Схема горения углеродной частицы:
 1 - поверхность углеродной частицы;
 2 - ламинарный пограничный слой;
 3 - зона турбулентного потока.

Такое же количество кислорода поступает через пограничный слой δ за счет молекулярной диффузии

$$G_{\text{ок}} = D(C_{\text{сл}} - C_{\text{пов}}) / \delta \quad 4.17$$

В (4.16) и (4.17) $C_{\text{пот}}$ - концентрация кислорода в окружающем частицу потоке; $C_{\text{сл}}$ - то же на внешней границе пограничного слоя; $C_{\text{пов}}$ - то же на поверхности топлива; δ - толщина пограничного слоя; D - коэффициент

молекулярной диффузии через пограничный слой; A - коэффициент турбулентного массообмена.

Совместное решение уравнений (4.16) и (4.17) приводит к выражению

$$G_{\text{ок}} = \frac{1}{\frac{1}{A} + \frac{\delta}{D}} (C_{\text{ПОТ}} - C_{\text{ПОЕ}}) \quad 4.18a$$

Или

$$G_{\text{ок}} = k_{\text{д}} (C_{\text{ПОТ}} - C_{\text{ПОЕ}}) \quad 4.18б$$

в котором

$$k_{\text{д}} = \frac{1}{\frac{1}{A} + \frac{\delta}{D}} = AD / (A\delta + D) \quad 4.19$$

- обобщенная константа скорости диффузии.

Из формулы (4.18) следует, что подвод кислорода к реагирующей поверхности твердого топлива определяется константой скорости диффузии и разностью концентраций кислорода в потоке и на реагирующей поверхности.

В установившемся процессе горения количество кислорода, подводимого диффузией к поверхности реагирования, равно количеству, прореагировавшему на поверхности в результате химической реакции. Отсюда скорость реакции горения углерода с поверхности K_s находится из равенства массовых скоростей двух процессов - диффузионного подвода и расхода кислорода на поверхности в результате химической реакции

$$K_s = \beta k_{\text{д}} (C_{\text{ПОТ}} - C_{\text{ПОЕ}}) = \beta k_{\text{р}} C_{\text{ПОЕ}} \quad 4.20$$

где дополнительно β - отношение расхода углерода и кислорода в химической реакции. Так, например, в реакции $C + O_2 = CO_2$ значение $\beta = 12/32 = 0,375$.

Из уравнения (4.20) можно получить приведенную константу скорости горения $K_{\text{Г}}$, учитывающую условие диффузии, т.е. константу $k_{\text{д}}$, и интенсивность химической реакции - константу $k_{\text{р}}$

$$K_{\Gamma} = \frac{k_p k_d}{(k_p + k_d)} \quad 4.21$$

В соответствии с законом Аррениуса определяющим параметром скорости химической реакции является температура процесса. Константа скорости диффузии k_d слабо изменяется с ростом температуры (см. рис. 4.1, а), в то время как константа скорости реакции k_p имеет экспоненциальную зависимость от температуры.

При относительно невысокой температуре (800...1000°C) химическая реакция протекает медленно, несмотря на избыток кислорода около твердой поверхности, так как $k_d \gg k_p$. В этом случае горение тормозится кинетикой химической реакции, поэтому эту зону температур называют областью кинетического горения.

Наоборот, при высоких температурах горения (выше 1500°C) и сжигании угольной пыли значение $k_p \gg k_d$ и процесс горения тормозится условиями подвода (диффузии) кислорода к поверхности частицы. Этим условиям соответствует область диффузионного горения. Создание в этой зоне температур факела дополнительных условий для перемешивания горячей смеси (увеличение значения k_d) способствует ускорению и углублению выгорания топлива.

Аналогичный эффект в части интенсификации горения достигается уменьшением размера частиц пылевидного топлива. Частицы малых размеров имеют более развитый теплообмен с окружающей средой и, таким образом, более высокое значение k_d . Повышение температуры приводит к смещению процесса окисления в область диффузионного горения.

Область чисто диффузионного горения пылевидного топлива характерна для ядра факела, отличающегося наиболее высокой температурой горения, и зоны догорания, где концентрации реагирующих веществ уже малы и их взаимодействие определяется законами диффузии. Воспламенение любого топлива начинается при относительно низких температурах, в условиях достаточного количества кислорода, т.е. в кинетической области. В

этой области горения определяющую роль играет скорость химической реакции, зависящая от таких факторов, как реакционная способность топлива и уровень температуры. Влияние аэродинамических факторов в этой области горения незначительно.

4.2.3. ГОРЕНИЕ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

Температура воспламенения жидкого топлива (нефть, мазут) выше, чем температура его кипения. Поэтому при поступлении в зону высоких температур капля мазута вначале испаряется с поверхности за счет подводимой теплоты, а затем пары топлива смешиваются с воздухом, поступающим из окружающей среды, подогреваются до температуры воспламенения и горят в газообразном состоянии. В результате на некотором расстоянии от капли $r_{\text{СТЕХ}}$ достигается стехиометрическое соотношение между массой горючих газов и кислорода, и здесь устанавливается фронт горения (рис. 4.7), который для случая горения капли жидкого топлива в неподвижной окружающей среде представляет сферу вокруг капли. Расстояние $r_{\text{СТЕХ}}$ составляет обычно 4...10 радиусов капли. От капли к фронту горения идет интенсивное движение паров испаряющегося топлива, здесь практически нет кислорода. В зоне реакции имеет место химическое равновесие между количеством топлива и окислителя, а за ней идет догорание остатков топлива и отвод продуктов сгорания. Навстречу им к зоне реакции диффундирует окислитель.

Концентрации паров топлива C_T и окислителя (кислорода) $C_{\text{ОК}}$ резко уменьшаются в пределах зоны горения в результате интенсивной реакции окисления, а температура среды T здесь достигает максимума. Горение паров топлива протекает по законам цепных реакций (см. § 4.2).

Организация сжигания жидкого топлива предусматривает, прежде всего, его распыление в форсунке до мельчайших капель размером не более 1,0...1,5 мм (средний размер капель 0,3...0,5 мм) с одновременным по

возможности равномерным распределением их в потоке горячего воздуха на выходе из горелки.

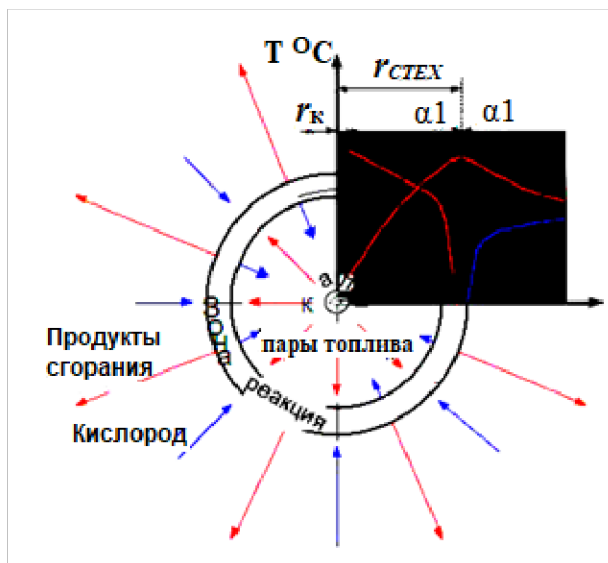


Рис. 4.7. Механизм горения капли жидкого топлива: r_k - радиус капли; $r_{з.р}$ - радиус зоны реакции; C_T , $C_{ок}$ - объемная концентрация топлива (пары) и окислителя (кислород).

В процессе смешения с воздухом и при дальнейшем движении готовой смеси капли жидкого топлива быстро прогреваются за счет теплового излучения ядра факела и конвективного теплообмена с газовой средой (начальная температура капли $120...140^{\circ}\text{C}$, а окружающей ее среды $300...500^{\circ}\text{C}$). При достижении поверхностью капли температуры испарения наиболее низкокипящих фракций жидкого топлива (для мазута $200...320^{\circ}\text{C}$) начинается ее испарение.

Процесс смешения с воздухом и прогрев капель топлива до начала испарения определяет первый подготовительный этап сжигания жидкого топлива (рис. 4.8), занимает $\tau_{под} = 0,2...0,6$ с в зависимости от крупности размеров капель и уровня температур окружающей среды.

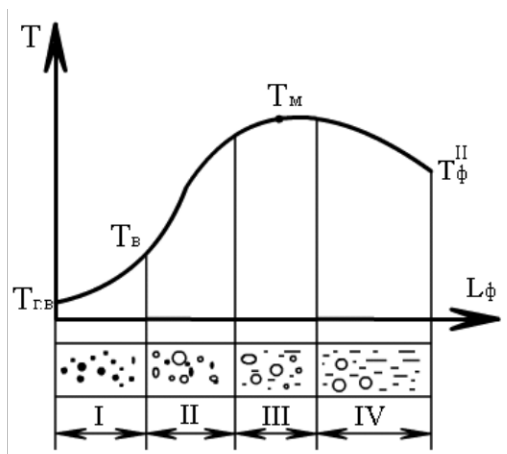


Рис. 4.8. Схема сгорания капель мазута и изменение температуры газов T по длине факела L_{ϕ} : I - зона смешения с воздухом и прогрев капель; II - кинетическая зона горения мелких капель; III - диффузионное горение крупных капель; IV - зона догорания и охлаждения продуктов сгорания; $T_{Г.В.}$, $T_{в}$ - температура горячего воздуха и воспламенения паров мазута; $T_{М}$, T''_{ϕ} - максимальная температура горящего факела и продуктов сгорания на выходе из камеры

Наиболее длительным является процесс испарения капли. Исследованиями установлено, что время испарения капли прямо пропорционально квадрату ее начального диаметра $\tau_{\text{исп}} = f(d_0^2)$. Эту зависимость называют законом Срезневского.

При сжигании распыленного в форсунках мазута $\tau_{\text{исп}} = 0,3 \dots 1,0$ с в зависимости от начального размера капель. Процесс нагрева паров до температуры воспламенения (на $50 \dots 70^\circ\text{C}$ выше температуры испарения) и процесс горения по законам цепной разветвленной реакции при наличии окислителя (кислорода) занимают ничтожно малое время по сравнению с испарением. Горение паров топлива происходит, как правило, по мере испарения капли. В итоге полное время сжигания капель жидкого топлива составляет $\tau_{\text{гор}} = \tau_{\text{под}} + \tau_{\text{исп}}$.

В условиях присутствия в готовой смеси капель разного размера первыми прогреваются, испаряются и сгорают мелкие капли, обеспечивая более ускоренный прогрев за счет роста температуры капель больших размеров. Вместе с тем сжигание паров крупных капель происходит в среде с пониженной концентрацией кислорода, содержащей много продуктов сгорания (диффузионная область горения), что приводит к затягиванию языков факела в верх топki и при ограниченности времени пребывания газов в топке ведет к возможному появлению химического недожога и сажи.

4.3. РАЗВИТИЕ И ВОСПЛАМЕНЕНИЕ ТОПЛИВНО-ВОЗДУШНОЙ СТРУИ В ТОПОЧНОМ ОБЪЕМЕ

В энергетике основным типом топок мощных паровых котлов является камерная топка. Топливоздушная смесь поступает в нее из горелочных устройств в виде прямоточных или завихренных струй, развитие которых в топочном объеме определяет условия воспламенения и последующую интенсивность горения.

Рассмотрим вначале механизм развития прямооточной струи, вытекающей в топочный объем, заполненный горячими топочными газами (рис. 4.9).

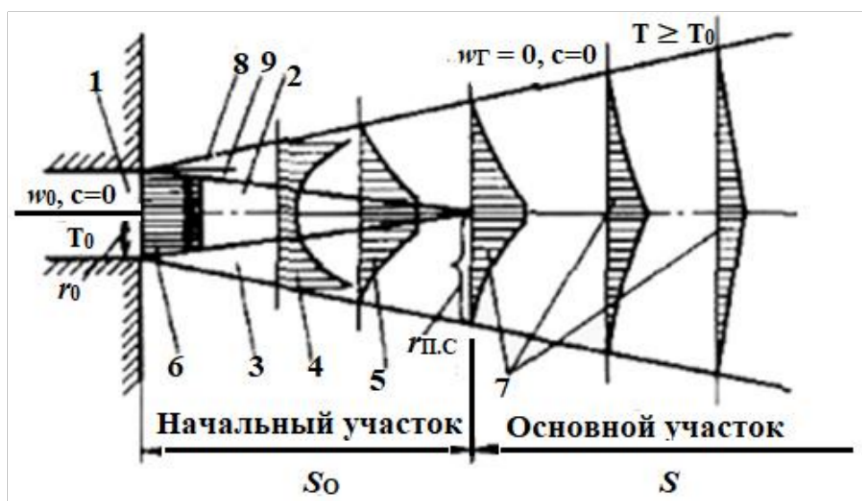


Рис. 4.9. Структура развития свободной турбулентной струи:
 1 - выходная часть сопла (горелки); 2 - ядро струи; 3 - пограничный слой;
 4 - распределение температур в струе; 5 - распределение концентрации горящего вещества в струе; 6 - эпюра скоростей на выходе из горелки; 7 - эпюры скоростей на основном участке; 8 - внешний угол раскрытия струи; 9 - внутренний угол раскрытия струи

Из амбразуры горелочного устройства вытекает струя, имеющая начальные значения скорости w_0 , температуры T_0 , концентрации горючего C_0 . На поверхности раздела струи с топочной средой за счет поперечной составляющей пульсационных скоростей происходит проникновение части массы струи в окружающий газовый объем и захват части массы из окружающего объема в струю. В зоне смешения, называемой пограничным слоем струи, взаимодействие масс подчиняется закону сохранения количества движения

$$M_0 w_0 + M_T w_T = (M_0 + M_T) w_{см} \quad 4.22$$

где M_0, M_T - масса основной струи и окружающей газовой среды;

w_0, w_T - скорости струи и газовой среды, причем для данного условия $w_T = 0$

В связи с этим средняя скорость поступательного движения смеси в пограничном слое определяется

$$w_{\text{см}} = \frac{M_0 w_0}{(M_0 + M_{\Gamma})} \quad 4.23$$

По мере приближения к внешней границе струи доля вовлеченной в движение массы M_{Γ} увеличивается, а массы M_0 - уменьшается и скорость $w_{\text{см}}$ падает.

За счет турбулентного переноса масс пограничный слой расширяется и внутрь струи, в результате ее потенциальное ядро, сохраняющее начальные значения w_0 , T_0 , C_0 (невозмущенная часть струи), постепенно уменьшается. Внешний угол раскрытия струи составляет 12...14 °, внутренний угол расширения пограничного слоя 6°. Сечение, в котором оканчивается потенциальное ядро, является переходным, расстояние до него от устья горелки представляет собой начальный участок струи S_0 . За переходным сечением пограничный слой распространяется на всю струю, и параметры на оси струи также начнут изменяться по мере удаления от переходного сечения - скорость будет падать, температура расти.

Длина начального участка струи

$$S_0 = \frac{0,67 r_0}{a_c} \quad 4.24$$

где r_0 - начальный радиус круглой струи или половина эквивалентного диаметра струи прямоугольной формы; a_c - экспериментальный коэффициент структуры струи, учитывающий ее начальную турбулентность и неравномерность поля входных скоростей.

В турбулентном потоке при числе $Re > 2 \cdot 10^4$ коэффициент $a_c = 0,07 \dots 0,08$, откуда длина начального участка $S_0 = (4,2 \dots 5,0) d_{\text{э}}$, где $d_{\text{э}}$ - эквивалентный диаметр струи. Для прямоугольной формы амбразуры горелки эквивалентный диаметр составляет

$$d_{\text{э}} = 1,13(ab)^{0,5} \quad 4.25$$

где a , b - ширина и высота выходного сечения горелки. В переходном сечении в зависимости от внешнего угла раскрытия струи $\alpha_{\text{внш}}$ - полуширина струи составит

$$r_{п.с} = r_0 + S_0 \operatorname{tg} \alpha_{внш} \quad 4.26$$

что примерно в 3 раза превышает начальный радиус струи.

Прогрев поступающего топлива до температуры воспламенения происходит за счет двух источников теплоты - теплового потока излучения из ядра факела и более интенсивно - путем конвективного нагрева за счет смешения воздуха с горячими топочными газами. В связи с этим горелочные устройства должны выполняться таким образом, чтобы максимально интенсифицировать вовлечение горячих газов в свежую струю на начальном участке и тем самым ускорять воспламенение топлива. Примером такого типа устройства является вихревая горелка с кольцевой закрученной струей (рис. 4.10). Степень закручивания такой струи в горелке определяется параметром крутки, значения которого обычно составляют $n_{\Gamma} = 2 \dots 4$.

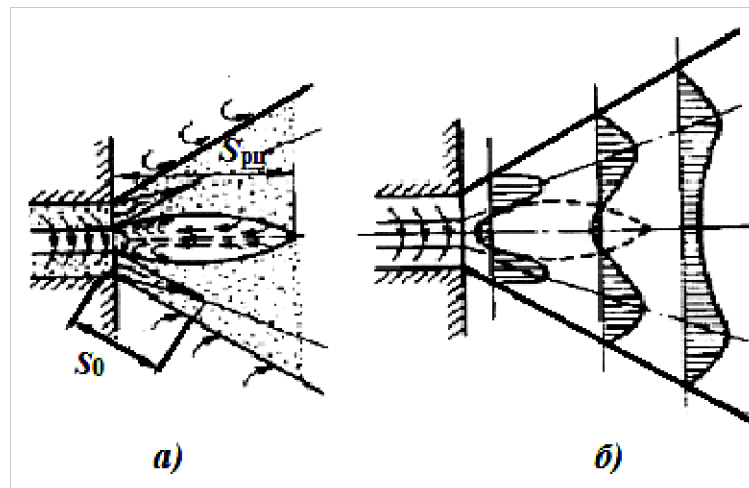


Рис. 4.10. Структура кольцевой закрученной струи на выходе из горелки: *а* - общий вид движения потоков; *б* - распределение аксиальных скоростей; S_0 - длина начального участка; S_{rc} - длина зоны рециркуляции газов.

Параметр крутки приближенно можно выразить в виде

$$n_{\Gamma} \approx \frac{4w_t}{w_a} \quad 4.27$$

где w_t , максимальная тангенциальная составляющая скорости потока на выходе из горелки; w_a - то же аксиальная составляющая скорости.

Параметр крутки n_{Γ} может быть определен для данной горелки по ее конструктивным размерам (диаметр канала, тип, размеры, угол установки

завихрителя и т.п.). С увеличением параметра n_{Γ} растет турбулентность струи, интенсивность вовлечения окружающих газов в струю и угол раскрытия струи.

В центральной (приосевой) зоне закрученной струи создается область пониженного давления, куда устремляются высокотемпературные газы из ядра горения. Создается осевая рециркуляция газов к корню струи. Длина зоны рециркуляции также зависит от степени крутки $S_{\text{РЦ}} = 1,4n_{\Gamma}r_0$. Таким образом, основное отличие закрученной кольцевой струи от прямоточной состоит в повышенной турбулентности и наличии, кроме внешней, еще внутренней зоны вовлечения газов в струю, что ускоряет ее прогрев.

Воспламенение горючей смеси топлива с воздухом возможно при соблюдении двух условий: температура горючей смеси должна быть не ниже температуры воспламенения, концентрация горючего должна превышать нижний предел воспламенения. У внешней границы струи, где температура $t_{\text{СМ}}$ наибольшая, находится незначительное количество топлива, недостаточное для воспламенения. В центральной зоне струи температура недостаточна для воспламенения, поэтому начало горения становится возможным в довольно узкой, близкой к периферии полосе струи, где выполняются оба указанных условия.

Фронт горения отличается повышенной турбулентностью за счет резкого увеличения объема газов (благодаря росту температуры). Фронт горения будет устойчивым, если постоянно обеспечивается подвод свежих порций топлива и воздуха. Горение происходит всегда на определенном удалении от среза горелки, поскольку вблизи горелки в струе нет необходимого уровня температур. Фронт горения устанавливается в том месте, где поступательная скорость потока оказывается равной скорости распространения турбулентного пламени (см. § 4.2.1).

Начальный этап горения топлива происходит в условиях высокой концентрации горючего и окислителя и при повышенной турбулентности потока, созданной горелкой. Зону топочной камеры, в пределах которой идет

интенсивное горение топлива до степени выгорания 0,85...0,90, называют зоной ядра факела, отличающейся высоким температурным уровнем и значительным тепловым излучением на окружающие экранные поверхности нагревания топлива (рис. 4.11). По своим размерам зона ядра факела занимает 1/3...1/5 объема топочной камеры. Остальную часть топки составляет зона догорания топлива и охлаждения газов.

Степень выгорания топлива в топочной камере обычно относят к длине факела $l_{\text{ф}}$, которую отсчитывают по условной линии от устья горелки до оси топки по горизонтали, затем от уровня горелок до уровня середины горизонтального газохода по вертикали и далее по горизонтали до выхода из топки.

Исследования сжигания различных видов топлив показывают, что в основном (на 85...90%) сгорание твердого топлива завершается на относительной длине факела $l_{\text{гор}}/l_{\text{ф}} = 0,35...0,40$, жидкого топлива (мазута) на длине 0,25, природного газа - на длине 0,15, что соответствует практически горизонтальной части длины факела на уровне горелки.

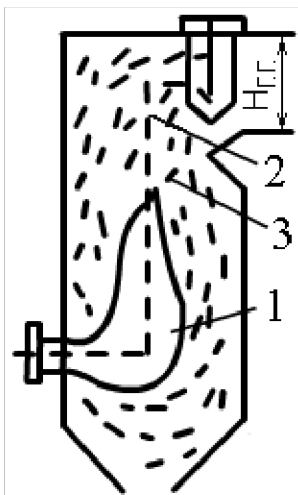


Рис. 4.11. Зоны горения топлива в топочной камере: 1 - зона ядра факела; 2 - зона догорания топлива и охлаждения газов; 3 - условная длина факела; $H_{г.г}$ - высота горизонтального газохода.

4.4. ПРОДУКТЫ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

Состав продуктов сгорания при сжигании 1 кг твердого или жидкого топлива, или 1 м³ газового топлива можно записать в следующем виде

$$1 \text{ кг}(\text{м}^3) + V_{\text{E}} = \frac{V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}}{1} + \frac{V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2} + V_{\text{EП}}}{2} + \frac{V_{\text{CO}} + V_{\text{H}_2} + V_{\text{CH}_4}}{3} \quad 4.28$$

Здесь V_B - объем воздуха, использованного для сжигания 1 кг (м^3) топлива; V_{CO_2} , V_{SO_2} и др. - объемы отдельных газов в продуктах сгорания, $\text{м}^3/\text{кг}$ (или $\text{м}^3/\text{м}^3$).

Под цифрой 1 в (4.28) объединены объемы продуктов полного окисления горючих элементов топлива. Объемы продуктов полного сгорания состоят из объема трехатомных сухих газов V_{RO_2}

$$V_{\text{RO}_2} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2} \quad 4.29$$

и объема водяных паров $V_{\text{H}_2\text{O}}$ в результате окисления водорода топлива. В составе V_{RO_2} всегда $V_{\text{CO}_2} \gg V_{\text{SO}_2}$, поскольку содержание серы в топливах мало. Под цифрой 2 в (4.28) объединены объемы азота и кислорода, представляющие собой остаток сухого воздуха после горения топлива, и водяные пары. Здесь $V_{\text{N}_2} \gg V_{\text{O}_2}$ как кислород в значительной мере израсходован на окисление. Объем водяных паров $V_{\text{ВП}}$ включает в себя испарившуюся влагу топлива и влажность самого воздуха. Для сильновлажных бурых углей значение $V_{\text{ВП}}$ соизмеримо или превышает V_{CO_2} . Под цифрой 3 объединены объемы продуктов неполного окисления горючих элементов топлива, при этом $V_{\text{CO}} > V_{\text{H}_2} > V_{\text{CH}_4}$. Соотношение между объемами V_{CO} и V_{H_2} в среднем составляет 3:1. Наличие в продуктах неполного сгорания объема CH_4 говорит о грубых отклонениях режима горения от нормы.

Рассмотрим полное сгорание топлива в стехиометрических соотношениях и при условии, когда в продуктах сгорания $V_{\text{CO}} = 0$; $V_{\text{H}_2} = 0$; $V_{\text{CH}_4} = 0$ и нет остаточного кислорода $V_{\text{O}_2} = 0$.

Объем воздуха, необходимый для полного сгорания 1 кг (м^3) топлива при условии безостаточного использования кислорода, называется теоретически необходимым объемом воздуха V_B^0 , а объем газов после сгорания - теоретическим объемом продуктов сгорания V_{Γ}^0

$$V_{\Gamma}^0 = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + V_{\text{N}_2}^0 \quad 4.30$$

Теоретический объем сухих газов

$$V_{\text{с.г}}^0 = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2} + \sqrt{V_{\text{N}_2}^0} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 \quad 4.31$$

и полный объем газов

$$V_{\Gamma}^0 = V_{c.\Gamma}^0 + V_{H_2O}^0 \quad 4.32$$

Объем $V_{H_2O}^0$ включает полный объем водяных паров в продуктах сгорания $V_{H_2O}^0 = V_{H_2O} + V_{\text{ЕП}}$. Объем $V_{N_2}^0$ состоит в основном из азота воздуха с небольшим дополнением объема азота из топлива. Для обозначения объемов, соответствующих теоретическим условиям горения, вводится индекс 0.

Теоретические объемы воздуха и продуктов сгорания определяются составом сжигаемого топлива и приведены в табл. 4.1.

Объем сухих трехатомных газов V_{RO_2} в формулах (4.30) и (4.31) одинаков и не зависит от того, подан на горение теоретический объем воздуха $V_{\text{В}}^0$ или большее его количество, поскольку содержание CO_2 и SO_2 в атмосферном воздухе мало и не учитывается в расчетах. Объем других составляющих продуктов сгорания при подводе $V_{\text{В}} > V_{\text{В}}^0$ будет изменяться. При этом увеличение объема продуктов сгорания сверх V_{Γ}^0 определяется только избыточным количеством воздуха $\Delta V_{\text{В}} = V_{\text{В}} - V_{\text{В}}^0$ и водяными парами, содержащимися в нем:

В действительных условиях невозможно довести топливо до полного сгорания при теоретически необходимом объеме воздуха из-за несовершенства перемешивания топлива с воздухом в большом топочном объеме за короткое время пребывания газов в нем (2...3 с). Поэтому для обеспечения полноты сгорания топлива, удовлетворяющего экономическим показателям работы парового котла, действительный объем воздуха в зоне горения всегда поддерживают несколько больше теоретического. Отношение этих объемов называют коэффициентом избытка воздуха в продуктах сгорания

$$A = \frac{V_{\text{В}}}{V_{\text{В}}^0} \quad 4.33$$

Коэффициент избытка воздуха на выходе из топочной камеры обозначается α_{Γ} . Доля избыточного воздуха в топке зависит от сорта топлива,

способа его сжигания и конструкции топочного устройства. Твердое топливо, отличающееся большим выходом летучих веществ, легче воспламеняется и быстрее сгорает и относится по условиям горения к реакционным топливам.

Эффективное перемешивание топлива с воздухом и быстрое сжигание достигаются при использовании газового топлива и мазута, поэтому они требуют наименьшего избытка воздуха в зоне горения. Разный избыток воздуха нужен при сжигании одного и того же топлива, но в разных топочных устройствах (например, в прямоточной или вихревой топочной камере), отличающихся эффективностью перемешивания.

Расчетный коэффициент избытка воздуха на выходе из топки α_T принимают для разных топлив в следующих пределах: для твердых $\alpha_T = 1,15 \dots 1,25$; для жидких $\alpha_T = 1,02 \dots 1,10$; для газовых $\alpha_T = 1,05 \dots 1,10$.

Уменьшение избытка воздуха дает экономию расхода энергии на тягодутьевых устройствах и повышает КПД котла. Однако его снижение ниже расчетного значения α_T ведет к росту недожога топлива и снижению экономичности котла.

При работе парового котла под наддувом избыток воздуха на выходе из топки α_T равен его значению в горелке $\alpha_{гор}$ и сохраняется неизменным по всему газовому тракту, так как все его газоходы в этом случае имеют небольшое избыточное давление и выполнены газоплотными; исключение составляет регенеративный воздухоподогреватель.

При работе котла под разрежением, создаваемым дымососами, происходит подсос в газовый тракт холодного воздуха из окружающей среды через неплотности ограждения, чаще всего в местах сопряжения отдельных элементов котла.

За счет присоса воздуха объем продуктов сгорания по газовому тракту постепенно увеличивается, снижается температура газов. Присосы определяются в долях от теоретически необходимого объема воздуха

$$\Delta\alpha_i = \frac{\Delta V_i}{V_E^0} \quad 4.34$$

где ΔV_i - объем присосанного воздуха в пределах i -ой поверхности парового котла.

Тогда избыток воздуха за i -ой по порядку поверхностью нагрева после топки определяется как

$$\alpha_i = \alpha_m + \sum \Delta \alpha_i \quad 4.35$$

В топочной камере также имеют место присосы воздуха $\Delta \alpha_T$. С учетом этого избыток воздуха в зоне горения будет составлять

$$\alpha_{\text{гор}} = \alpha_T - \Delta \alpha_T. \quad V_{\text{yx}} = V_{\Gamma}^0 + (\alpha_{\text{yx}} - 1) V_{\text{E}}^0 \quad 4.36$$

Объем уходящих газов, определяемый за последней поверхностью котла,

$$V_{\text{yx}} = V_{\Gamma}^0 + (\alpha_{\text{yx}} - 1) V_{\text{E}}^0 \quad 4.37$$

состоит из объема продуктов полного сгорания топлива V_{Γ}^0 , и объема избыточного воздуха $\Delta V_{\text{изб}}$

$$\Delta V_{\text{изб}} = (\alpha_T - 1) V_{\text{E}}^0 + \sum \Delta \alpha_i V_{\text{E}}^0 \quad 4.38$$

где $(\alpha_T - 1)$ - избыток воздуха в зоне горения.

Первое слагаемое в формуле (4.38) характеризует организованный избыток воздуха, необходимый для обеспечения достаточно полного сжигания топлива. Второе слагаемое - вредные присосы холодного воздуха.

Первоначально определение избытка воздуха в потоке газов осуществлялось косвенным способом - путем определения процентного содержания $RO_2 = CO_2 + SO_2$ в сухих газах при известном для данного вида топлива максимально возможном $RO_2^{\text{МАКС}}$. Максимальное содержание сухих трехатомных газов в продуктах сгорания (при $\alpha = 1$ и $O_2 = 0$)

$$RO_2^{\text{МАКС}} = \frac{21}{(1 + \beta_T)} \quad 4.39$$

где β_T - топливная характеристика, зависящая при сжигании в воздухе от состава топлива,

$$\beta_T = 2,35 \frac{H^P - 0,126O^P + 0,038N^P}{C^P + 0,375S^P} \quad 4.40$$

Для различных видов топлив $RO_2^{\text{МАКС}}$ составляет: для твердых топлив $RO_2^{\text{МАКС}} = 10-20\%$; для мазута $RO_2^{\text{МАКС}} = 16-17\%$; для природного газа $RO_2^{\text{МАКС}} = 11-13\%$.

Для определения избытка воздуха используется углекислотная формула

$$\alpha = \frac{RO_2^{\text{МАКС}}}{RO_2} \quad 4.41$$

В составе газа RO_2 определяется ручным газоанализатором либо хроматографом. Косвенным методом при сжигании твердых топлив нельзя пользоваться, когда топливо в своем составе имеет карбонаты, разлагающиеся в зоне горения с выделением CO_2 (например, сланцы).

Расчет характеристики β_T для газового топлива, а также расчеты при совместном сжигании газа с мазутом или твердым топливом требуют пересчета объемных характеристик топлива на массовые. Так, масса 1 м^3 сухого газового топлива, $\text{кг}/\text{м}^3$,

$$G_T = p_T + \frac{d_T + a_T}{1000} \quad 4.42$$

где p_T - плотность сухого обеззоленного газового топлива, $\text{кг}/\text{м}^3$;

d_T, a_T - влагосодержание и содержание минеральной пыли в топливе, $\text{г}/\text{м}^3$.

Пересчет состава газового топлива на элементный состав условного твердого топлива (в процентах) производится по специальным формулам и $RO_2^{\text{МАКС}}$ по (4.39) однозначно связано с топливной характеристикой β_T . При любом незафиксированном изменении состава топлива это значение также меняется, что ведет к ошибке в определении α .

Кроме того, в реальных условиях в продуктах сгорания имеется избыточный кислород и возможен химический недожог топлива. Тогда значение $RO_2^{\text{МАКС}}$ становится переменным, и для его определения необходим полный химический анализ газов

$$RO_2^{\text{МАКС}} = \frac{21(O_2 + CO + CH_4)}{21 - (O_2 - 0.4CO - 0.2H_2 - 1.6CH_4)} \quad 4.43$$

При этом использование формулы (4.39), в которой $RO_2^{\text{МАКС}}$ получено только по составу топлива, ведет к дополнительной ошибке. Поэтому указанная углекислотная формула определения α по (4.41) является приближенной. В последнее время наиболее широко контроль избытка воздуха в газовом тракте котла обеспечивают с помощью кислородомера. При постоянном протоке через прибор небольшой доли дымовых газов из заданного места газового тракта из них выделяется кислород, обладающий специфическими магнитными свойствами. Прибор показывает количество O_2 в процентах от объема осушенных газов.

Остаточный кислород в продуктах сгорания, в процентах от объема сухих газов, можно выразить следующим образом:

$$O_2 = \frac{0.21(\alpha-1)V_E^O}{V_{C.G}} 100 \quad 4.44$$

С учетом ранее сказанного объем $V_{C.G} = \alpha V^0_B$, тогда

$$O_2 = \frac{21(\alpha-1)}{\alpha} \quad 4.45$$

и окончательно искомый избыток воздуха

$$\alpha = \frac{21}{21 - O_2} \quad 4.46a$$

Если в дымовых газах содержатся продукты неполного сгорания (CO , H_2), то нельзя весь оставшийся кислород считать избыточным, часть его должна быть израсходована на окисление этих продуктов. Тогда формула (4.46a) примет вид

$$\alpha = \frac{21}{21 - [O_2 - 0.5(CO + H_2)]} \quad 4.46b$$

где CO , H_2 - процентное содержание в газах продуктов недожога. Их количество определяется методами газовой хроматографии.

Кислородная формула (4.46) точна, когда теоретические объемы воздуха и сухих газов одинаковы. Реально $V^0_{C.G} > V^0_B$ и определение α будет

иметь небольшую ошибку, но в допустимых пределах для технических измерений при эксплуатации.

Контроль избытка воздуха на котле обычно осуществляют в двух точках газового тракта - в поворотной камере (или за конвективным пароперегревателем высокого давления) и за воздухоподогревателем (входящих из котла газах). Разность этих показателей характеризует долю присосов холодного воздуха в поверхностях конвективной шахты, а значение O_2 в поворотной камере показывает, выдерживаются ли условия оптимального избытка воздуха в топочной камере, поскольку присосы в горизонтальном газоходе стабильны и незначительны. Прямое определение избытка воздуха в топке технически затруднительно и неудовлетворительно по точности из-за высокой температуры газов и неустойчивой аэродинамики потока.

4.5. РАСЧЕТ ЭНТАЛЬПИЙ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

Расчет энтальпий продуктов сгорания необходим для определения тепловосприятия поверхностей нагрева и изменения теплосодержания газового потока. При теплотехнических расчетах принято удельную энтальпию продуктов сгорания определять для объема газов, получающегося при сгорании 1 кг или 1 м³ топлива, и удельную энтальпию воздуха также относить к его объему, необходимому для сжигания 1 кг или 1 м³ топлива. Обычно это значение энтальпии обозначается буквой Н и выражается в кДж/м³. Так как теплоемкости отдельных газов в составе продуктов сгорания различны, то энтальпии компонентов дымовых газов подсчитываются отдельно и затем суммируются. Так, энтальпия теоретического объема продуктов сгорания при температуре газов θ , °С, составляет

$$H_{\Gamma}^0 = (V_{RO_2} C_{RO_2} + V_{N_2} C_{N_2} + V_{H_2O} C_{H_2O}) \vartheta \quad 4.47$$

где C_{RO_2} , C_{N_2} , C_{H_2O} - объемные теплоемкости отдельных компонентов дымовых газов, взятые при расчетной температуре газов θ , кДж/(м³К).

Энтальпия газового потока при избытке воздуха $\alpha > 1$ определяется как

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + \Delta H_E + H_{\text{зл}} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1)H_E^0 + H_{\text{зл}} \quad 4.48$$

Здесь $H_{\text{В}}^0$ - энтальпия теоретического объема воздуха,

$$H_E^0 = V_E^0 c_E \vartheta \quad 4.49$$

где $c_{\text{В}}$ - объемная теплоемкость воздуха, кДж/(м³ · К). Последний член $H_{\text{зл}}$ уравнения (4.48) учитывает энтальпию золовых частиц в потоке

$$H_{\text{зл}} = \frac{(c\vartheta)_{\text{зл}} A^{\text{Паук}}}{100} \quad 4.50$$

где $(c\vartheta)_{\text{зл}}$ - энтальпия 1 кг золовых частиц при температуре газов, кДж/кг; $a_{\text{ун}}$ - доля золы, уносимой газовым потоком, обычно $a_{\text{ун}} = 0,90 \dots 0,95$. Энтальпия золы учитывается только при сжигании высокозольных топлив, когда

$$\frac{a_{\text{ук}} A^{\text{П}}}{Q_{\text{к}}^{\text{П}}} > 1,4\% \cdot \text{кг/МДж}$$

Энтальпия H_{Γ}^0 при одинаковой температуре всегда выше, чем энтальпия $H_{\text{В}}^0$, поскольку объем газов $V_{\Gamma}^0 > V_{\text{В}}^0$, а объемные теплоемкости трехатомных газов c_{RO_2} , $c_{\text{H}_2\text{O}}$ больше теплоемкости воздуха $c_{\text{В}}$. При работе котла с уравновешенной тягой и наличии присосов по газовому тракту энтальпии H_{Γ} в каждой поверхности нагрева зависят от рабочей температуры газов и избытка воздуха. Присосы воздуха в поверхности нагрева изменяют объем и энтальпию газов на выходе из нее.

Теплота, отданная газовым потоком при прохождении поверхности нагрева, определяется по формуле

$$Q = \varphi (H_{\Gamma}^{\prime} - H_{\Gamma}^{\prime\prime} + \Delta \alpha_i H_{\text{прс}}^0) \quad 4.51$$

Здесь H_{Γ}^{\prime} - энтальпия газов на входе в поверхность, кДж/кг, определяется по (4.48) при α' для предыдущей поверхности; $H_{\Gamma}^{\prime\prime}$ - то же на выходе из поверхности, определяется по α'' с учетом присоса воздуха в поверхности - $\alpha'' = \alpha' + \Delta \alpha_i$; $H_{\text{прс}}^0 = V_{\text{Е}^{\text{Х.Е}}}^0 c_{\text{Е}^{\text{Х.Е}}}$ энтальпия теоретического объема присосанного холодного воздуха, кДж/кг.

Если тепловосприятие поверхности нагрева определено по рабочей среде, то из уравнения (4.51) может быть найдена энтальпия газового потока до или за поверхностью. Температуру газов по известной их энтальпии можно установить, используя H, θ -таблицу продуктов сгорания топлива для опорных температур (через каждые 100°C) либо определить по формуле

$$\vartheta = \frac{2696\bar{H}}{(1+0.3\bar{H})} \quad 4.52$$

Где $\bar{H} = \frac{H_\Gamma}{H_\Gamma^M}$ - относительная энтальпия газов, определенная по отношению к максимальному значению энтальпии при 2200°C и при избытке воздуха, соответствующем его избытку в данном расчетном месте

$$H_\Gamma^M = H_\Gamma^0 + (\alpha - 1)H_E^0 \quad 4.53$$

Энтальпии H_Γ^0 и H_E^0 определяются при $\theta = 2200^\circ\text{C}$.

Контрольные вопросы.

1. Организация топочных процессов горения.
2. Материальные балансы процессов горения.
3. Горение газообразного, жидкого и твердого топлива.
4. Схема горения углеродной частицы.
5. Структура развития свободной турбулентной струи.
6. Расчет энтальпий продуктов сгорания топлива.

Примеры решения задач

Задача 1. Определить, насколько возрастает скорость горения коксовой частицы по уравнению $\text{C} + \text{O}_2 = \text{CO}_2$ при увеличении температуры горения с $t_1 = 1230^\circ\text{C}$ до $t_2 = 1730^\circ\text{C}$ при значении энергии активации $E = 125$ МДж/моль.

Решение

На основании формул (4.10) и (4.11) при постоянстве в зоне горения средней концентрации кислорода и принятия в первом приближении константы $k_0 = \text{const}$ отношение скоростей реакций составит

$$K_{S_2}'/K_{S_1}' = \frac{e^{-\frac{125000}{8.3 \cdot 2003}}}{e^{-\frac{125000}{8.3 \cdot 1503}}} = \frac{e^{7,52}}{e^{-10}} = 12,2$$

Универсальная газовая постоянная $R = 8,3$ кДж/(моль·К), в результате

$$\frac{K_{S_2}'}{K_{S_1}'} = \exp\left(\frac{-\frac{E}{RT_2}}{\exp\left(-\frac{E}{RT_1}\right)}\right)$$

В то же время за счет увеличения температуры возрастают скорости движения молекул и частота соударений молекул. Поэтому при температуре T_2 константа k_0 увеличится в соотношении

$$k_{02} = k_{01} \left(\frac{2003}{1503}\right)^{0.5} = 1,15k_{01}$$

В итоге общее увеличение скорости горения коксовой частицы составит

$$\frac{K_{S_2}'}{K_{S_1}'} = 1,15 \cdot 12,2 = 14 \text{ раз}$$

ГЛАВА 5. ТОПОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВ

В энергетике при большой тепловой мощности паровых котлов, как показано в гл. 1, получил широкое распространение факельный метод сжигания топлива, т.е. сжигание поступающего из горелок топлива в свободном объеме топочного устройства, ограниченного экранированными и теплоизолирующими стенами, в виде объемного факела с различной его аэродинамикой внутри топочного объема. Подобное топочное устройство называется топочной камерой, а сжигание топлива - камерным или факельным.

Топочные камеры называются открытыми, если топочный объем имеет вертикальные плоские стены, как это показано, например, на (рис. 5.1, а). Топочные камеры с пережимом получают, когда одна или две стены на определенной высоте имеют выступ внутрь топочного объема (см. рис. 5.1, б), который условно разделяет топку на камеру сгорания (объем, где в основном происходит горение топлива) и камеру охлаждения (объем топки с открытыми экранами, где завершается горение и в основном происходит снижение температуры газов за счет интенсивного теплообмена).

В практике находят применение двухкамерные топки, когда обе камеры (камера горения топлива и камера охлаждения газов) разделены поверхностью нагрева или перемышкой с узким проходом (переходом). Примеры таких топочных устройств показаны на (рис. 5.1, в).

По принципу вывода шлаков в нижней части топки топочные камеры разделяются на топки с твердым шлакоудалением (см. рис. 5.1, а) и жидким шлакоудалением (см. рис. 5.1, б, в). Двухкамерные топки с циклонным способом

сжигания топлив (см. рис. 5.1, в) применяются редко из-за технологической сложности выполнения топок и повышенного образования вредных газов в зоне высоких температур горения.

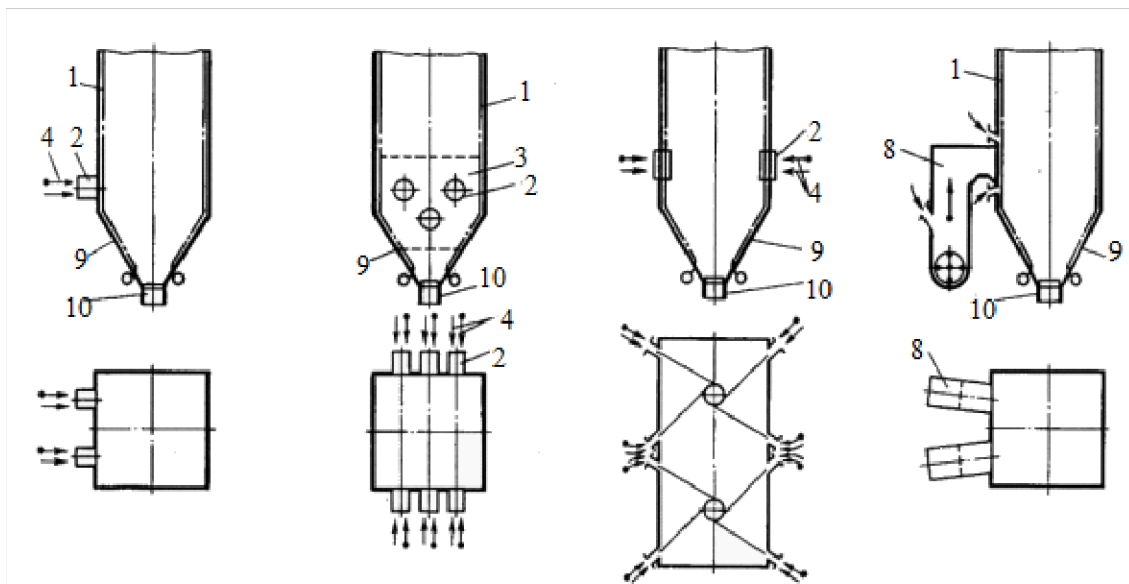


Рис. 5.1а. Однокамерные открытые с твердым шлакоудалением топочные устройства: 1 - топочные экраны; 2 - горелка; 3 - зона утепленных (футерованных) экранов; 4 - подвод топлива и воздуха в горелку; 5 - вихревая камера горения; 6 - циклон; 7 - камера дожигания; 8 - гравитационный сепаратор топлива с открытой амбразурой в топку; 9 - холодная воронка; 10 - шлаковая летка; II - шлаковая ванна; 12 - горизонтальный неохлаждаемый под; 13 - наклонный охлаждаемый под; 14 - выход жидкого шлака

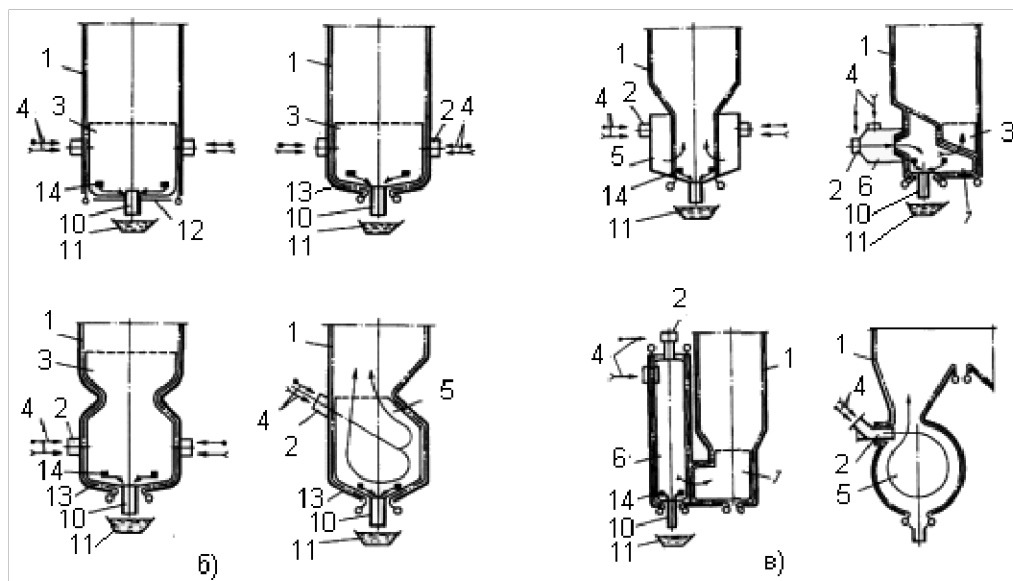


Рис. 5.1 б, в. Виды топочных устройств: б - однокамерные открытые и с пережимом для жидкого шлакоудаления; в - двухкамерные с циклонным методом сжигания топлива и жидким удалением шлаков; 1 - топочные экраны; 2 - горелка; 3 - зона утепленных (футерованных) экранов; 4 - подвод топлива и воздуха в горелку; 5 - вихревая камера горения; 6- циклон; 7- камера дожигания; 8 - гравитационный сепаратор топлива с открытой амбразурой в топку; 9 - холодная воронка; 10 - шлаковая летка; II - шлаковая ванна; 12 - горизонтальный неохлаждаемый под; 13 - наклонный охлаждаемый под; 14 - выход жидкого шлака.

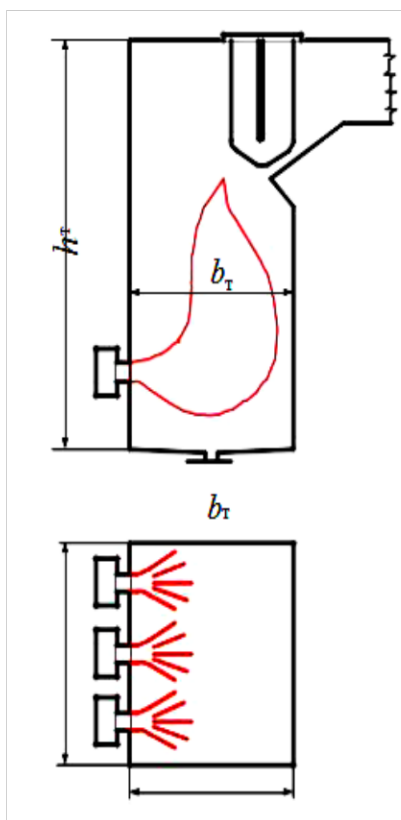


Рис. 5.2. Основные размеры топочной камеры:

a_T - шириной фронта;

b_T - глубиной;

h_T - высотой.

При конструировании топочной камеры ставится ряд условий.

Во-первых, топочная камера должна обеспечить в пределах ее объема наиболее полное сжигание топлива, так как за пределами топки горение топлива практически невозможно (допустимая неполнота сгорания топлива обоснована в гл.6).

Во-вторых, в пределах топочной камеры должно произойти охлаждение продуктов сгорания за счет отвода теплоты к экранам до экономически целесообразной и безопасной по условиям шлакования или перегрева металла труб температуры.

В-третьих, аэродинамика газовых потоков в объеме топочной камеры должна исключать явления шлакования стен или перегрева металла экранов в отдельных зонах топки, что достигается выбором типа горелок и их размещением по стенам топочной камеры.

Геометрически топочная камера характеризуется линейными размерами: шириной фронта a_T глубиной b_T и высотой h_T (рис. 5.2), размеры которых определяются тепловой мощностью топки, тепловыми и физико-

химическими характеристиками топлива. Произведение $f_T = a_T b_T$, м², - сечение топочной камеры, через которое с достаточно большой скоростью (7...12 м/с) проходят раскаленные топочные газы.

Ширина фронта топки составляет $a_T = 9,5...31$ м и зависит от вида сжигаемого топлива, тепловой мощности (паропроизводительности) парового котла. С увеличением мощности парового котла размер a_T растет, но не пропорционально росту мощности, характеризуя, таким образом, увеличение тепловых напряжений сечения топки и скорости газов в ней. Оценочно ширину фронта a_T , м, можно определить по формуле

$$a_T = mD^{0,5} \quad 5.1$$

где D - паропроизводительность котла, кг/с; m - числовой коэффициент, изменяющийся от 1,1 до 1,7 с ростом паропроизводительности.

Глубина топочной камеры составляет $b_T = 6...10,5$ м и определяется размещением горелок на стенах топочной камеры и обеспечением свободного развития факела в сечении топки так, чтобы высокотемпературные языки факела не оказывали давление на охлаждающие настенные экраны. Глубина топки возрастает до 8...10,5 м при использовании более мощных горелок с увеличенным диаметром амбразуры и при их расположении в несколько (2...3) ярусов на стенах топки.

Высота топочной камеры составляет $h_T = 15...65$ м и должна обеспечить практически полное сгорание топлива по длине факела в пределах топочной камеры и размещение на ее стенах требуемой поверхности экранов, необходимых для охлаждения продуктов сгорания до заданной температуры. По условиям сгорания топлива необходимая высота топки может быть установлена из выражения

$$h_T^{\text{гор}} = \bar{W}_r \tau_{\text{преб}} \quad 5.2$$

Где \bar{W}_r , средняя скорость газов в сечении топки, м/с; $\tau_{\text{преб}}$ - время пребывания единичного объема газа в топке, с. При этом необходимо, чтобы

$\tau_{\text{ПРЕБ}} \approx \tau_{\text{ГОР}}$, где $\tau_{\text{ГОР}}$ - время полного сгорания наиболее крупных фракций топлива.

Основной тепловой характеристикой топочных устройств паровых котлов является тепловая мощность топки, кВт

$$Q_T = B(Q_k^p + Q_{\text{доп}} + Q_{\text{Г.Е}}) \quad 5.3$$

характеризующая количество теплоты, выделяющейся в топке при сжигании топлива с расходом B , кг/с, с теплотой сгорания Q_k^p , кДж/кг, и с учетом дополнительных источников тепловыделения (см. гл.6), а также теплоты поступающего в топку горячего воздуха (см. § 6.5).

На уровне расположения горелок выделяется наибольшее количество теплоты, здесь расположено ядро факела и резко растет температура топочной среды. Если отнести все тепловыделение в растянутой по высоте топки зоне горения к сечению топки на уровне горелок, то получим важную расчетную характеристику - тепловое напряжение сечения топочной камеры

$$q_f = \frac{BQ_k^p}{f_T} \quad 5.4$$

Максимально допустимые значения q_f нормируются в зависимости от вида сжигаемого топлива, расположения и типа горелок и составляют от 2300 кВт/м² - для углей, обладающих повышенными шлакующими свойствами, до 6400 кВт/м³ - для качественных углей с высокими температурами плавления золы. С ростом значения q_f увеличивается температура факела в топке, в том числе вблизи экранов, заметно увеличивается тепловой поток излучения на них. Ограничение значений q_f определяется для твердых топлив исключением интенсивного процесса шлакования настенных экранов, а для газа и мазута - предельно допустимым ростом температуры металла экранных труб.

Характеристикой, определяющей уровень энерговыделения в топочном устройстве, является допустимое тепловое напряжение топочного объема, q_v , кВт/м³

$$q_v = BQ_K^p / V_T \quad 5.5$$

где V_T - объем топочной камеры, м³.

Допустимое тепловое напряжение топочного объема также нормируется и изменяется от 140...180 кВт/м³ при сжигании углей с твердым шлакоудалением до 180...210 кВт/м³ при жидком шлакоудалении и прямо связано со средним временем пребывания газов в топочной камере. Это следует из нижеприведенных соотношений.

Время пребывания единичного объема в топке определяется отношением фактического объема топки с подъемным движением газов к секундному расходному объему газов

$$\tau_{\text{преб}} = \xi_T / V_{\text{сек}} = \frac{273 \xi_T V_T}{BQ_K^p v_{\Gamma}^{\text{п}} \alpha_T T_{\Gamma}} \quad 5.6$$

где ξ_T - усредненная доля сечения топки, имеющая подъемное движение газов, $\xi_T = 0,75...0,85$; $v_{\Gamma}^{\text{п}}$ - удельный приведенный объем газов, получающийся при горении топлива на единицу (1 МДж) тепловыделения, м³/МДж, $v_{\Gamma}^{\text{п}} = 0,30...0,35$ м³/МДж (соответственно крайние значения при сжигании природного газа и сильновлажных бурых углей); T_{Γ} - средняя температура газов в топочном объеме, К.

С учетом выражения (5.5) можно $\tau_{\text{ПРЕБ}}$ представить в виде

$$\tau_{\text{преб}} = \frac{m}{q_v} \frac{273}{T_{\Gamma}} \quad 5.7$$

где m - комплекс значений постоянных величин.

Как следует из (5.7), с увеличением теплового напряжения q_v (увеличением объемного расхода газов) время пребывания газов в топочной камере уменьшается (рис. 5.3). Условию $\tau_{\text{ПРЕБ}} = \tau_{\text{ГОР}}$ соответствует максимально допустимое значение $q_v^{\text{М}}$, а этому значению по (5.5) отвечает минимально допустимый объем топочной камеры $V^{\text{МИН}}_{\text{T}}$.

Вместе с тем, как это указано выше, экранные поверхности топочной камеры должны обеспечить охлаждение продуктов сгорания до заданной температуры на выходе из топки θ'' , что достигается определением

необходимых размеров стен, и, следовательно, объема топочной камеры. Поэтому следует сопоставить минимальный объем топки $V^{\text{МИН}}_{\text{T}}$ из условия сгорания топлива и необходимый объем топки из условия охлаждения газов до заданной температуры $V^{\text{ОХЛ}}_{\text{T}}$.

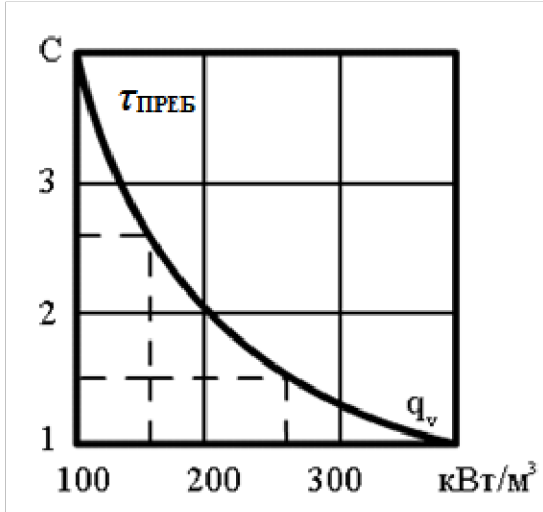


Рис. 5.3. Связь теплонапряжения топочного объема со временем пребывания газов в топке

Как правило, $V^{\text{ОХЛ}}_{\text{T}} > V^{\text{МИН}}_{\text{T}}$, поэтому высота топочной камеры определяется условиями охлаждения газов. Во многих случаях эта необходимая высота топки существенно превосходит $V^{\text{МИН}}_{\text{T}}$, особенно при сжигании углей с повышенным внешним балластом, что ведет к утяжелению и удорожанию конструкции котла

Увеличения поверхностей охлаждения без изменения геометрических размеров топки можно достичь применением двухсветных экранов (см. рис. 2.5), расположенных внутри топочного объема. В топочных камерах мощных паровых котлов при сильно развитой ширине фронта топки применение такого экрана делает сечение каждой секции в плане близким к квадрату, что значительно лучше для организации сжигания топлива и получения более равномерного поля температур газов и тепловых напряжений экранов. Однако такой экран, в отличие от настенного, воспринимает интенсивный тепловой поток с обеих сторон (отсюда и название - двухсветный) и отличается более высокими тепловыми напряжениями, что требует тщательного обеспечения охлаждения металла труб.

Тепловосприятие топочных экранов, полученное излучением факела $Q_{\text{л}}$, кДж/кг, можно установить из теплового баланса топки как разность между удельным полным тепловыделением в зоне ядра факела на уровне расположения горелок без учета отдачи теплоты к экранам $H_{\text{а}}$, кДж/кг, и удельной теплотой (энтальпией) газов на выходе из топки $H''_{\text{т}}$ при отдаче (потере) небольшой части теплоты через теплоизолирующие стены $Q_{\text{п}}$

$$Q_{\text{л}} = H_{\text{а}} - H''_{\text{т}} - Q_{\text{п}} = (H_{\text{а}} - H''_{\text{т}}) \varphi \quad 5.8$$

где φ - доля сохранения теплоты в котле (см. гл. 6).

Если отнести значение тепловосприятия топки к единице поверхности экрана, то получим среднее тепловое напряжение поверхности нагрева $q_{\text{л}}$, кВт/м², характеризующее интенсивность тепловой работы металла труб экранов

$$q_{\text{л}} = \frac{BQ_{\text{л}}}{F_{\text{ст}}^{\text{э}}} \quad 5.9$$

где $F_{\text{ст}}^{\text{э}}$ - поверхность стен топки, закрытая экранами, м².

5.1. ТОПОЧНЫЕ КАМЕРЫ И ГОРЕЛКИ ДЛЯ СЖИГАНИЯ ТВЕРДЫХ ТОПЛИВ

На организацию топочного процесса при сжигании пылевидного топлива большое влияние оказывают образование и поведение золы и шлака в топочной камере.

Топочная камера может работать с удалением шлаков в твердом состоянии (топка с твердым шлакоудалением) либо выводом шлаков из топки в жидком состоянии (топка с жидким шлакоудалением). В любом случае золовые фракции уносятся с потоком газов из топки в отвердевшем состоянии. В ядре факела, где развиваются высокие температуры, шлаковые и золовые частицы находятся в размягченном состоянии и обладают способностью налипать на стены или экранные поверхности, если в таком состоянии они в каком-то месте их коснутся. Этот процесс может привести к нарастанию слоя затвердевающих частиц золы и шлаков на относительно

холодной поверхности экранов, т.е. к локальному шлакованию отдельных стен топки.

Поскольку при сжигании топлива зола находится в тестообразном состоянии, то для предотвращения шлакования стен топки процесс сжигания должен быть так организован, чтобы зола в размягченном состоянии не достигала стен топки.

Организация твердого шлакоудаления

Распределение температуры в топочной камере при удалении шлака в твердом состоянии характеризуется изотермами, показанными на (рис. 5.4).

Наивысшая температура устанавливается в ядре факела в центральной части топки, располагающемся примерно на уровне горелок. В результате отдачи теплоты топочным экранам около них располагается изотерма с относительно низкой температурой.

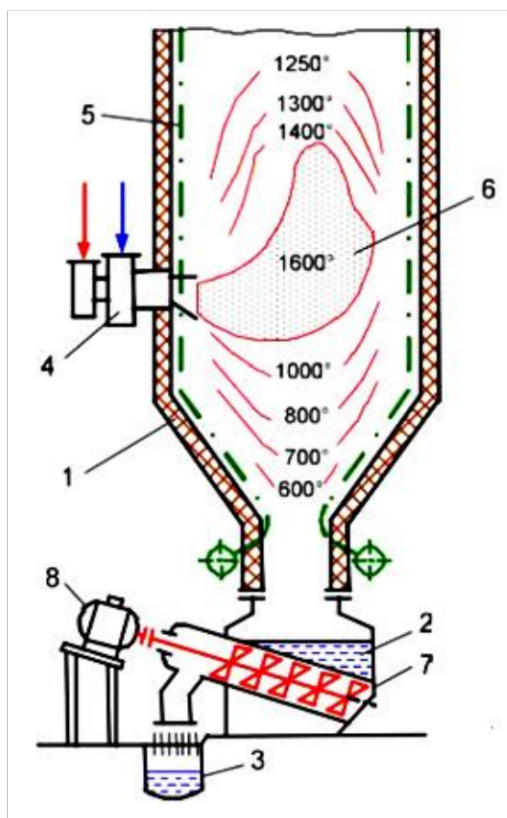


Рис. 5.4. Топка с твердым шлакоудалением:
1 - холодная воронка; 2 - шлаковая ванна с водой;
3 - канал гидрозолоудаления; 4 - горелка;
5 - настенные экраны; 6 - ядро факела;
7 - шнековый шлакоудаляющий механизм; 8 - электродвигатель

По мере перемещения расплавленной в ядре факела золы к периферии и попадания в область сравнительно низкой температуры золовые частицы охлаждаются и затвердевают. Таким образом, частицы золы при нагреве в ядре факела и охлаждении затем около топочных экранов дважды проходят

все стадии изменения физического состояния от твердого до жидкого (или размягченного) и обратно. На пути движения вверх частицы золы также охлаждаются вместе с газами и должны выноситься из топки в гранулированном (отвердевшем) состоянии.

Топочные камеры, работающие с твердым шлакоудалением, по конструкции выполняются открытыми, т.е. без изменения сечения топки по высоте.

Отличительной особенностью этих топок является наличие в нижней части топки холодной воронки, образованной путем сближения фронтального и заднего экранов с большим уклоном ($50\dots60^\circ$) до расстояния $b' = 1,0\dots1,2$ м. За счет этого быстро снижается температура газов в нижней части топки, и выпадающие из ядра факела расплавленные шлаковые частицы, попадая в эту зону, отвердевают (гранулируются) снаружи и по крутым скатам воронки ссыпаются в шлакоприемную ванну. Количество шлака, уловленного таким способом через холодную воронку, невелико и составляет $5\dots10\%$ общего золосодержания топлива, т.е. $a_{\text{шл}} = 0,05\dots0,10$. Гранулированные шлаковые частицы непрерывно удаляются из ванны специальным механизмом. Водяная ванна выполняет одновременно роль гидрозатвора, препятствующего проникновению снизу в топку холодного воздуха.

Аэродинамика топочного объема должна быть так организована, чтобы вблизи настенных экранов температура газов была не выше характерной температуры золы t_A (см. § 3.3), начиная с которой золовые частицы становятся липкими и создают опасность шлакования стен.

На рис. 5.5 показано, как влияет тепловое напряжение сечения топки q_f на распределение температур по сечению. При высоких тепловых напряжениях увеличивается температура газов вблизи стен, что создает опасность их шлакования.

Поэтому средние тепловые напряжения сечения топочной камеры при твердом шлакоудалении, как правило, должны иметь невысокие значения (q_f

= 3...4 МВт/м²). Это неизбежно приводит к увеличению размеров сечения топочных камер.

Для прочного удержания футеровки вначале на трубы экранов со стороны топочного объема обычно приваривают шипы (диаметром 10 мм и длиной 15...18 мм) и затем наносят слой изоляции (рис. 5.6).

Подовая часть топки выполняется горизонтальной или слабонаклонной к центру топки. Здесь на трубы пода накладывают 2...3 слоя огнеупорного кирпича на огнеупорной связке. В центре пода оставляется одно или два футерованных отверстия для слива шлака (летка) размером примерно 500...800 мм. Расплавленный шлак переливается через край и тонкими струями стекает в шлаковую ванну, где при контакте с водой отвердевает.

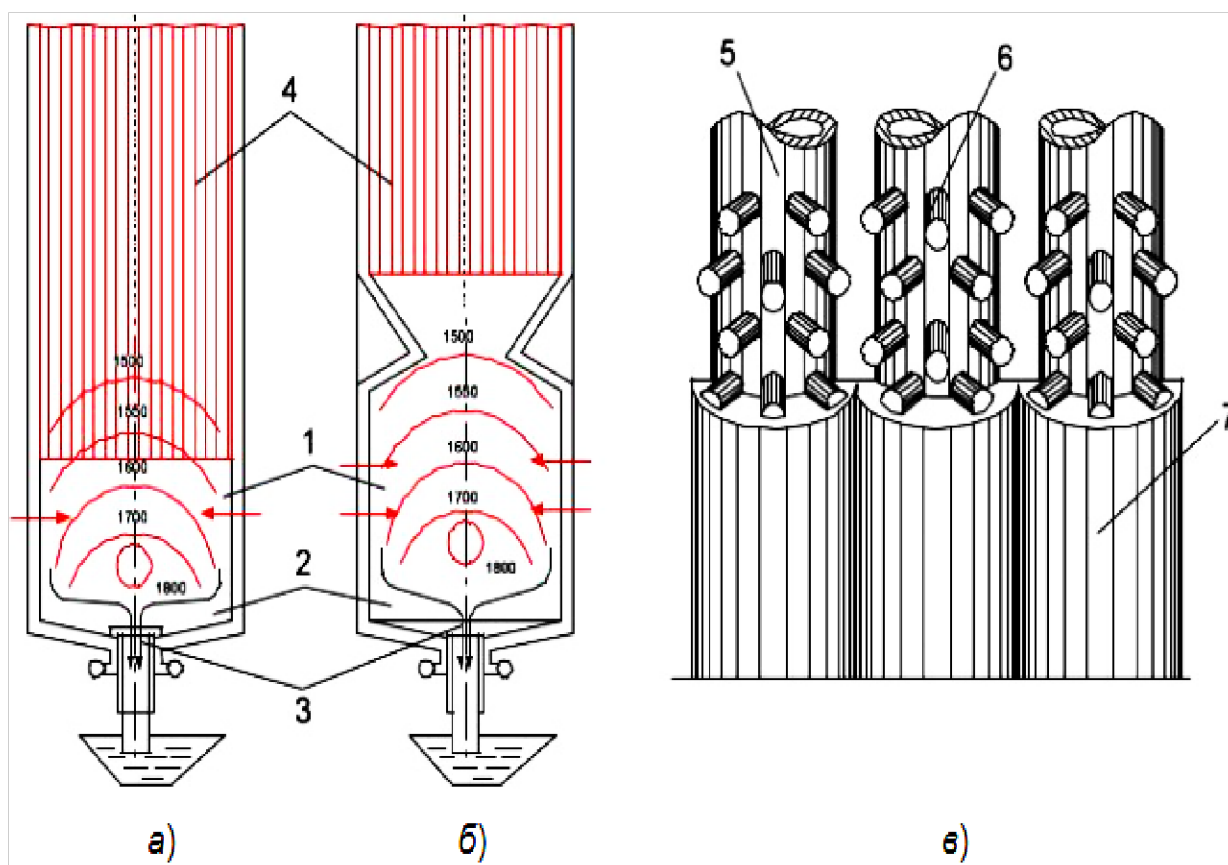


Рис. 5.6. Топочная камера с жидким шлакоудалением: а – открытая топочная камера; б – топочная камера с пережимом; в – вид футерованного экрана: 1 – камера сгорания; 2 – под топки; 3 – шлаковая летка; 4 – камера охлаждения; 5 – груба; 6 – шипы до их покрытия обмазкой; 7 – огнеупорная обмазка труб (футеровка) по шипам

Повышению уровня температуры в этой зоне способствует двусторонний пережим топки, который уменьшает теплоотдачу радиацией в верхнюю часть топки, где открытые экраны имеют более низкую температуру. При жидком шлакоудалении через шлаковую летку удаляется до 20...30% минеральной массы топлива в виде расплавленного шлака.

Камера охлаждения полностью экранирована открытыми трубами. Здесь завершается сжигание недогоревшей части топлива и охлаждение продуктов сгорания до необходимой температуры на выходе, при которой должна гранулироваться вся зола в объеме уходящих из топки газов. По конструкции топочные камеры с жидким шлакоудалением выполняются однокамерными открытыми и полуоткрытыми (с пережимом) по типу рис. 5.1, б, а также двухкамерными по типу рис. 5.1, в.

В топочных устройствах с пережимом за счет покрытия футеровкой настенных экранов в зоне горения достигается достаточно высокая температура газов 1600...1800°C, которая на 150...200°C выше температуры $t_{н.ж}$. Объемное тепловое напряжение в камере горения выше среднего по топке в целом в 4...5 раз и составляет $q^{к.г}_v = 500...800$ кВт/м³.

В циклонных камерах горения за счет тангенциального ввода горячего воздуха (горизонтальные циклоны) или угловой установки горелок с тангенциальным направлением струй (вертикальные предтопки) создается интенсивное вихревое движение горящего факела. В циклоне уровень температур более высокий – 1700...1900°C, а тепловые напряжения объема достигают 2...4 МВт/м³.

Однако за счет более низких тепловых напряжений значительной по размерам камеры (зоны) охлаждения газов среднее значение q_v для топочного устройства только на 20...30% выше, чем в топках с твердым удалением шлаков. Доля удаления шлаков в жидком виде составляет $a_{шл} = 0,6...0,7$.

В топках с жидким шлакоудалением благодаря более высокой температуре горения улучшается сгорание топлива и несколько снижаются

потери с недожогом. Вместе с тем из-за увеличения количества удаляемого через летку шлака и более высокой его температуры возрастают потери с физической теплотой шлака.

Более высокий процент улавливания золы позволяет по условиям износа металла поверхностей повысить скорость продуктов сгорания в конвективных газоходах, что интенсифицирует теплообмен и уменьшает габариты и затраты металла поверхностей нагрева. Основным недостатком топков с жидким шлакоудалением - опасность застывания шлака при пониженной нагрузке котла, отсюда известные ограничения $D_{\text{мин}}$.

Топки с жидким шлакоудалением применяются в основном при сжигании слабореакционных топлив (при $V_{\text{Л}} < 15\%$) с умеренными значениями температуры плавления золы ($t_{\text{С}} \approx 1300 \dots 1350^{\circ}\text{C}$).

Увеличение температуры горения приводит к росту образования вредных составляющих газов, в частности оксидов азота.

Горелочные устройства

Необходимая интенсивность горения топливной пыли достигается подготовкой горючей смеси (смесеобразованием) в горелочном устройстве, называемом в дальнейшем горелкой.

Полученная в процессе размола и сушки топливная пыль при температуре $70 \dots 130^{\circ}\text{C}$ потоком первичного воздуха, доля которого составляет от 15 до 40%, вдувается в топочную камеру через горелки. В горелки подается также вторичный воздух при температуре $250 \dots 420^{\circ}\text{C}$. Горелки выдают в топку два отдельных потока - пылевоздушную смесь и вторичный воздух, которые перемешиваются и образуют горючую смесь в топочной камере.

Горелки являются важным элементом топочного устройства, от их работы и размещения в топке зависит характер смесеобразования, что в сочетании с аэродинамикой топочной камеры определяет интенсивность воспламенения, скорость и полноту сгорания, а, следовательно, и тепловую мощность, и эффективность топки.

Различают вихревые и прямоточные пылевые горелки.

Вихревые горелки выполняются следующих видов:

двухулиточные с закручиванием аэропыли и вторичного воздуха в улиточном аппарате (рис. 5.7, а);

улиточно-лопаточные с улиточным закручиванием потока аэропыли и аксиальным лопаточным закручивателем вторичного воздуха (рис. 5.7, б);

прямоточно-улиточные, в которых аэропыль подается по прямоточному каналу и раздается в стороны за счет рассекателя, а вторичный воздух закручивается в улиточном аппарате (рис. 5.7, в);

двухлопаточные, в которых закручивание потоков вторичного воздуха и аэропыли обеспечивается аксиальным и тангенциальным лопаточным аппаратом (рис. 5.7, г).

Вихревые горелки имеют тепловую мощность от 25 до 100 МВт. Наиболее распространены двухулиточные и улиточнолопаточные горелки, последние обеспечивают большую тепловую мощность (75...100 МВт).

Вихревые горелки отличаются повышенной эжекцией горячих топочных газов в поступающую пылевоздушную смесь (см. рис. 4.10), что обеспечивает ее быстрый прогрев до температуры воспламенения. Лопаточный завихривающий аппарат может быть выполнен поворотным, что позволяет производить оптимальную настройку аэродинамики горелки.

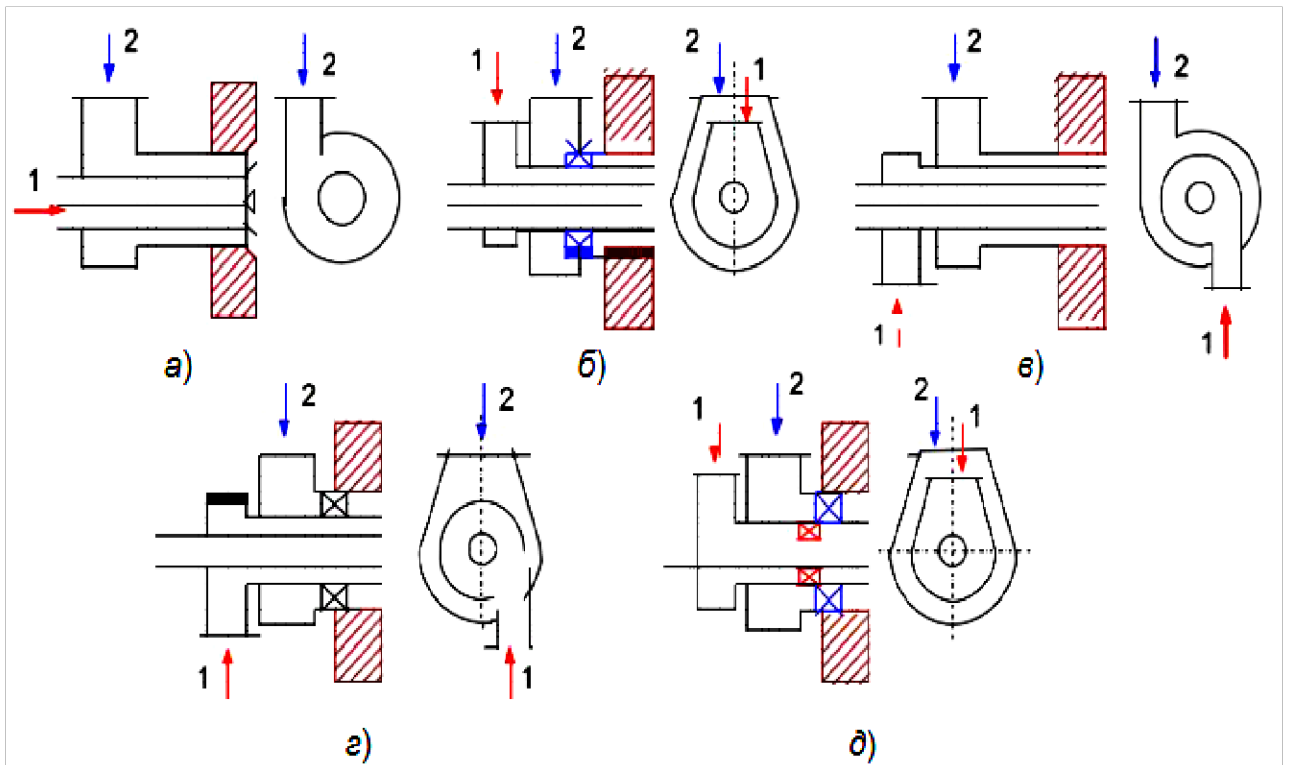


Рис. 5.7. Виды вихревых пылеугольных горелок: а – прямоточно-улиточная; б – прямоточно-лопаточная; в – двухулиточная; г – улиточно-лопаточная; д – лопаточно-лопаточная: 1 – первичный воздух с угольной пылью; 2 – вторичный воздух

На полноту сгорания топлива сильное влияние оказывают скорости вдувания в топку аэропыли и вторичного воздуха. Повышение скорости усиливает турбулентное перемешивание потоков, однако при слишком большой скорости происходит отрыв факела от горелки. Для лучшего перемешивания угольной пыли с горячим воздухом необходимо сохранять различие в скоростях этих потоков. Так, скорость аэропыли на выходе из горелки поддерживают на уровне $w_1 = 14 \dots 25$ м/с, а скорость вторичного воздуха должна быть $w_2 = (1,2 \dots 1,4) w_1$.

Вихревые горелки универсальны и применимы для любого твердого топлива, но наибольшее распространение получили при сжигании топлив с малым выходом летучих веществ.

Горелки повышенной тепловой мощности выполняются с двумя регулируемыми коаксиальными каналами по вторичному воздуху, что обеспечивает сохранение необходимых скоростей воздуха при работе на

пониженных нагрузках. При нагрузках ниже 70% номинальной периферийный канал воздуха перекрыт и тем обеспечивается поддержание скорости воздуха.

Вихревые горелки создают более короткий факел по длине и широкий угол его раскрытия, обеспечивают интенсивное перемешивание потоков и глубокое выгорание топлива (до 90...95%) на относительно короткой длине факела. В этом отношении вихревые горелки являются горелками индивидуального действия, каждая горелка обеспечивает качественное сжигание топлива в своей части топочного объема.

Определяющим конструктивным параметром вихревых горелок является диаметр амбразуры D_a . Горелки размещаются на достаточном расстоянии друг от друга - $L_1 = (2,2...2,3) D_a$ и от боковых стен $L_2 = (1,6...2,0) D_a$, чтобы исключить раннее взаимодействие факелов и наброс факела на стены. При однофронтальном расположении горелок в 1...2 яруса экран задней стены получает повышенное тепловосприятие (на 10...20% выше среднего), и для исключения шлакования стены при твердом шлакоудалении глубина топки должна быть не менее $b_T = (6...7) D_a$. Встречное (двухфронтальное) расположение горелок (см. рис. 5.1 а,б, в) характерно для мощных паровых котлов, когда необходимое число горелок невозможно разместить на одной стене. При встречном расположении выравнивается теплонапряжение экранов топки, повышается уровень температур в центре топки.

Прямоточные горелки из-за более низкой турбулизации потока создают дальнобойные струи с малым углом расширения и вялым перемешиванием первичного и вторичного потоков. Поэтому успешное сжигание топлива достигается взаимодействием струй разных горелок в объеме топочной камеры. Для этого применяются встречное расположение горелок с двух противоположных стен топки или угловое с тангенциальным направлением струй в объеме топки (рис. 5.8).

Прямоточные горелки могут быть прямоугольной формы (плоские) или круглые (рис. 5.9).

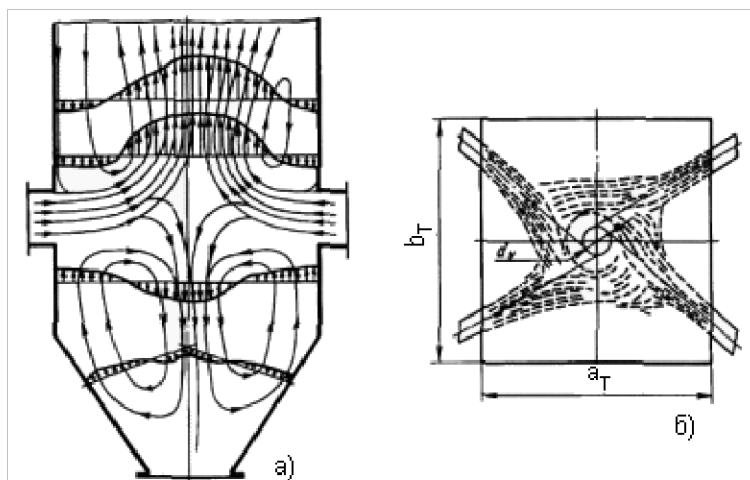


Рис. 5.8. Расположение прямоточных горелок на стенках топки: а - встречное; б - тангенциальное; d_y - условный внутренний диаметр вращения факела

Горелки прямоугольной формы, особенно вытянутые по высоте, обладают высокой эжекцией окружающей газовой среды с боковых сторон струи. Поэтому такие горелки при внешней подаче аэропыли (рис. 5.9, а) имеют преимущества по условиям воспламенения.

Круглые горелки обычно выполняются с отдельной подачей аэропыли и горячего воздуха (рис. 5.9, б). Встречный наклон двух блоков горелок улучшает перемешивание и сгорание. Такие горелки получили название плоскофакельных.

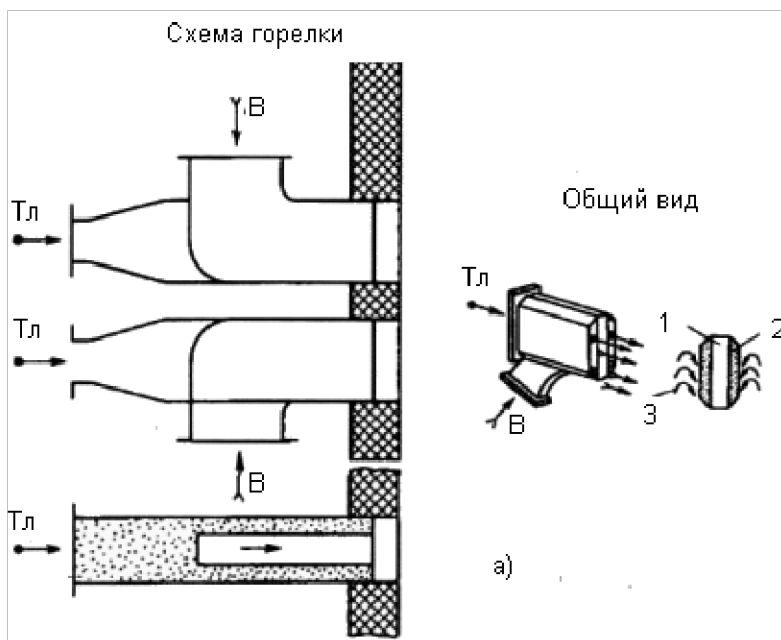


Рис. 5.9 а. Прямоточная пылеугольная горелка прямоугольной формы с центральным каналом горячего воздуха: 1 - канал горячего воздуха; 2 - канал аэропыли; 3 - подсос топочных газов к струе аэропыли; В - подвод воздуха; Т_л - подвод топливно-воздушной смеси.

Горелки с внутренней подачей пыли и рассекателем (рис. 5.9, в) имеют лучшие условия перемешивания с воздухом, но прогрев топлива происходит медленнее, поэтому такая горелка более приемлема для качественного каменного угля с высоким выходом летучих веществ.

При угловом расположении горелок и тангенциальном движении факела в сечении топки чаще всего применяют блоки щелевых горелок (рис. 5.9, г).

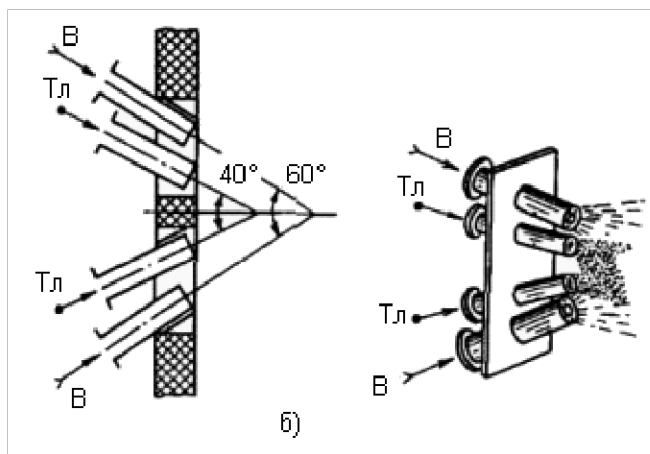


Рис. 5.9 б. Прямоточная пылеугольная плоско-факельная горелка с круглыми соплами: 1 - канал горячего воздуха; 2 - канал аэропыли; 3 - подсос топочных газов к струе аэропыли; 4 - поворотная головка; В - подвод воздуха; Т_л - подвод топливно-воздушной смеси.

Прямоточные горелки применяются в основном для сжигания высокорекреакционных топлив: бурых углей, торфа, сланцев и каменных углей с высоким выходом летучих веществ. Скорость пылевоздушной смеси на

выходе из горелок принимается $w_1 = 20...28$ м/с, оптимальная скорость вторичного воздуха $w_2 = (1,5...1,7) w_1$.

Горелки для высококонцентрированной пыли получают все более широкое применение. Подача пыли из бункера к горелке происходит в этом случае не первичным потоком воздуха, а с помощью небольшого количества (0,1...0,3% всего расхода) сжатого воздуха, который обеспечивает хорошую текучесть аэропыли по пылепроводу малого диаметра 60...90 мм (рис. 5.10, а).

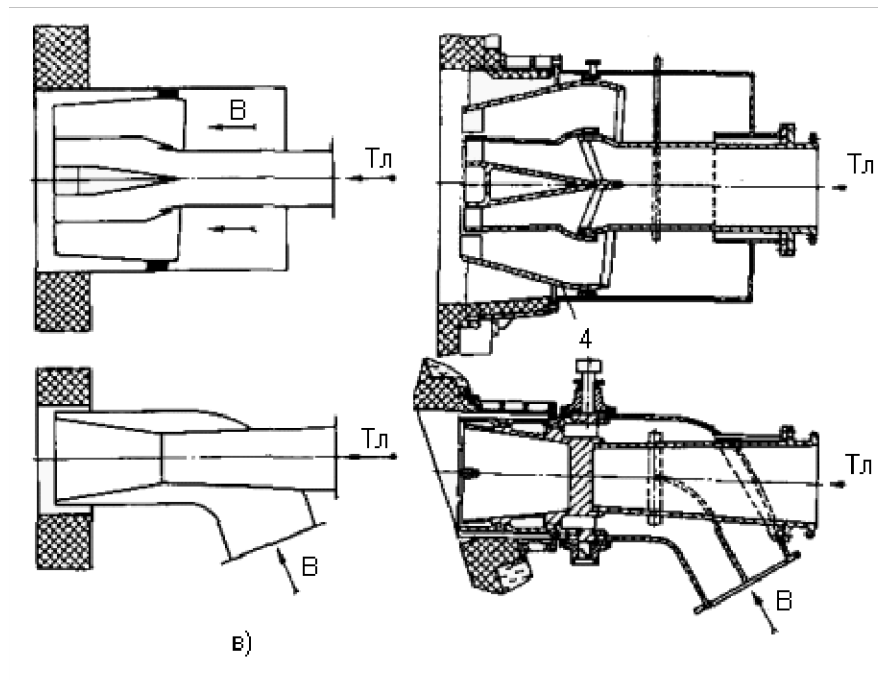


Рис. 5.9в. Прямоточная пылеугольная горелка прямоугольной формы с поворотной головкой и внутренней подачей аэропыли: 1 - канал горячего воздуха; 2 - канал аэропыли; 3 - подсос топочных газов к струе аэропыли; 4 - поворотная головка; В - подвод воздуха; Т_л - подвод топливно-воздушной смеси.

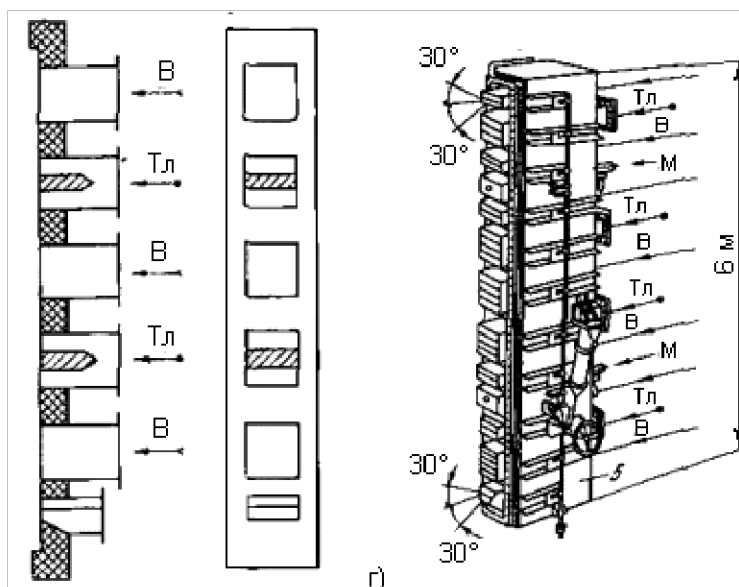


Рис. 5.9г. Прямоточная пылеугольная щелевая блочная горелка: 1 - канал горячего воздуха; 2 - канал аэропыли; 3 - подсос топочных газов к струе аэропыли; 4 - поворотная головка; В - подвод воздуха; Тл - подвод топливно-воздушной смеси; М - подвод мазута

Перемешивание подаваемой в котел пыли обеспечивается непосредственно на выходе в горелку при смешении пыли с первичным потоком воздуха (рис. 5.10, б, в). При этом ликвидируется громоздкая система пылепроводов диаметром 300...500 мм от бункеров пыли к горелкам котла, обеспечивается равномерность раздачи пыли по всем горелкам, резко снижается удельный расход энергии на пневмотранспорт и создается возможность регулирования расхода первичного воздуха в зависимости от нагрузки, что ранее было невозможно по условиям транспорта пыли.

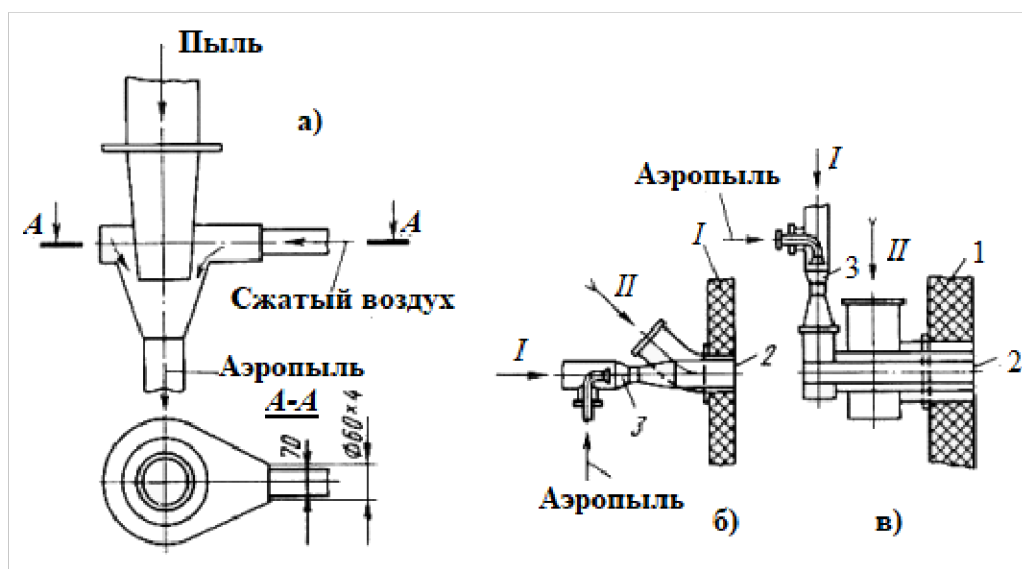


Рис. 5.10. Горелки с подачей высококонцентрированной пыли: а - смеситель пыли с воздухом; б - прямоточная горелка; в - двухулиточная вихревая горелка; 1 - обмуровка топки; 2 - амбразура горелки; 3 - распылитель; I - первичный воздух; II - вторичный воздух

Аэродинамическое сопротивление горелки по вторичному воздуху, Па, определяется по формуле

$$\Delta H_{\text{гор}} = 0,5 \zeta_{\text{гор}} \overline{W}_E^2 \rho_E \quad 5.10$$

Где \overline{W}_E , ρ_E - аксиальная скорость, м/с, и плотность воздуха, кг/м³, при его температуре в горелке; $\zeta_{\text{гор}}$ - коэффициент сопротивления горелки, который для прямоточных горелок составляет 1,5...2,0 и для вихревых 2,5...3,5.

5.2. ГАЗОМАЗУТНЫЕ ТОПКИ И ГОРЕЛКИ.

Условия сжигания природного газа и мазута имеют много общего, что позволяет выполнять топочные камеры для этих видов топлив одинаковой конструкции. Природный газ и мазут сгорают в парогазовом состоянии (см. гл. 4). Интенсивность горения в обоих случаях определяется только условиями перемешивания. Для сжигания этих топлив достаточен невысокий подогрев воздуха: $t_{г.в} = 250...300^\circ\text{C}$. Практически отсутствует зола после сгорания этих топлив, поэтому исключается необходимость шлакоудаления в нижней части топки и не происходит шлакования экранов.

В результате при одинаковой тепловой мощности котла для этих топлив могут быть приняты одинаковые по размерам и конструкции топки. Близкие объемы образующихся продуктов сгорания позволяют применять одни и те же тягодутьевые машины. Смешение топлива с воздухом в газообразном состоянии в обоих случаях позволяет обеспечить практически полное сжигание топлива с низким избытком воздуха в топке $\alpha_T = 1,02...1,05$ при наличии высоких тепловых напряжений в зоне горения.

Газ и мазут обычно сжигаются в камерной топке отдельно, так как при совместном их сжигании возрастают топочные потери. В этом случае природный газ, воспламеняющийся раньше мазута, расходует на свое горение кислород и балластирует зону горения мазута продуктами своего сгорания. В котлах, оснащенных современными мощными газомазутными

горелками, имеющими отдельные клапаны подачи воздуха (периферийный и центральный) с самостоятельным завихрением каждого потока, возможно совместное сжигание газа и мазута. Это определяется обеспечением начальной стадии горения каждого вида топлива "своим" воздухом из "своего" канала.

Конструктивно топочная камера для сжигания природного газа и мазута имеет форму прямоугольного параллелепипеда. Нижнюю часть топки (под) выполняют горизонтальной или с небольшим уклоном к центру. Из-за малого содержания минеральных примесей в этих топливах никаких устройств для вывода шлака не предусматривается. Интенсивное горение топлива приводит к образованию относительно небольшой по размерам зоны ядра факела вблизи горелок, которая характеризуется высоким уровнем температур. При этом излучательная способность факела в значительной мере определяется наличием сажистых частиц и трехатомных газов в зоне факела (CO_2 , H_2O), а количество твердых коксовых частиц здесь много меньше, чем при сжигании твердого топлива.

Высокий уровень температур в ядре факела создает значительную интенсивность теплового потока на настенные экраны, особенно при сжигании мазута за счет образования большего количества сажистых частиц. Это создает опасность перегрева металла труб и развития высокотемпературной коррозии, а также ведет к образованию высокой концентрации оксидов азота в ядре факела.

Большинство выпускаемых газомазутных паровых котлов оборудуются традиционными призматическими топками с двухфронтальным (встречным) расположением горелок. При однофронтальной установке горелки размещаются в 3...4 яруса, но при такой компоновке горелок не обеспечивается равномерное заполнение топки факелом. Однофронтальное размещение горелок неприемлемо для топков с небольшим размером по глубине ($b_T < 6$ м). При встречном расположении горелок обеспечиваются лучшие условия работы экранов.

Для уменьшения температур факела и локальных тепловых потоков на топочные экраны используется нижнее (подовое) расположение горелок в открытой топочной камере с развитием факела вверх.

Горелка выполняется с малой степенью крутки потока воздуха, горение факела растягивается на большую высоту топки, локальные тепловые потоки на экраны заметно снижаются, но температура газов на выходе из топки повышается.

Горелки для сжигания природного газа и мазута выполняются комбинированными, позволяющими поочередно сжигать эти топлива в одном горелочном устройстве. Одним из преимуществ комбинированных горелок является возможность легкого перехода с сжигания одного вида топлива на другое. Горелка должна быть выполнена таким образом, чтобы сжигание каждого из видов топлива происходило в оптимальных условиях.

На рис. 5.11 показан пример такой горелки большой тепловой мощности. Горелка имеет два самостоятельных канала подвода воздуха, каждый из которых завихривается в тангенциальном лопаточном аппарате и поступает в периферийный и центральный каналы горелки. Кроме того, имеется прямоточная подача третичного воздуха в центральную трубу для охлаждения канала мазутной форсунки. Подача мазута осуществляется паромеханической форсункой ТКЗ-4М производительностью 1,28 кг/с (4,6 т/ч) при давлении мазута 4,5 МПа и пара 0,2 МПа. Ø860

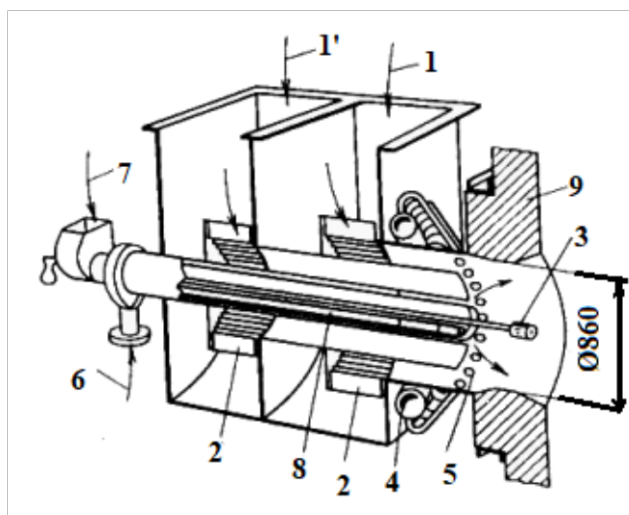


Рис. 5.11. Газомазутная горелка тепловой мощностью 48 МВт: 1 и 1' - подача воздуха в периферийный и центральный воздушные каналы; 2 - тангенциальные лопаточные аппараты; 3 - паромеханическая форсунка; 4 - кольцевой коллектор природного газа; 5 - отверстия для периферийного ввода природного газа; 6 - центральная подача природного газа; 7 - центральная подача горячего воздуха; 8 - газовый электрозapальник; 9 - обмуровка топки

Распыление мазута производится в основном в потоке центрального воздуха, что обеспечивает воспламенение топлива при нагреве смеси, поступающей в топку. Природный газ в основном вводится в периферийный поток воздуха большим числом труб диаметром 32 мм из кольцевого коллектора. Другая часть природного газа вводится через отверстия центрального коаксиального канала; расчетная скорость выхода газа из отверстий соответственно 134 и 177 м/с.

Газомазутные горелки рассчитываются на работу топки с предельно малыми избытками воздуха ($\alpha_T = 1,02 \dots 1,03$ в газоплотной топке) в целях снижения интенсивности коррозионных процессов в низкотемпературной части тракта и уменьшения образования NO_x (см. § 7.7). Работа с низкими избытками воздуха требует тщательного выполнения горелок и воздухоподводящих трактов для того, чтобы исключить неравномерность распределения топлива и воздуха по горелкам. При работе топки под разрежением неизбежны присосы холодного воздуха извне ($\Delta\alpha_T = 0,05 \dots 0,1$). В таком случае расход организованного горячего воздуха через горелку будет несколько меньше теоретически необходимого ($\alpha_{\text{ГОР}} = 0,96 \dots 0,98$), поскольку присосанный воздух частично (около $0,5\Delta\alpha_T$) используется для горения топлива.

Для тонкого распыления мазута применяются центробежные форсунки. В зависимости от используемой среды для распыления мазута различают форсунки механические, паромеханические и паровые (рис. 5.12).

В форсунках с механическим распылением используется кинетическая энергия струи мазута, создаваемая напором топливного насоса. Выходя под давлением с повышенной скоростью (до 80 м/с) через завихритель и сопло форсунки, мазут тонко распыляется и выходит в топочный объем в форме полого конуса с большим углом раскрытия.

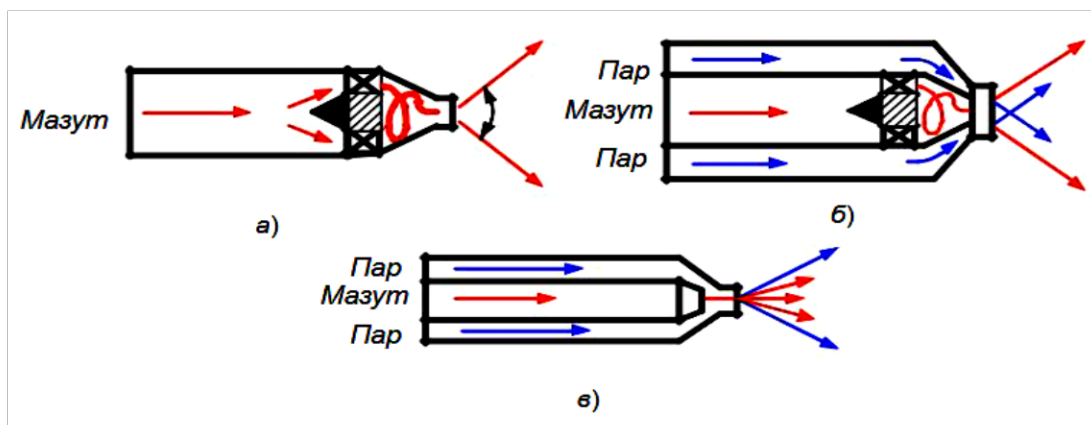


Рис. 5.12. Виды мазутных форсунок: а - механическая; б - паромеханическая; в - паровая

Внутри конуса поступают горячие топочные газы, которые обеспечивают, прогрев и испарение выходящего из сопла топлива. Средний размер получающихся мелких капель составляет $d_k = 250...300$ мкм.

В паромеханической форсунке тонкое распыление мазута достигается подачей пара в зону разрушения пленки мазута. За счет большой плотности пара и значительной его скорости (более 500 м/с) происходит тонкое распыление жидкости ($d_k = 100...150$ мкм). Расход пара на распыление составляет не более 10% расхода мазута. Производительность паромеханической форсунки по мазуту составляет 5...7 т/ч и обеспечивает глубокий диапазон регулирования нагрузки.

В паровых форсунках распыление топлива достигается в результате использования кинетической энергии струи пара, вытекающей из форсунки, а мазут может поступать в форсунку под небольшим давлением. Преимуществом парового распыления является простота форсунки, а также высокое качество распыления даже при невысоком подогреве мазута (до 80°C). Однако паровые форсунки используются редко и только как растопочные на электростанциях, сжигающих твердое топливо. В длительной работе неэкономичны из-за большого расхода пара на распыление (40...60% от расхода мазута).

Расчетная производительность механической центробежной форсунки V_M , кг/с, прежде всего зависит от площади выходного сопла f_0 , м², давления

поступающего топлива P_M , МПа, и коэффициента расхода μ закрученного потока, проходящего через сопло

$$B_M = b\mu f_o (P_M \rho_M)^{0,5} \quad 5.11$$

Здесь дополнительно b - числовой коэффициент; ρ_M - плотность жидкого топлива, кг/м³. Как видно, расходная характеристика более существенно зависит от сечения (диаметра) сопла форсунки, слабее от давления мазута и температуры его нагрева (плотности). Производительность центробежных форсунок для котлов большой мощности составляет 0,83...3,3 кг/с (3...12 т/ч) при диаметре выходного сопла $d_C = 4...8$ мм; коэффициенте расхода $\mu = 0,15...0,30$ и угле раскрытия струи $\varphi = 80...120^\circ$.

При сжигании природного газа его ввод в воздушный поток выполняют перпендикулярно к направлению движения воздуха (рис. 5.13). При этом газ может поступать из центральной газовой трубы (центральный ввод), либо через большое число отверстий с внешней стороны воздушного канала (периферийный ввод). Для равномерного распределения газа в объеме воздуха глубина проникновения отдельных струй газа должна быть различной. Определяющей характеристикой при расчете проникновения газовой струи является глубина внедрения струи h_C , определяемая соотношением количества движения газовой струи и воздушного потока и характеризующая расстояние по нормали от устья струи до места, где она принимает спутное с воздушным потоком направление движения.

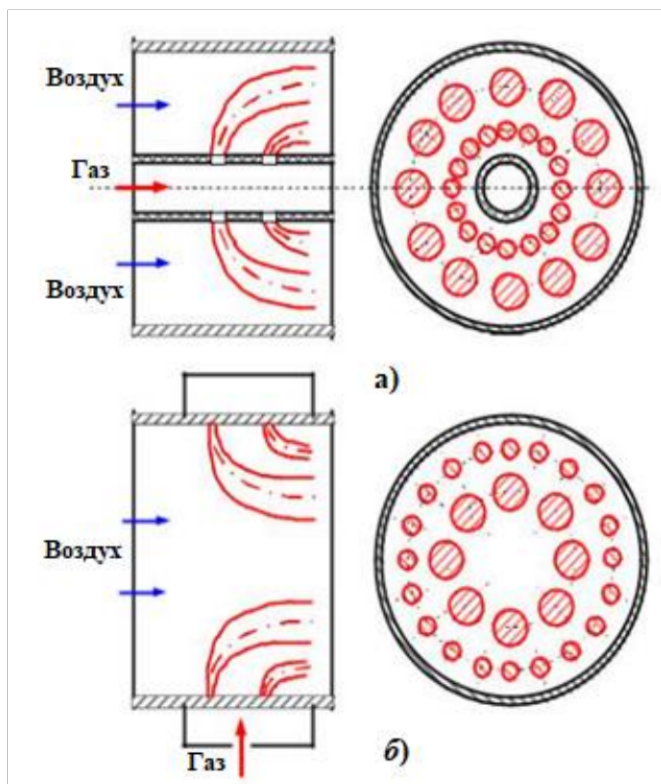


Рис. 5.13. Развитие газовых струй в воздушном потоке: а - центральная раздача газа; б - периферийная.

Глубина внедрения струи определяется по формуле

$$h_c = k_s k_\alpha d_\Gamma \frac{w_\Gamma}{w_E} \left(\frac{\rho_\Gamma}{\rho_E} \right)^{0,5} \quad 5.12$$

где d_Γ - диаметр отверстия газовой струи, м; w_Γ , w_E - соответственно скорости газовой струи на выходе из отверстия и воздуха в сечении горелки, м/с; обычно $w_\Gamma = 60 \dots 120$ м/с при $w_E = 30 \dots 50$ м/с; ρ_Γ , ρ_E - плотности газа и воздуха при расчетных температурах, кг/м³; при температуре горячего воздуха 200...250°C плотности газа и воздуха практически одинаковы; k_s - поправочный коэффициент на расстояние между отверстиями; k_α - поправка на угол ввода газовой струи.

Из формулы (5.12) следует, что глубина проникновения струи определяется главным образом ее диаметром и отношением скоростей струй газа и воздуха. При выполнении газовых отверстий вдоль потока воздуха в 2...3 ряда равномерное распределение газа в воздушном потоке достигается путем уменьшения диаметра отверстий по направлению движения воздуха (см. рис. 5.13).

Природный газ смешивается с воздухом внутри горелки на некотором расстоянии от выхода в топочный объем. Это необходимо для обеспечения первоначального перемешивания части газа с воздухом и достижения стехиометрического соотношения между ними, что создает зону устойчивого воспламенения газа на срезе горелки при температуре металлического насадка горелки или обмуровки выше 600°С. Иначе факел будет пульсирующим и может оборваться.

Требуемый расход природного газа через горелку V_{Γ} , м³/с, определяется из общего теплового баланса парового котла

$$V_{\Gamma} = Q_{\text{п.к}} / (Q_{\text{к}}^{\text{р}} \eta_{\text{п.к}} n_{\text{гор}}) \quad 5.13$$

где $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ - теплота сгорания, кДж/м³; $Q_{\text{п.к}}$, $\eta_{\text{п.к}}$ - соответственно полезная тепловая мощность парового котла, кВт, и его КПД брутто (их расчет приведен в гл. 6); $n_{\text{гор}}$ - число работающих газовых горелок.

Воздушные регистры горелок выполняются трех видов: улиточный, тангенциальный лопаточный и аксиальный лопаточный.

При больших расходных объемах воздуха мощных горелок улиточный завихритель (см. рис. 5.7, а) получается довольно громоздким (большого диаметра).

В тангенциальном лопаточном регистре (см. рис. 5.7, г) поток воздуха движется к центру канала из периферийной камеры по касательной к стенкам канала и имеет несколько большее сопротивление, но отличается высокой степенью крутки потока.

Аксиальный лопаточный аппарат (см. рис. 5.7, б) состоит из прямых или гнутых лопаток, повернутых под углом 40...50° к направлению оси канала, наиболее прост в выполнении и имеет наименьшее гидравлическое сопротивление, но создает при этом меньшую по сравнению с другими степень крутки.

Контрольные вопросы.

1. Виды топочных устройств
2. Газомазутные топки и горелки
3. Виды мазутных форсунок
4. Виды вихревых пылеугольных горелок
5. Топочная камера с жидким шлакоудалением

Примеры решения задач

Задача 1. Определить время пребывания $\tau_{\text{преб}}$ и скорость подъема газов в топочной камере котла ТПП-312А ($N_{\text{эл}} = 300$ МВт), имеющего тепловую мощность

$$Q_{\text{п.к}} = B_p Q_{\text{к}}^{\text{п}} = 727, \text{ МВт}$$

Профиль топки соответствует рис. 5.1, б ее размеры: ширина $a_{\text{T}} = 17,3$ м, глубина $b_{\text{T}} = 8,65$ м, высота $h_{\text{T}} = 41,5$ м. Объем топочной камеры $V_{\text{T}} = 5970$ м³.

Решение

Секундный расход газов в топке согласно (5.6), м³/с

$$V_{\text{сек}} = \frac{Q_{\text{п.к}} V_{\text{T}}^{\text{п}} \alpha_{\text{T}} \bar{A}_{\text{T}}}{273} = 727 \cdot 0,32 \cdot 1,15 \cdot 1670 / 273 = 1636,6$$

Время пребывания газов в топке по (5.6)

$$\tau_{\text{преб}} = 0,8 \cdot \frac{5970}{1636,6} = 2,92 \text{ с}$$

Скорость газов в сечении топки, м/с

$$w_{\text{T}} = \frac{V_{\text{сек}}}{\xi_{\text{T}} a_{\text{T}} b_{\text{T}}} = \frac{1636,6}{0,8 \cdot 17,3 \cdot 8,65} = 13,7 \text{ м/с}$$

Задача 2. Определить тепловое напряжение топочного объема котла ТПП-312А при сжигании донецкого каменного угля марки ГСШ с жидким шлакоудалением при теплоте сгорания угля $Q_{\text{к}}^{\text{п}} = 18,8$ МДж/кг и КПД котла $\eta_{\text{к}} = 0,92$.

Решение

Расход топлива на котел

$$B_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{п.к}}}{Q_{\text{к}}^{\text{р}} \eta_{\text{к}}} = \frac{727}{18,8 \cdot 0,92} = 42 \text{ кг/с}$$

Тогда тепловое напряжение объема топки по (5.5)

$$q_{\text{в}} = 42 \cdot 18,8 / 5970 = 0,132 \text{ МВт/м}^3 = 132 \text{ кВт/м}^3.$$

Тепловое напряжение сечения топки по (5.4) при расположении горелок в одном ярусе

$$q_{\text{г}} = 42 \cdot 18,8 / (17,3 \cdot 8,65) = 5,27 \text{ МВт/м}^3.$$

Задача 3. Установить необходимый объем газоплотной топочной камеры парового котла паропроизводительностью $D_{\text{н}} = 186,1 \text{ кг/с}$ (670 т/ч) при сжигании природного газа ($Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 35\,880 \text{ кДж/м}^3$, теоретические объемы $V_{\text{в}}^0 = 9,52 \text{ м}^3/\text{м}^3$, $V_{\text{г}}^0 = 10,67 \text{ м}^3/\text{м}^3$, коэффициент избытка воздуха $\alpha_{\text{т}} = 1,1$).

Предварительными расчетами определены: расход природного газа $B_{\text{к}} = 15,5 \text{ м}^3/\text{с}$, КПД котла $\eta_{\text{к}} = 0,943$, температура горячего воздуха $t_{\text{г.в}} = 245^\circ\text{С}$. Температура газов на выходе из топки $\theta_{\text{г}}'' = 1265^\circ\text{С}$. Максимальная энтальпия газов по (4.53) при температуре 2200°С $H_{\text{г}}^{\text{М}} = 42\,868 \text{ кДж/м}^3$.

Решение

1. Тепловая мощность топки определяется по (5.3), где теплота горячего воздуха с учетом (4.49) составит

$$Q_{\text{г.в}} = \alpha_{\text{т}} V_{\text{в}} c_{\text{в}} t_{\text{г.в}} = 1,1 \cdot 9,52 \cdot 1,34 \cdot 245 = 3438 \text{ кДж/м}^3$$

Здесь $c_{\text{в}} = 1,34 \text{ кДж/м}^3 \cdot \text{К}$ - объемная теплоемкость воздуха при $t_{\text{г.в}} = 245^\circ\text{С}$.

Тогда по (5.3) тепловая мощность

$$Q_{\text{т}} = 15,5 (35\,880 + 3\,438) = 609,4 \cdot 10^3 \text{ кВт}$$

Удельное тепловыделение в топке при сгорании 1 м^3 газа

$$H_{\text{а}} = 609,4 \cdot \frac{10^3}{15,5} = 39\,318 \text{ кДж/м}^3$$

2. Тепловосприятие топочных экранов по (5.8)

$$Q_{\text{л}} = (39\,318 - 23\,419) \cdot 0,997 = 15\,851 \text{ кДж/м}^3$$

Здесь $H_{\text{г}}''$ определяется из (4.52)

$$H_T^{\prime\prime} = H_T^M \frac{g_T^{\prime}}{2695 - 0,3g_T^{\prime\prime}} = 42868 \frac{1265}{2695 - 0,3 \cdot 1265} = 23419 \text{ кДж/м}^3$$

3. Минимальный объем топочной камеры при допустимом тепловом напряжении для сжигания газа $q_v = 350 \text{ кВт/м}^3$

$$V_T^{\text{мин}} = \frac{B_k Q_k^p}{q_v} = \frac{15,5 \cdot 35880}{350} = 1589 \text{ м}^3$$

4. Расчетный объем топки при условии охлаждения газов до температуры $\theta_T^{\prime\prime} = 1265^{\circ}\text{C}$

$$V_T^{\text{охл}} = \left(3 - \frac{g_T^{\prime}}{700}\right) V_T^{\text{мин}} = \left(3 - \frac{1256}{700}\right) 1589 = 1895 \text{ м}^3$$

Расчетное тепловое напряжение топочного объема

$$q_v^p = \frac{15,5 \cdot 35880}{1895} = 293,5 \text{ кВт/м}^3$$

5. Для типовых размеров сечения топочной камеры котла ($a_T = 18 \text{ м}$, $b_T = 7,6 \text{ м}$) ее высота составит $h_T = 14,5 \text{ м}$.

ГЛАВА 6. ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ И ОСНОВЫ ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА КОТЛА.

6.1. ОБЩЕЕ УРАВНЕНИЕ ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА КОТЛА.

В паровом котле при сжигании органического топлива образуются высокотемпературные продукты сгорания, обладающие большой тепловой энергией. Значительная часть этой энергии передается радиационным и конвективным теплообменом поверхностям нагрева, заполненным рабочей средой, в результате чего из котла выходит перегретый пар высокого давления и температуры, который направляется далее в паровую турбину.

При сжигании 1 кг (или 1 м³) рабочей массы топлива полное количество теплоты, которое может выделиться в топке, называется располагаемой теплотой топлива Q^P кДж/кг, или кДж/м³

$$Q^P = Q^H + Q_{\text{доп}} \quad 3.1$$

Здесь Q^H - низшая удельная теплота сгорания топлива на рабочую массу, кДж/кг; $Q_{\text{доп}}$ - дополнительные источники теплоты, сопутствующие организации сжигания топлива

$$Q_{\text{доп}} = Q_{\text{внш}} + Q_{\text{тл}} + Q_{\text{тл}} + Q_{\text{п}} - Q_{\text{к}} \quad 6.2$$

где $Q_{\text{внш}}$ - теплота, поступившая в котел с воздухом при подогреве его вне агрегата. Эта теплота учитывается в тех случаях, когда воздух предварительно, до поступления в воздухоподогреватель котла, подогревается от постороннего источника, например в калориферах, паром из отбора турбины; $Q_{\text{тл}}$ - физическая теплота топлива, поступающего на сжигание в горелки, например, при сжигании мазута и подогреве его перед поступлением в котел; $Q_{\text{п}}$ - теплота пара, поступающего в форсунки для распыления мазута; $Q_{\text{к}}$ - теплота, затраченная на разложение карбонатов рабочей массы сланцев, содержащей CaCO_3 и MgCO_3 с образованием газообразного CO_2 .

Дополнительные источники теплоты учитываются в тепловом балансе, если их значение превышает 0,5% Q^H . Обязателен учет $Q_{\text{доп}}$ при сжигании

мазута, когда в формуле (6.2) $Q_{\text{доп}}$ складывается из первых трех членов. Небольшое различие ($Q_{\text{P}}^{\text{P}} > Q_{\text{H}}^{\text{P}}$) может иметь место при сжигании углей с высокой влажностью и сернистостью, так как требуется повышение температуры воздуха на входе в воздухоподогреватель для ослабления сернистой коррозии (подвод $Q_{\text{ВНШ}}$), а при сжигании сланцев $Q_{\text{P}}^{\text{P}} = Q_{\text{H}}^{\text{P}} - Q_{\text{K}}$. Однако в большинстве случаев при сжигании бурых углей, каменных углей и антрацитов различие между Q_{H}^{P} и Q_{P}^{P} незначительно и не учитывается. То же имеет место при сжигании природного газа.

Соответствующие статьи использования (расхода) выделившейся в топочной камере тепловой энергии в расчете на 1 кг (м^3) сожженного топлива, кДж/кг, обычно нумеруются цифрами. Та часть теплоты, которая затрачивается на подогрев и испарение воды в трубах поверхностей нагрева, а также на перегрев пара, составляет полезно использованное количество теплоты в паровом котле $Q_{\text{исп}}$ или Q_1 и определяется повышением энтальпии рабочего тела (вода, пар) при прохождении поверхностей нагрева

$$Q_1 = \frac{D_{\text{пе}}}{B} (h_{\text{пп}} - h_{\text{пе}}) + \frac{D_{\text{ет}}}{B} (h_{\text{ет}}'' - h_{\text{ет}}'') + \frac{D_{\text{пр}}}{B} (h' - h_{\text{пе}}) \quad 6.3$$

где $D_{\text{пе}}$, $D_{\text{вт}}$ - расход свежего и вторично перегретого пара, идущего на турбину, кг/с; $D_{\text{пр}}$ - расход продувочной воды из барабана котла с естественной или принудительной циркуляцией для поддержания заданного солевого режима в контурах циркуляции, кг/с; $h_{\text{п.п}}$, $h_{\text{п.в}}$, h' - энтальпия перегретого пара, питательной воды, поступающей в экономайзер котла, и воды на линии насыщения при давлении в барабане, кДж/кг; $h'_{\text{вт}}$, $h''_{\text{вт}}$ - энтальпия вторично перегретого пара на выходе из промежуточного перегревателя и пара на входе в него, кДж/кг; B - расход сжигаемого топлива, кг/с или $\text{м}^3/\text{с}$.

Остальная часть выделившейся теплоты составляет различные тепловые потери, сопутствующие работе парового котла:

Q_2 - потери с теплотой уходящих из котла продуктов сгорания;

Q_3 - потери с химическим недожогом топлива (газовые горючие компоненты);

Q_4 - потери с механическим недожогом топлива (твердые несгоревшие частицы);

Q_5 - потери с рассеянием теплоты через внешние ограждения (тепловую изоляцию);

Q_6 - потери с физической теплотой удаляемого из топки шлака.

На относительно небольших по производительности паровых котлах выделяют еще $Q_{пр}$ - прочие тепловые потери, связанные с отдачей части насыщенного пара из барабана на нужды электростанции, с отводом теплоты охлаждающими боковыми панелями в топках с цепными решетками и т.п. В итоге уравнение теплового баланса котла записывается в следующем виде:

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad 6.4$$

Полезно использованное количество теплоты складывается из тепловосприятий отдельных поверхностей нагрева котла:

$$Q_1 = Q_{т.к} + Q_{пе}^k + Q_{ет} + Q_{эк} \quad 6.5$$

где $Q_{т.к}$ - тепловосприятие рабочей среды в поверхностях топочной камеры, кДж/кг; $Q_{пе}^k$, $Q_{вт}$ - тепловосприятие пара в конвективных поверхностях основного и промежуточного (вторичного) перегревателей, кДж/кг; $Q_{эк}$ - тепловосприятие экономайзера, кДж/кг.

Из уравнения (6.5) следует, что тепловосприятие воздухоподогревателя прямо не входит в тепловой баланс котла. Это связано с тем, что теплота, отданная продуктами сгорания воздуху в этой поверхности, возвращается снова в топочную камеру в виде горячего воздуха и дополнительно увеличивает теплосодержание газов в топке.

Теплота, отданная газами в воздухоподогревателе, рециркулирует внутри газоздушного тракта. Вместе с тем ввод горячего воздуха в зону сжигания топлива повышает температуру газов, скорость горения топлива и

глубину его выгорания, т.е. приводит к росту эффективности использования топлива.

Общий баланс между поступлением и распределением теплоты в паровом котле показан на (рис. 6.1). Здесь теплота горячего воздуха $Q_{ГВ}$ выделена в виде замкнутого внутреннего контура.

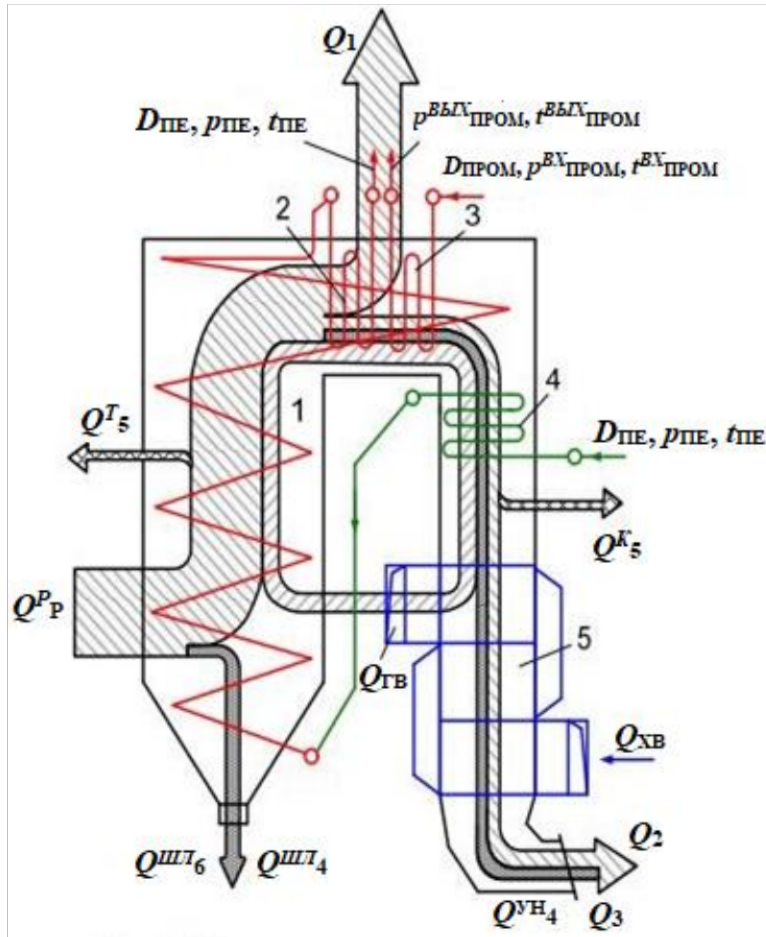


Рис. 6.1. Баланс теплоты парового котла:
1 - топочная камера;
2, 3 - поверхности основного и промежуточного пароперегревателей;
4 - экономайзер;
5 - воздухоподогреватель

Если отнести все расходные статьи теплового баланса к значению Q^P_p , получим относительные доли затрат теплоты в процентах:

$$q_i = \frac{100Q_i}{Q^P_p} \quad 6.6$$

где Q_i - любая из абсолютных затрат теплоты. Используя относительные значения затрат теплоты, уравнение теплового баланса (6.4) можно записать так

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 \quad 6.7$$

6.2. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ПАРОВОГО КОТЛА И КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ.

Полнота передачи располагаемой теплоты топлива в котле к рабочей среде определяется коэффициентом полезного действия (КПД) котла брутто. Коэффициент полезного действия выражается как отношение количества теплоты, воспринятого рабочей средой Q_1 к располагаемой теплоте, поступающей на горение рабочей массы топлива Q_p^p :

$$\eta_k = \frac{100Q_1}{Q_p^p} \quad 6.8$$

Такой метод определения КПД, когда при испытаниях котла непосредственно устанавливаются значения Q_1 и Q_p^p , называют методом прямого баланса.

Прямое определение КПД котла по формуле (6.8) может оказаться недостаточно точным и связано с большими трудностями при производстве измерений многих параметров, массовых расходов пара и топлива, определении теплоты сгорания топлива и дополнительных составляющих располагаемой теплоты. Среднеквадратичная ошибка прямого определения КПД котла зависит, главным образом, от точности нахождения средней теплоты сгорания сжигаемой массы топлива и расхода топлива на котел и составляет $\Delta\eta = (3...4) \cdot 10^{-2}$, или 3...4%, откуда истинный η_k^i может отличаться от полученного в испытаниях (опытного)

$$\eta_k^{оп} \text{ на } \Delta\eta = \sigma_\eta \eta_k^i, \text{ т. е.} \quad 6.9$$

$$\eta_k^i = \eta_k^{оп} \pm \Delta\eta \quad 6.9$$

Если, например, $\eta_k^i = 0,90$ (90%), то возможное отклонение опытного КПД составит $\Delta\eta = (2,7...3,6) \cdot 10^{-2}$, или 2,7...3,6%.

Коэффициент полезного действия котла брутто в процентах можно определить, установив сумму тепловых потерь при его работе

$$\eta_k = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) \quad 6.10$$

Такой метод определения называют методом обратного баланса. Погрешность определения КПД методом обратного баланса зависит от точности измерения тепловых потерь котлом. Каждая из них определяется с заметной погрешностью $\eta_q = (4...5) \cdot 10^{-2}$, но относительная доля тепловых потерь составляет менее 1/10 общего теплового баланса.

В итоге

$$\eta_{\text{и}}^{\text{к}} = 100 - (\sum q_{\text{пот}} \pm \Delta q_{\text{пот}}) \quad 6.11$$

где абсолютная погрешность определения потерь $\Delta q_{\text{пот}} = s_q (1 - \eta_{\text{и}}^{\text{к}})$, и для вышеприведенного примера при $\eta_{\text{и}}^{\text{к}} = 0,90$ значение $\Delta q_{\text{пот}} = 0,4...0,5\%$.

Таким образом, определение КПД котла с большей точностью может быть сделано методом обратного баланса, т.е. через установление суммы его тепловых потерь. Этот метод является единственным при оценке тепловой экономичности проектируемого котла. Зная КПД котла, воспринятую теплоту рабочей средой в котле можно определить следующим образом

$$Q_1 = Q_p \eta_{\text{к}} \quad 6.12$$

Отсюда, используя то же выражение Q_1 из (6.3), получим расход топлива на котел B , кг/с. На этот расход топлива рассчитывают топливоприготовительное оборудование. В самом котле в большинстве случаев сгорает не все топливо, поскольку имеются потери с механическим недожогом q_4 .

Для определения действительных объемов образующихся продуктов сгорания вводят понятие расчетного расхода топлива, т.е. топлива, сгоревшего в топочной камере

$$B_p = B(1 - 0.01q_4) \quad 6.13$$

Разность $\Delta B = B - B_p$ представляет собой количество несгоревшего топлива. При сжигании газового топлива и мазута полный и расчетный расходы топлив совпадают, так как потери q_4 невелики. С учетом точности определения расхода топлива и незначительного влияния малых отклонений

расхода на тепловые характеристики котла принимается для твердых топлив, что при значениях $q_4 < 2\%$ можно не вводить поправки и считать $B = B_p$.

Коэффициент полезного действия котла брутто характеризует совершенство работы собственно парового котла. Однако его нормальная работа обеспечивается большим количеством вспомогательных машин и механизмов, потребляющих часть вырабатываемой блоком (электростанцией) электроэнергии. Затраты энергии на них называют расходом на собственные нужды котельной установки. К ним относятся затраты энергии на дутьевые вентиляторы $\mathcal{E}_{дв}$ дымососы $\mathcal{E}_{дс}$, питательные электронасосы $\mathcal{E}_{пэн}$, механизмы пылесистемы $\mathcal{E}_{пс}$ и большое число электродвигателей дистанционного и автоматического управления $\mathcal{E}_{упр}$.

Расход энергии на собственные нужды парового котла $\mathcal{E}_{с.н}$, кВт·ч, можно записать в виде

$$\mathcal{E}_{ск} = \mathcal{E}_{де} + \mathcal{E}_{дс} + \mathcal{E}_{пс} + \mathcal{E}_{пэк} + \mathcal{E}_{упр} \quad 6.14$$

Доля затрат энергии на собственные нужды от общей выработки электроэнергии, приходящейся на котел при его работе в блоке с турбиной

$$\Delta\eta_{с.к} = \mathcal{E}_{с.к} / (BQ_p \eta_{э.с} \tau_{раб}) \quad 6.15$$

где $\eta_{э.с}$ - КПД выработки электроэнергии на электростанции; $\tau_{раб}$ - время работы котла, ч. Значения $\Delta\eta_{с.н}$ для мощного парового котла составляет 0,04...0,05, или 4...5%. Если вычесть из КПД котла брутто затраты энергии на собственные нужды, то получим КПД котла нетто, характеризующий эффективность работы котельной установки

$$\eta_{к}^{нт} = \eta_{к} - \Delta\eta_{ск} \quad 6.16$$

6.3.1. ПОТЕРИ ТЕПЛОТЫ С УХОДЯЩИМИ ГАЗАМИ.

Потери теплоты с уходящими газами определяются тем, что продукты сгорания после прохождения газового тракта не охлаждаются до температуры окружающего воздуха, а имеют достаточно высокую температуру. Превышение энтальпии уходящих газов над энтальпией

поступающего в котел атмосферного воздуха представляют потери Q_2 называемые потерями теплоты с уходящими газами

$$Q_2 = H_{yx} - H_{xe} \quad 6.17$$

где H_{yx} , H_{xe} - соответственно энтальпия уходящих из котла газов и поступающего холодного воздуха, кДж/кг топлива.

Формулу (6.17) можно переписать в следующем виде

$$Q_2 = H_{\Gamma}^0 + (\alpha_{yx} - 1)H_{E}^0 - \alpha_{yx}H_{xe}^0 \quad 6.18$$

В этой формуле $H_{\Gamma}^0 = V_{\Gamma}^0 c_{\Gamma} \vartheta_{yx}$ - энтальпия теоретического объема уходящих газов при $\alpha = 1$; $(\alpha_{yx} - 1)H_{E}^0$ - энтальпия избыточного воздуха в потоке газов при ϑ_{yx} ; $H_{xe}^0 = V_{E}^0 C_{\Gamma} t_{xe}$ - энтальпия теоретического объема холодного воздуха, кДж/кг.

Из формулы (6.18) следует, что главными факторами, влияющими на значение потерь Q_2 являются температура ϑ_{yx} , зависящая от размера конвективной поверхности котла и интенсивности отдачи теплоты к этой поверхности, и величина α_{yx} , характеризующая превышение объема продуктов сгорания над минимальным их объемом.

Связь необходимой поверхности нагрева с глубиной охлаждения газов можно получить из уравнения конвективного теплообмена, которое запишем в следующем виде:

$$F_{\kappa} = \frac{Q_{\kappa}}{(k\Delta t)}, \quad 6.19$$

где F_{κ} - площадь конвективной поверхности нагрева, м²; Q_{κ} - тепловосприятие поверхности, кДж/кг; k - коэффициент теплопередачи, кВт/(м²·К); Δt - средний температурный напор между газами и рабочей средой в поверхности нагрева, °С. Снижение температуры уходящих газов на 15...20°С приводит к уменьшению потерь q_2 или, что-то же самое, к росту КПД котла примерно на 1%. Однако снижение температуры не происходит само собой, для этого требуется отнять дополнительную теплоту от газового потока ΔQ_{κ} за счет установки дополнительной конвективной поверхности

ΔF_K . При этом по мере уменьшения температуры газов снижается температурный напор Δt , что вызывает повышенный рост размеров конвективной поверхности. Графически эта зависимость изображена на рис. 6.2.

При понижении температуры θ_{yx} одновременно возрастают затраты энергии на тягу, так как растет сопротивление газового тракта, возрастает интенсивность сернокислотной коррозии металла поверхностей и газового тракта за котлом, снижается высота теплового и динамического выброса газов выше устья дымовой трубы, что ухудшает экологическую обстановку в зоне вокруг электростанции.

В то же время было бы неправильно проектировать паровые котлы с высокой температурой θ_{yx} . Это привело бы к снижению эффективности использования топлива и его неоправданному перерасходу. Поэтому выбор температуры уходящих газов является задачей технико-экономической и решается на основании определения минимума годовых расчетных затрат.

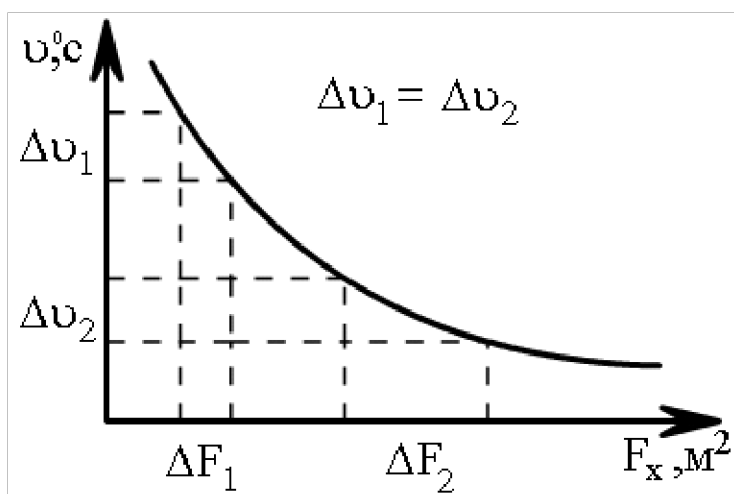


Рис. 6.2. Изменение размера конвективной поверхности нагрева в зависимости от уровня температуры греющих газов

Таким образом, дополнительные затраты, сум/год, связанные, например, с понижением температуры уходящих газов, можно выразить в следующем виде:

$$Z = \Delta S_{\text{ЕП}} + \Delta S_{\text{ЭК}} + \Delta S_{\text{ТРАК}} + \Delta S_{\text{ТОПЛ}} + \Delta S_{\text{ДЫМ.ТР.}} \quad 6.20$$

где $\Delta S_{\text{ВП}}$, $\Delta S_{\text{ЭК}}$ - дополнительные затраты на увеличение поверхностей воздухоподогревателя и экономайзера; $\Delta S_{\text{ТРАК}}$ - то же на оплату

электроэнергии в связи с увеличением сопротивления тягодутьевого тракта; $\Delta S_{\text{ДЫМ.ТР}}$ - то же в связи с необходимостью увеличения высоты дымовой трубы; $\Delta S_{\text{ТОПЛ}}$ - снижение затрат на оплату топлива из-за снижения его расхода.

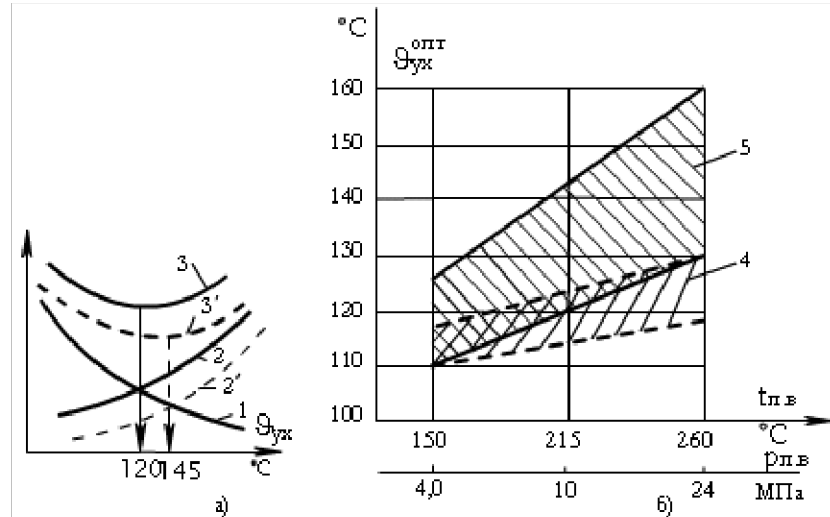


Рис. 6.3. К определению оптимальной температуры уходящих газов: а - зависимость от стоимости поверхностей и стоимости сжигаемого топлива: 1 - затраты на поверхности нагрева; 2 и 2' - затраты на дорогое и дешевое топливо; 3 и 3' - суммарные расчетные затраты; б - зависимость от температуры питательной воды и влажности топлива; 4 - границы для сухих топлив с $W_{п.в} < 0,7$; 5 - то же для влажных топлив с $W_{п.в} = 1...5$

Условие оптимума температуры $\theta_{ух}^{опт}$ определяется минимумом расчетных затрат, его находят путем решения уравнения

$$\frac{\partial Z}{\partial \theta_{ух}} = 0 \quad 6.21$$

Характерные зависимости оптимальной температуры уходящих газов $\theta_{ух}^{опт}$ от определяющих факторов приведены на рис. 6.3.

Оптимальная температура существенно зависит от стоимости топлива и его качества, прежде всего от влажности. Чем выше цена топлив, тем при прочих равных условиях больше стоимость сэкономленного топлива, что окупает более развитую поверхность нагрева и тем самым позволяет иметь более низкую температуру уходящих газов (рис. 6.3, а).

При большой влажности растет объем продуктов сгорания топлива и их удельная теплоемкость, так как теплоемкость паров воды наибольшая.

Поэтому при охлаждении газов на одинаковое число градусов $\Delta\theta_{yx}$ при большой влажности необходимо отвести большое количество теплоты, что требует дополнительного увеличения поверхности нагрева по сравнению с сухим топливом. При более низкой стоимости влажного топлива увеличение поверхности не окупается, в результате оптимальная температура уходящих газов с повышением влажности растет (рис. 6.3, б).

Значение оптимальной температуры уходящих газов зависит также от параметров пара (давления, температуры), с которыми работает паровой котел. С ростом параметров развивается регенеративный подогрев питательной воды и растет температура воды на входе в котел (см. рис. 6.3, б).

В связи с этим увеличивается теплота газов на выходе из экономайзера, что приводит к некоторому росту оптимальной температуры уходящих газов. В итоге для паровых котлов высокого и сверхкритического давления оптимальные значения θ^{opt}_{yx} находятся в диапазоне 120...160°C.

Для полупиковых котлов с ограниченным сроком эксплуатации только в периоды повышенных электронагрузок системы более существенным становится уменьшение стоимости котла. Поэтому этот тип котлов отличается использованием пониженных параметров пара и более высокой температурой уходящих газов ($\theta_{yx} = 160...200^\circ\text{C}$).

Потери теплоты с уходящими газами сильно зависят от α_{yx} , чем выше избыток воздуха в топке и больше присос в газоходах, тем больше объем продуктов сгорания за агрегатом, что увеличивает Q_2 . Кроме того, присос холодного атмосферного воздуха в газоходах охлаждает продукты сгорания и снижает теплоотдачу за счет уменьшения температурного напора. Отрицательное действие большого избытка воздуха в топке и присоса его в газоходах выражается также в увеличении нагрузки на дымососы, а, следовательно, и расхода электроэнергии на собственные нужды.

Расчетные значения потери q_2 достигаются лишь при эксплуатации котлов с чистыми поверхностями нагрева. Во время работы котла

поверхности нагрева могут существенно загрязняться шлаком и золой, что ухудшает теплообмен и приводит к росту θ_{yx} , соответственно возрастают газовое сопротивление и нагрузка на дымососы.

Для достижения в эксплуатации проектных режимов работы котла его поверхности нагрева подвергаются систематической очистке с использованием различных механизмов (паровая и водяная обдувка, дробеочистка, виброочистка, импульсная термоочистка). Большое значение для уменьшения потерь теплоты q_2 имеет создание газоплотных настенных поверхностей нагрева.

6.3.2. ПОТЕРИ ТЕПЛОТЫ С ХИМИЧЕСКИМ НЕДОЖОГОМ ТОПЛИВА

В продуктах сгорания на выходе из топки могут находиться компоненты неполного сгорания исходного топлива CO, H₂, CH₄ и другие газы, и их догорание за пределами топочной камеры становится невозможным из-за недостаточно высокой для этого температуры и нехватки кислорода. Теплота, которая потеряна в топочной камере в случае недогорания газообразных горючих, составляет потери теплоты с химическим недожогом топлива:

$$Q_3 = V_{CO}Q_{CO} + V_{H_2}Q_{H_2} + V_{CH_4}Q_{CH_4} \quad 6.22$$

Здесь V_{CO} , V_{H_2} , V_{CH_4} - объемы горючих газов в продуктах сгорания, м³/кг топлива; Q_{CO} , Q_{CH_2} , Q_{CH_4} - соответственно объемная теплота сгорания горючих газов, кДж/м³.

На основе (6.22) удельные тепловые потери в процентах от Q_p^p определяются по формуле

$$q_3 = (126V_{co} + 108V_{H_2} + 358,2V_{CH_4})(100 - q_4) / Q_p^p \quad 6.23$$

Химический недожог при сжигании газового и жидкого топлив составляет $q_3 = 0 \dots 0,5\%$, а при сжигании твердого топлива, принимается равным нулю и в эксплуатации определяется главным образом содержанием в продуктах сгорания CO и в меньшей мере H₂. Наличие в составе продуктов

сгорания CH_4 свидетельствует о ненормальности организации процесса горения.

Потери теплоты с химическим недожогом сильно зависят от коэффициента избытка воздуха и нагрузки парового котла (рис. 6.4).

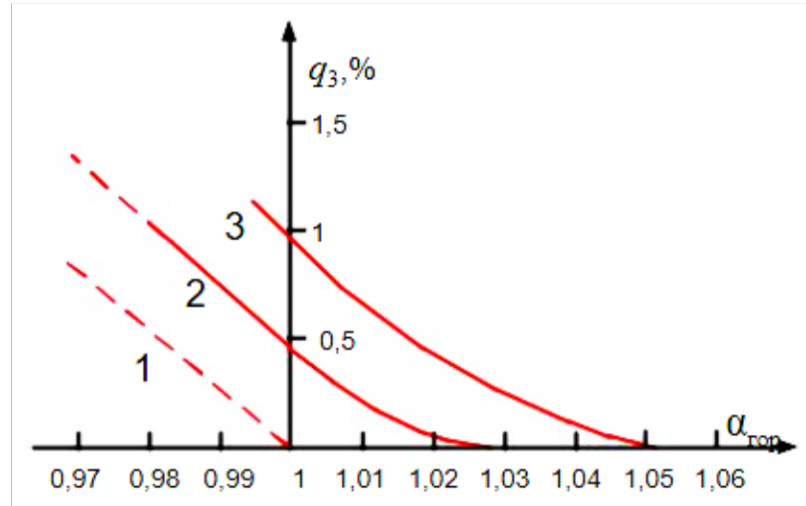


Рис. 6.4. Потери теплоты с химическим недожогом топлива: 1 - идеальное перемешивание топлива и воздуха в топке; 2 - реальные условия перемешивания при полной нагрузке котла; 3 - то же при пониженной нагрузке котла

В условиях полного (идеального) перемешивания топлива с кислородом химический недожог может быть только при $\alpha_{\text{гор}} < 1$, где $\alpha_{\text{гор}}$ - избыток воздуха в зоне горения, и будет увеличиваться пропорционально доле нехватки кислорода $(1 - \alpha_{\text{гор}})$.

В реальных условиях при полной нагрузке наличие химического недожога при $\alpha_{\text{гор}} = 1$ определяется несовершенством перемешивания топлива с воздухом. При коэффициенте избытка воздуха, названном критическим $\alpha_{\text{кр}}$, химический недожог $q_3 = 0$. Обычно $\alpha_{\text{кр}} = 1,02 \dots 1,03$ и характеризует степень аэродинамического совершенства горелочного устройства.

6.3.3. ПОТЕРИ ТЕПЛОТЫ С МЕХАНИЧЕСКИМ НЕДОЖОГОМ ТОПЛИВА.

При сжигании торфа, углей и сланцев механический недожог представляет собой коксовые частицы, которые, находясь некоторое время в

зоне высоких температур факела, успели выделить летучие вещества и, возможно, частично обгорели.

Механический недожог при сжигании мазута и газа также представляет собой твердые частицы (коксовый остаток после испарения капель мазута и сажевые частицы). Сажеобразование возникает в высокотемпературных зонах горения при нехватке кислорода ($\alpha_{гор} < 0,6$). Недополученная теплота от несгоревших твердых частиц составляет потери теплоты с механическим недожогом.

При камерном сжигании твердого топлива механический недожог состоит из потерь частиц топлива со шлаком и уносом с газами. Потери со шлаком, как правило, довольно незначительны, подавляющая часть этих потерь связана с уносом несгоревших частиц топлива потоком газов вместе с летучей золой. Частицы проходят транзитом поверхности котла и удаляются в основном из газового потока в золоуловителях.

Для определения потерь теплоты с механическим недожогом за счет уноса небольшое количество газов конвективной шахты пропускается через микроциклон, в котором улавливаются твердые частицы уноса, состоящие из золовых частиц (в подавляющей массе) и горючих коксовых частиц топлива. После прокаливании в лабораторной печи горючие компоненты выгорают, что позволяет по разнице масс установить их долю в общем уносе $\Gamma_{ун}$. Тогда величина $(1 - \Gamma_{ун})$ представляет долю содержания золы в общем уносе. Относительные потери теплоты с механическим недожогом в процентах будут составлять

$$q_4 = a_{ук} A^p \frac{\Gamma_{ук} Q_{к.о}}{1 - \Gamma_{ук} Q_p^p}, \quad 6.24$$

где $Q_{к.о} = 32,6$ МДж/кг - расчетная теплота сгорания коксового остатка в уносе; $a_{ун}$ - доля уноса золовых фракций из топки с продуктами сгорания; A^p - зольность рабочей массы топлива, %.

При сохранении оптимальной тонкости размола пыли для данного топлива и нормальных условиях эксплуатации потери q_4 зависят от избытка

воздуха и существенно меняются с изменением выхода летучих веществ. При выходе летучих более 25% значение $q_4 = 0,5...4,5\%$ и тем меньше, чем больше $V_{\text{Л}}$. Повышенные потери $q_4 = 4...6\%$ у низкорекреационных топлив с $V_{\text{Л}} < 15\%$ (антрацит, полуантрацит) определяются поздним воспламенением коксовых частиц и затянутым горением в диффузионной области. В связи с этим указанные виды топлив сжигаются при повышенной температуре в зоне горения за счет перехода на жидкое шлакоудаление. В этом случае потери $q_4 = 2...4\%$.

6.3.4. ПОТЕРИ ТЕПЛОТЫ ОТ НАРУЖНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ.

Потери теплоты от наружного охлаждения определяются тем, что обмуровка и обшивка котла и его элементы (барабан, коллекторы, паропроводы, короба горячего воздуха), имея более высокую температуру, чем окружающий воздух помещений, отдают часть теплоты наружу, что составляет потери Q_5 кДж/кг. В общем виде эти потери можно установить по следующей формуле

$$Q_5 = F_{\text{СТ}} (\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}) (t_{\text{СТ}} - t_{\text{окр}}) B_{\text{р}} \quad 6.25$$

где $F_{\text{СТ}}$ - площадь наружной поверхности стен котла и высокотемпературных его элементов, м^2 ; $\alpha_{\text{к}}$, $\alpha_{\text{л}}$ - коэффициенты теплоотдачи конвекцией и излучением, $\text{кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $t_{\text{СТ}}$, $t_{\text{окр}}$ - соответственно средняя температура поверхности теплоотдающих стен и температура окружающего воздуха, $^{\circ}\text{C}$; $B_{\text{р}}$ - расход топлива на котел, $\text{кг}/\text{с}$.

Согласно Правилам технической эксплуатации (ПТЭ), внешние поверхности котла и его элементов должны иметь изоляцию, обеспечивающую температуру $t_{\text{СТ}}$ не выше 55°C . В оценочных расчетах пользуются средним значением теплового потока с поверхности обмуровки: $q_{\text{П}} = 0,2...0,3 \text{ кВт}/\text{м}^2$. При испытаниях котла тепловой поток с его поверхностей $q_{\text{П}}$ определяют прибором - тепломером.

Для мощных паровых котлов абсолютные потери теплоты $B_p Q_5$ больше, чем для агрегатов малой производительности, а удельные потери на 1 кг топлива Q_5 уменьшаются, так как с ростом паропроизводительности котла отношение F_{CT}/B_p уменьшается, поскольку поверхность стен растет пропорционально квадрату линейного размера, а расход топлива и тепловая мощность котла увеличиваются пропорционально объему котла, т.е. пропорционально третьей степени от линейного размера.

Для паровых котлов большой тепловой мощности (при $D \geq 278$ кг/с) относительные потери теплоты составляют $q_5 \approx 0,20\%$. Однако в абсолютных значениях эти потери приобретают другой масштаб. Так, на паровом котле электрической мощностью 800 МВт потери теплоты от внешнего охлаждения эквивалентны неиспользованной мощности 4000 кВт.

При снижении нагрузки на котле абсолютные потери теплоты через ограждающие его стены и элементы $B_p Q_5 = q_{\Pi} F_{CT}$ остаются практически такими же, так как наружная температура обмуровки и тепловой изоляции не изменяется. Поэтому потери, отнесенные к теплоте 1 кг сожженного топлива, пропорционально возрастут. Поскольку потери q_5 относительно невелики, их принято распределять пропорционально тепловосприятию каждой из поверхностей нагрева котла и учитывать через коэффициент сохранения теплоты (доля полезного тепловосприятия)

$$\varphi = 1 - q_5 / (\eta_k + q_5) \quad 6.26$$

При этом $q_5 / (\eta_k + q_5)$ характеризует долю потерь на внешнее охлаждение агрегата. Так, например, если в результате прохождения поверхности пароперегревателя продукты сгорания отдали количество теплоты $Q_{\Pi E}^{\Gamma A 3}$, то собственно поверхность нагрева получила $Q^{\Pi E} = (1 - \varphi) Q_{\Pi E}^{\Gamma A 3}$, а теплота $Q^{\Pi E} = \varphi Q_{\Pi E}^{\Gamma A 3}$ потеряна газовым потоком через ограждающие газодход стены.

Потери теплоты от наружного охлаждения в системе пылеприготовления невелики и в значительной мере компенсируются приходом теплоты,

выделяющейся при работе углеразмольных мельниц и мельничных вентиляторов, и поэтому не учитываются.

6.3.5. ПОТЕРИ С ФИЗИЧЕСКОЙ ТЕПЛОТОЙ УДАЛЯЕМЫХ ШЛАКОВ.

Потери теплоты с физической теплотой шлаков Q_6 характеризуются тем, что удаляемый из топки шлак, имея довольно высокую температуру, уносит определенное количество теплоты, которое передается воде, находящейся в шлаковой ванне, и безвозвратно теряется. Расчет относительных потерь (в процентах) ведется по формуле

$$q_{\sigma} = a_{\text{шл}} A^P (ct)_{\text{шл}} / Q_p^P, \quad 6.27$$

где $a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{ун}}$ - доля шлакоудаления в топочной камере; $(ct)_{\text{шл}}$ - энтальпия удаляемого шлака, включая теплоту плавления шлака при температуре выше 1300°C , кДж/кг. Значение потерь q_6 существенно зависит от способа удаления шлаков из топки. При организации твердого шлакоудаления принимают долю $a_{\text{шл}} = 0,05$, температура шлаков при этом составляет $600 \dots 700^{\circ}\text{C}$. Учет этих потерь при твердом шлакоудалении производится только для многозольных топлив ($A^P > 2,5 Q_p^P$, где Q_p^P выражено в МДж/кг). В случае жидкого шлакоудаления температура вытекающего шлака определяются значением температуры плавления $t_{\text{шл}} = t_c + 100^{\circ}\text{C}$ и в среднем составляет $1400 \dots 1600^{\circ}\text{C}$, доля шлакоудаления также возрастает до $a_{\text{шл}} = 0,15 \dots 0,30$. В этом случае потери q_6 становятся заметными ($q_6 = 0,5 \dots 1,5\%$) и их учитывают обязательно.

6.3.6. ОПТИМИЗАЦИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ПАРОВОГО КОТЛА ПО СУММЕ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ.

Из анализа тепловых потерь следует, что тепловые потери (потери q_2 , q_3 , q_4) существенно и по-разному зависят от избытка воздуха. В связи с этим возникает необходимость в установлении оптимального избытка воздуха в топке $\alpha^{\text{опт}}_T$, обеспечивающего минимум суммарных потерь. При этом потери

q_2 относятся к значению α_T , поскольку присосы по газоходам известны. При сжигании газа и мазута определяющими экономичность котла являются потери $q_2 + q_3$ а в случае сжигания твердого топлива - $q_2 + q_3 + q_4$. $\alpha_{\text{ОПТ}}$

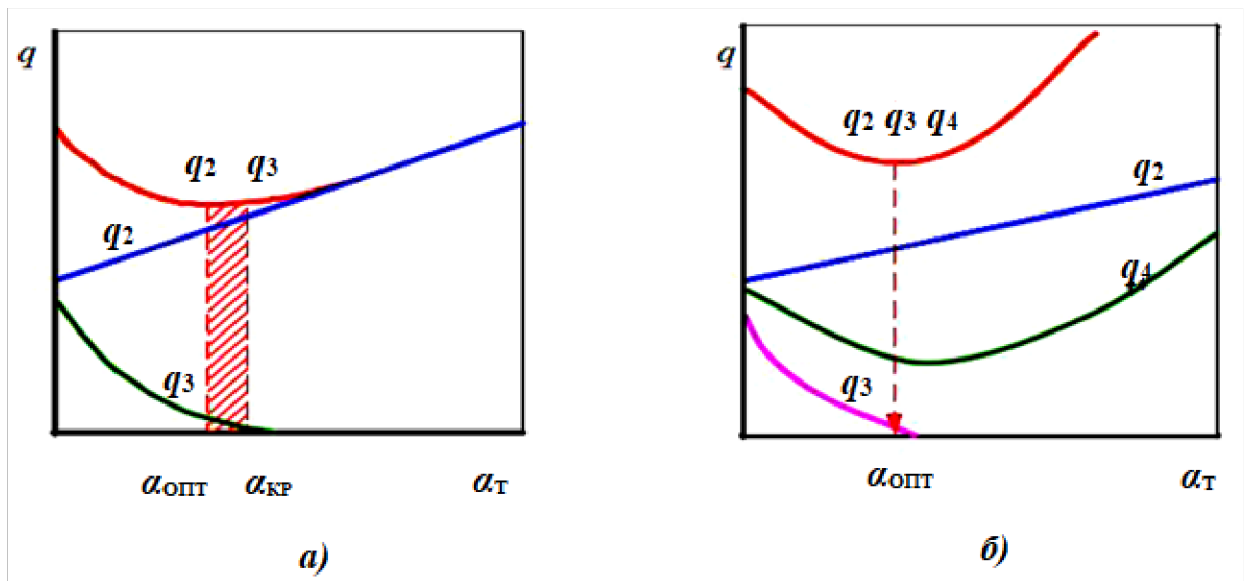


Рис. 6.5. К определению оптимального избытка воздуха в топке по минимуму тепловых потерь: а - при сжигании природного газа и мазута; б - при сжигании твердого топлива

На (рис. 6.5) показан пример определения оптимального избытка воздуха в топке на основании балансовых испытаний котла. Поскольку значения $\alpha_{\text{ОПТ}}^{\text{ТОП}} \approx \alpha_{\text{КР}}$, потери q_3 в условиях нормальной эксплуатации незначительны при сжигании любого вида топлива.

При сжигании природного газа значение $\alpha_{\text{ОПТ}}^{\text{ТОП}}$ определяет быстрота уменьшения потерь q_3 с ростом $\alpha_{\text{ГОР}} > 1$, т.е. аэродинамической характеристикой горелок и аэродинамикой потоков в объеме топки. Обычно в этом случае $\alpha_{\text{ОПТ}}^{\text{ТОП}} = 1,05$.

При сжигании твердого топлива значение $\alpha_{\text{ОПТ}}^{\text{ТОП}}$ главным образом зависит от характера изменения q_4 и определяется видом сжигаемого топлива (см. § 6.3). Здесь значение $\alpha_{\text{ОПТ}}^{\text{ТОП}} = 1,15 \dots 1,25$ и увеличивается по мере снижения выхода летучих веществ из топлива. Во всех случаях отклонение оптимального значения избытка воздуха (не строго по минимуму q_3 или q_4) происходит за счет роста потерь q_2 с повышением избытка воздуха.

В Нормативных материалах [10] все тепловые потери приведены для номинальной нагрузки. При нагрузке, отличной от номинальной, основные тепловые потери изменяются по разным зависимостям (см. пример 2).

В итоге в современных паровых котлах большой мощности основную часть потерь составляют потери с уходящими газами, которые в основном и определяют характер изменения КПД котла от нагрузки (рис. 6.6).

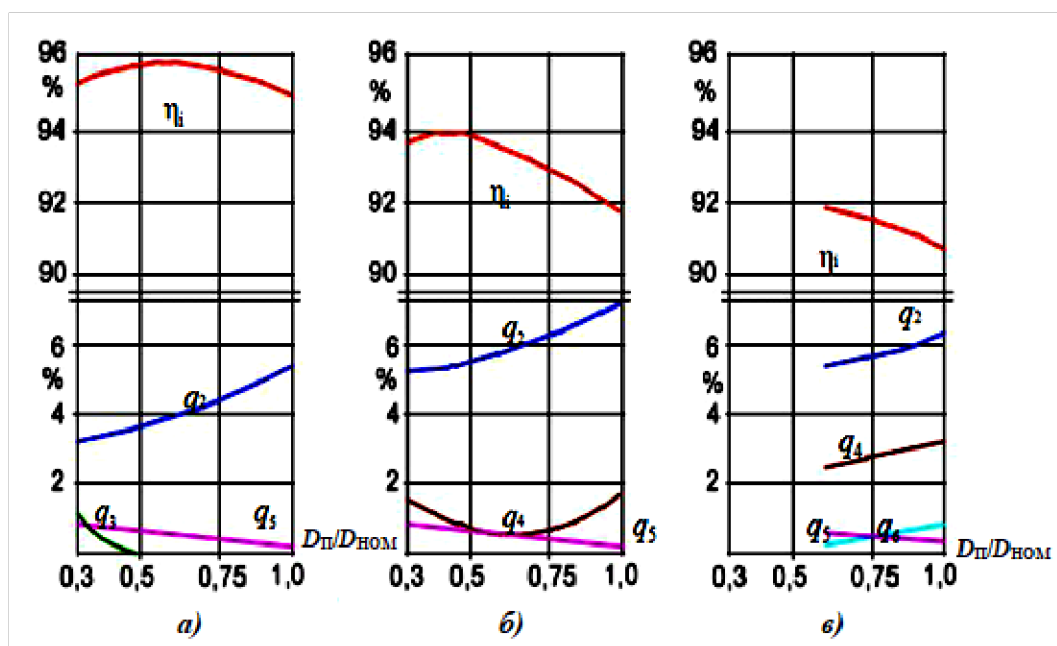


Рис. 6.6. Изменение тепловых потерь и КПД котла от нагрузки при работе на разных видах топлив: а - на природном газе; б - на каменном угле; в - на антраците с жидким шлакоудалением

Обычно паровые котлы работают с нагрузкой 70...100% номинальной и разгружаются на короткое время в ночной или воскресный провал нагрузки до 30...50%, чтобы сохранить стабильный тепловой режим оборудования, вместо кратковременного останова отдельных котлов.

Контрольные вопросы

1. *Общее уравнение теплового баланса*
2. *Потеря теплоты с уходящими газами, её зависимость от режимных и конструктивных условий.*
3. *Потеря теплоты от химической неполноты сгорания, её зависимость от режимных и конструктивных параметров топки.*

4. Потеря теплоты от механической неполноты сгорания, её зависимость от режимных и конструктивных параметров топки.
5. Потери теплоты от наружного охлаждения.
6. Потери физической теплоты со шлаками.

Примеры решения задач

Задача 1. В топке котла сжигается малосернистый мазут состава: $C^p=84,65\%$; $H^p=11,7\%$; $S_{II}^p=0,3\%$; $O^p=0,3\%$. $A^p=0,05\%$; $W^p=3,0\%$. Определить в кДж/кг и процентах потери теплоты с уходящими газами из котлоагрегата, если известны коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом $a_{yx}=1,35$, температура уходящих газов на выходе из последнего газохода $\theta_{yx}=160^\circ\text{C}$, температура воздуха в котельной $t_B = 30^\circ\text{C}$, средняя объемная теплоемкость воздуха при постоянном давлении $c_{pv}=1,297$ кДж/(м³ К) и температура подогрева мазута $t_T = 90^\circ\text{C}$.

Решение

Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле:

$$Q_H^p = 338C^p + 1025H^p - 108,5(O^p - S_{II}^p) - 25W^p = 338 \cdot 84,65 + 1025 \cdot 11,7 - 108,5(0,3 - 0,3) - 25 \cdot 3,0 = 40\,529 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$$

Теплоемкость мазута, по формуле:

$$C_T^p = 1,74 + 0,0025t_T = 1,74 + 0,0025 \cdot 90 = 1,97 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$$

Физическая теплота топлива, по формуле:

$$Q_{TЛ} = C_T^p t_T = 1,97 \cdot 90 = 177 \text{ кДж}/\text{кг}$$

Располагаемая теплота, по формуле:

$$Q_p^p = Q_H^p + Q_{TЛ} = 40\,529 + 177 = 40\,706 \text{ кДж}/\text{кг}$$

Теоретический объем воздуха, необходимый для сгорания 1 кг топлива, определяем по формуле:

$$V^o = 0,089C^p + 0,226H^p + 0,033(S_{II}^p - Q^p) = 0,089 \cdot 84,65 + 0,226 \cdot 11,7 + 0,033(0,3 - 0,3) = 10,62 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Объем трехатомных газов, по формуле,

$$V_{RO_2} = 0,0187(C^p + 0,375S_{II}^p) = 0,0187(84,65 + 0,375 \cdot 0,3) = 1,58 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Теоретический объем азота, по формуле:

$$V_{N_2}^o = 0,79V^o + \frac{0,8N^p}{100} = 0,79 \cdot 10,62 + \frac{0,8 \cdot 0}{100} = 8,39 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Теоретический объем водяных паров, по формуле:

$$V_{H_2O}^0 = 0,0124(9H^p + W^p) + 0,0161V^0 = \\ = 0,0124*(9*11,7+3,0)+0,0161*10,62 = 1,51 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Энтальпия продуктов сгорания при $\alpha_T=1$ и $\theta_{yx}=160^\circ\text{C}$, по формуле:

$$I_\Gamma^0 = V_{\text{RO}_2}(c\theta)_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0(c\theta)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}(c\theta)_{\text{H}_2\text{O}} = 1,58 \cdot 280 + 8,39 \cdot 208 + 1,51 \cdot 242 = 2553 \text{ кДж/кг}$$

Значения $(c\theta)_{\text{CO}_2}$, $(c\theta)_{\text{N}_2}$, $(c\theta)_{\text{H}_2\text{O}}$ находим по табл. 1 (см. Приложение).

Энтальпия воздуха при $\alpha_T=1$ и $\theta_{yx}=160^\circ\text{C}$, по формуле:

$$I_B^0 = V^0(c\theta)_B = 10,62 \cdot 212 = 2251 \text{ кДж/кг}$$

Значение $(c\theta)_B$ находим по табл. 1 (см. Приложение).

Энтальпия продуктов сгорания при $\theta_{yx}=160^\circ\text{C}$, по формуле:

$$I_\Gamma = I_\Gamma^0 + (\alpha_T - 1)I_B^0 + I_3 = 2553 + (1,35 - 1)2251 = 3341 \text{ кДж/кг}$$

Энтальпия холодного воздуха: $I_{XB}^0 = V^0 c_{pB} t_B = 10,62 \cdot 1,297 \cdot 30 = 413 \text{ кДж/кг}$

Потери теплоты с уходящими газами находим по формуле:

$$Q_2 = \frac{(V_{yx} c_{pyx} \theta_{yx} - \alpha_{yx} V^0 c_{pB} t_B)(100 - q_4)}{100} = \frac{(I_{yx} - \alpha_{yx} I_{XB}^0)(100 - q_4)}{100} = 3341 - (1,35 \cdot 413) \frac{100 - 0}{100} = 2783 \text{ кДж/кг}$$

$$q_2 = \left(\frac{Q_2}{Q_p^p} \right) 100 = \frac{(I_{yx} - \alpha_{yx} I_{XB}^0)(100 - q_4)}{Q_p^p} = \left(\frac{2789}{40706} \right) 100 = 6,8\%$$

Или в процентах:

Задача 2. В топке котельного агрегата сжигается челябинский уголь марки БЗ состава: $C^p=37,3\%$; $H^p=2,8\%$; $S_{II}^p=1,0\%$; $N^p=0,9\%$; $O^p=10,5\%$; $A^p=29,5\%$; $W^p=18,0\%$. Определить в кДж/кг и процентах потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива, если известны содержание в уходящих газах оксида углерода $\text{CO} = 0,25\%$ и трехатомных газов $\text{RO}_2 = 17,5\%$ и температура топлива на входе в топку $t_T = 20^\circ\text{C}$.

Решение

Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле:

$$Q_{II}^p = 338C^p + 1025H^p - 108,5(O^p - S_{II}^p) - 25W^p = 338 \cdot 37,3 + 1025 \cdot 2,8 - 108,5 \cdot (10,5 - 1,0) - 25 \cdot 18,0 = 13997 \text{ кДж/кг}$$

Теплоемкость рабочей массы топлива, по формуле:

$$C_T^p = C_T^c \frac{100 - W^p}{100} + C_{2O} \frac{W^p}{100} = 1,088 \frac{100 - 18}{100} + 4,19 \frac{18}{100} = 1,65 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$$

Физическая теплота топлива, по формуле:

$$Q_{\text{ТЛ}} = C_T^p t_T = 1,65 \cdot 20 = 33 \text{ кДж}/\text{кг}$$

Располагаемая теплота, по формуле:

$$Q_p^p = Q_H^p + Q_{\text{мл}} = 997 + 33 = 14030 \text{ кДж}/\text{кг}$$

Потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива определяем по формуле:

$$Q_3 = \frac{237(C^p + 0,375S_{\text{л}}^p)CO}{RO_2 + CO} = 237 \frac{(37,3 + 0,375 \cdot 1,0)0,25}{17,5 + 0,25} = 125,6 \text{ кДж}/\text{кг}$$

Или в процентах — по формуле:

$$q_3 = \frac{(Q_3 / Q_p^p)}{100} = \frac{125,6}{14030} 100 = 0,9\%$$

Задача 3. В топке котельного агрегата сжигается кузнецкий уголь марки Д состава: $C^p = 58,7\%$; $H^p = 4,2\%$; $S_{\text{л}}^p = 0,3\%$; $N^p = 1,9\%$; $O^p = 9,7\%$; $A^p = 13,2\%$; $W^p = 12,0\%$. Определить в процентах и кДж/кг потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива, если известны температура топлива на входе в топку $t_T = 20^\circ\text{C}$, доля золы в шлаке и провале от содержания ее и топливе $a_{\text{шл+пр}} = 80\%$, доля золы в уносе от содержания ее и топливе $a_{\text{ун}} = 20\%$, содержание горючих в шлаке и провале $C_{\text{шл+пр}} = 25\%$ и содержание горючих в уносе $C_{\text{ун}} = 30\%$.

Решение

Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле:

$$Q_H^p = 338C^p + 1025H^p - 108,5(O^p - S_{\text{л}}^p) - 25W^p = 338 \cdot 58,7 + 1025 \cdot 4,2 - 108,5(9,7 - 0,3) - 25 \cdot 12,0 = 22825 \text{ кДж}/\text{кг}$$

Теплоемкость рабочей массы топлива, по формуле:

$$C_T^p = c_T^c \frac{100 - W^p}{100} + c_{\text{H}_2\text{O}} \frac{W^p}{100} = 0,926 \frac{100 - 12}{100} + 4,19 \frac{12,0}{100} = 1,49 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$$

Физическая теплота топлива, по формуле:

$$Q_{\text{ТЛ}} = c_T^p t_T = 1,49 \cdot 20 = 27 \text{ кДж}/\text{кг}$$

Располагаемая теплота, по формуле:

$$Q_p^p = Q_H^p + Q_{\text{мл}} = 22825 + 27 = 22852 \text{ кДж}/\text{кг}$$

Потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива в процентах определяем по формуле:

$$q_4 = \frac{Q_4}{Q_p^p} 100 = \frac{327A^p}{Q_p^p} \left(a_{\text{шл}}^{\text{п}} + \text{пр} \frac{C_{\text{шл}} + \text{пр}}{100 - C_{\text{шл}} + \text{пр}} + a_{\text{ун}} \frac{C_{\text{ун}}}{100 - C_{\text{ун}}} \right) = \frac{327 \cdot 13,2}{22852} \left(80 \frac{28}{100 - 25} + 20 \frac{30}{100 - 30} \right) = 6,7\%$$

Потери теплоты от механической неполноты сгорания в кДж/кг:

$$Q_4 = \frac{q_4 Q_p^p}{100} = 6,7 \cdot \frac{22852}{100} = 1531 \text{ кДж/кг}$$

Задача 4. Определить в процентах потери теплоты в окружающую среду, если известны теплота, полезно использованная в котлоагрегате, $q_1 = 87\%$, потери теплоты с уходящими газами $q_2 = 8\%$, потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива $q_3 = 0,5\%$, потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 3,5\%$; доля золы топлива в шлаке $a_{\text{шл}} = 0,8$, теплоемкость шлака $c_{\text{шл}} = 0,934$ кДж/(кг К), температура шлака $t_{\text{шл}} = 600^\circ\text{C}$, температура воздуха в котельной $t_{\text{в}} = 30^\circ\text{C}$, температура воздуха, поступающего в топку, $t'_{\text{в}} = 169^\circ\text{C}$ и коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_{\text{т}}$

$= 1,4$. Котельный агрегат работает на донецком угле марки Т состава: $C^p = 62,7\%$; $H^p = 3,1\%$; $S_{\text{п}}^p = 2,8\%$; $N^p = 0,9\%$; $O^p = 1,7\%$; $A^p = 23,8\%$; $W^p = 5,0\%$.

Решение

Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле:

$$Q_{\text{н}}^p = 338C^p + 1025H^p - 108,5(O^p - S_{\text{п}}^p) - 25W^p = 338 \cdot 62,7 + 1025 \cdot 3,1 - 108,5(1,7 - 2,8) - 25 \cdot 5,0 = 24365 \text{ кДж/кг}$$

Теоретически необходимый объем воздуха, по формуле,

$$V^0 = 0,089C^p + 0,226H^p + 0,033(S_{\text{п}}^p - O^p) = 0,089 \cdot 62,7 + 0,226 \cdot 3,1 + 0,033(2,8 - 1,7) = 6,44 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Теплота, вносимая в топку с воздухом, по формуле:

$$Q_{\text{в.вн}} = \alpha_{\text{т}} V^0 c_{\text{рв}} \Delta t_{\text{в}} = 1,4 \cdot 6,44 \cdot 1,33 \cdot 139 = 1668 \text{ кДж/кг}$$

Располагаемая теплота, по формуле:

$$Q_{\text{р}}^p = Q_{\text{н}}^p + Q_{\text{в.вн}} = 24365 + 1668 = 26033 \text{ кДж/кг}$$

Потери теплоты с физической теплотой шлака, по формуле:

$$q_6 = \frac{a_{\text{шл}} c_{\text{шл}} t_{\text{шл}} A^p / Q_p^p}{Q_p^p} = \frac{0,8 \cdot 0,934 \cdot 600 \cdot 23,8}{26033} = 0,4\%$$

Потери теплоты в окружающую среду, по формуле (82):

$$q_5 = 100 - (q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) = 100 - (87 + 8 + 0,5 + 3,5 + 0,4) = 0,6\%$$

ГЛАВА 7. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПАРОВЫХ КОТЛОВ.

7.1. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ РЕЖИМЫ ПАРОВЫХ КОТЛОВ.

Основной задачей эксплуатации котлов является обеспечение их длительной надежной работы с максимальной экономичностью при соблюдении диспетчерского графика нагрузки.

График нагрузки электростанции обычно имеет неравномерность. Различают суточный, недельный и сезонный графики нагрузки. Как правило, в утренние и вечерние часы наблюдаются пики нагрузки, а в ночное время происходит заметный спад. Существенный спад нагрузки отмечается также в нерабочие дни, особенно в ночное время. В сезонном аспекте наибольший уровень нагрузки, как правило, отмечается в период так называемого осенне-зимнего максимума.

Таким образом, любой паровой котел может находиться в эксплуатации с разными тепловыми нагрузками в различные периоды времени. Если определить суммарную его паропроизводительность за все время работы в течение года и отнести к номинальной паропроизводительности $D_{\text{НОМ}}$, то получим условное время работы котла в течение года в номинальном режиме

$$\tau_{\text{уст}} = \frac{\sum D_i \tau_i}{D_{\text{НОМ}}}, \quad 7.1$$

где D_i , τ_i - паропроизводительность, т/ч, и время работы котла, ч, с этой производительностью в течение года. Величина $\tau_{\text{уст}}$ - время работы котла с установленной мощностью.

Различают базовый, полупиковый и пиковый режимы работы оборудования.

Базовый режим - режим эксплуатации преимущественно с постоянной нагрузкой, близкой к номинальной: $D_{РАБ} = (0,8...1,0) D_{НОМ}$ без останова оборудования в нерабочие дни при времени $\tau_{УСТ} = 6500...7500$ ч в течение года (при календарном времени $\tau_{ГОД} = 8760$ ч). В таком режиме работают блоки АЭС и блоки ТЭС большой мощности ($N_{БЛ} = 500...800$ МВт).

Полупиковый режим характеризуется более широким диапазоном рабочих нагрузок: $D_{РАБ} = (0,5...1,0) D_{НОМ}$ с остановом части оборудования в резерв в ночное время и на все нерабочие дни. В этом случае $\tau_{УСТ} = 3500...5000$ ч. В этом режиме работают в основном блоки ТЭС с $N_{БЛ} < 300$ МВт.

При пиковом режиме оборудование эксплуатируется только во время максимальных электрических и тепловых нагрузок, при этом $\tau_{УСТ} = 1500...2000$ ч. В этом режиме работают ГТУ и ПГУ, а также энергоблоки малых мощностей старых выпусков.

Частые остановки паровых котлов и последующие пуски в работу ведут к снижению надежности отдельных его элементов за счет кратковременных превышений допустимых напряжений в условиях резко переменного температурного режима и давлений.

В качестве интегрального показателя надежности работы котла в течение года используется коэффициент готовности

$$K_{Г} = \frac{\tau_{РАБ} + \tau_{РЕЗ}}{\tau_{ГОД}}, \quad 7.2$$

где $\tau_{РАБ}$ - время работы котла с нагрузкой, ч; $\tau_{РЕЗ}$ - время нахождения в резерве, ч.

Значение времени $\tau_{РАБ} + \tau_{РЕЗ}$ можно выразить

$$\tau_{РАБ} + \tau_{РЕЗ} = \tau_{ГОД} - \tau_{ПЛР} - \tau_{ОТК}, \quad 7.3$$

Здесь $\tau_{ПЛР}$ - время проведения планового ремонта (капитального, среднего или текущего), $\tau_{ПЛР} = 250...450$ ч; $\tau_{ОТК}$ - время вынужденных

остановов для ликвидации причин выхода из работы оборудования котла, в том числе аварийных остановов, ч.

Время $\tau_{\text{ОТК}}$ является основным показателем надежности работы котла, ограничивающим значение коэффициента готовности K_r .

Статистика фиксирует, что наибольшее время отказов имеет место в первые 2...4 года после пуска новой серии котла, особенно на твердом топливе (до 14% $\tau_{\text{ГОД}}$), затем $\tau_{\text{ОТК}}$ заметно снижается (до 3% $\tau_{\text{ГОД}}$ и менее). Коэффициент готовности блоков ТЭС 200-800 МВт составляет $K_r = 0,80 \dots 0,88$.

Кроме показателей надежности и времени использования установленной мощности, основной эксплуатационной характеристикой котла является его КПД (см. § 6.2).

Режим работы котла на любой из нагрузок с незначительными отклонениями параметров пара называется стационарным. Режимы, характеризующиеся изменениями нагрузки, а также отклонениями параметров пара в результате внутренних или внешних возмущений, называются нестационарными.

Внешними возмущениями называют воздействия на режим работы вследствие изменения одного или нескольких выходных параметров работающего блока, таких, как электрическая нагрузка турбогенератора, давление пара в паропроводе, температура питательной воды. К внутренним возмущениям относятся изменения рабочего режима котла, направленные на ликвидацию внешних отклонений: изменение расхода воды в котел, расхода топлива и воздуха в горелки.

Эксплуатация котла ведется на основе режимной карты (рис. 7.1), которая составляется по результатам эксплуатационных (балансовых) испытаний, целью которых являются установление оптимальных условий работы топки, определение оптимального избытка воздуха и тонкости размола пыли при разных нагрузках, максимально допустимой и минимально устойчивой нагрузки котла, тепловых потерь при работе котла.

Режимная карта является обязательной для дежурного персонала при эксплуатации котла на различных режимах. Кроме основных характеристик, показанных на (рис. 7.1), в режимной карте указываются нагрузка электродвигателей дутьевых вентиляторов и дымососов, воздушное сопротивление воздухоподогревателя, характеризующее расход воздуха на горелки, температура горячего воздуха, газов в поворотной камере котла и ряд других показателей.

С увеличением мощности паровых котлов и усложнением их схем число контролируемых факторов растет. Поддержание оптимального режима становится все более сложной задачей, поэтому управление режимом работы котла передается на электронные управляющие системы.

Работа котла при переменных нагрузках требует знания рабочего диапазона нагрузок, в котором каждый котел может работать надежно и длительно с заданной экономичностью.

Расчетная номинальная нагрузка $D_{НОМ}$ является максимальной, которую может длительно нести паровой котел с заданным КПД. Превышение ее ведет к снижению КПД, росту напряжений в металле, более опасному для барабана и коллекторов перегревателя, и при определенных условиях может вызвать аварийный останов котла.

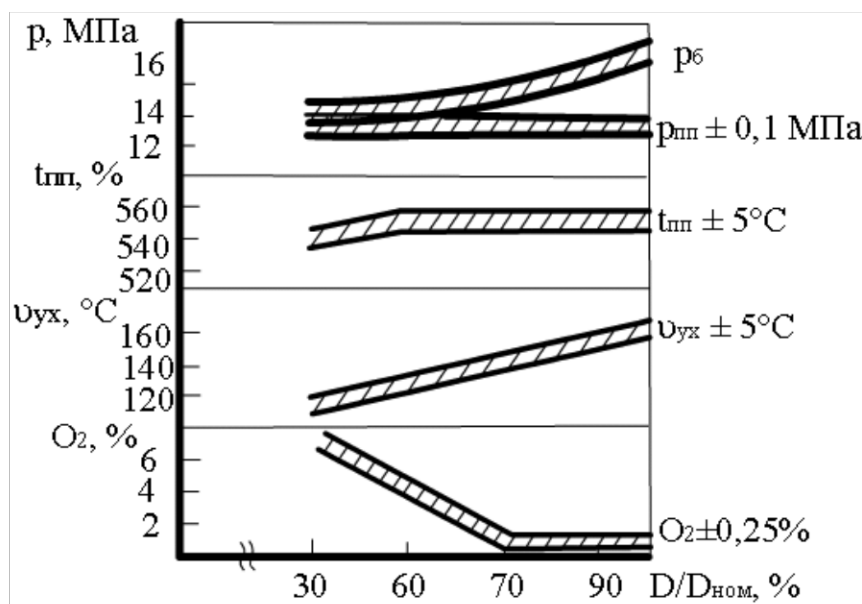


Рис. 7.1. Режимная карта барабанного парового котла

Каждый котел имеет допустимую минимальную нагрузку $D_{\text{мин}}$, ниже которой работать нельзя. Нижний предел допустимой устойчивой нагрузки определяется устойчивостью процесса горения топлива, надежностью работы экранных поверхностей топочной камеры.

По устойчивости горения топлива природный газ и мазут практически не имеют ограничений. Реакционные топлива с большим выходом летучих веществ при твердом шлакоудалении обеспечивают устойчивое горение факела до нагрузки 40...50% $D_{\text{ном}}$, остальные топлива (антрациты, тощие угли) - до 50...60% $D_{\text{ном}}$. При жидком шлакоудалении ограничение связано с поддержанием жидкотекучего состояния шлака. В этом случае минимальная нагрузка определяется температурой плавления шлаков и конструкцией камеры горения и составляет обычно 60...75% $D_{\text{ном}}$, часто с подсветкой, т.е. сжиганием в отдельных горелках небольшого количества (8...10% по тепловыделению) мазута или природного газа для гарантии против застывания шлаков.

Надежность работы экранных поверхностей при наличии естественной циркуляции зависит от появления застоя и опрокидывания циркуляции в отдельных неудачных по конструкции или условиям обогрева контурах и по испытаниям обеспечивается до нагрузки 30...50% $D_{\text{ном}}$. В прямоточных паровых котлах минимальная нагрузка определяется уровнем массовой скорости $w_p = 500...600 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, обеспечивающей допустимую температуру металла поверхности в зоне ядра факела, что отвечает $D_{\text{мин}} = 30\% D_{\text{ном}}$. Применением рециркуляции рабочей среды в экранах топочной камеры можно снизить $D_{\text{мин}}$ до 10...15% $D_{\text{ном}}$.

В период прохождения максимума нагрузки энергосистемы допускается режим перегрузки энергоблоков примерно на 5% номинальной мощности. Возможность перегрузки заложена в конструкции котла и турбины, однако экономические показатели в условиях перегрузки снижаются. Ограничения перегрузки парового котла связаны с ростом давления пара в коллекторах пароперегревателя, ростом температуры

металла поверхностей нагрева, а при сжигании твердого топлива - дополнительно со шлакованием поверхностей в горизонтальном газоходе котла.

Работа парового котла на пониженных нагрузках может происходить при постоянном или переменном (скользящем) давлении перегретого пара перед турбиной (рис. 7.2, а) при сохранении номинальной температуры пара.

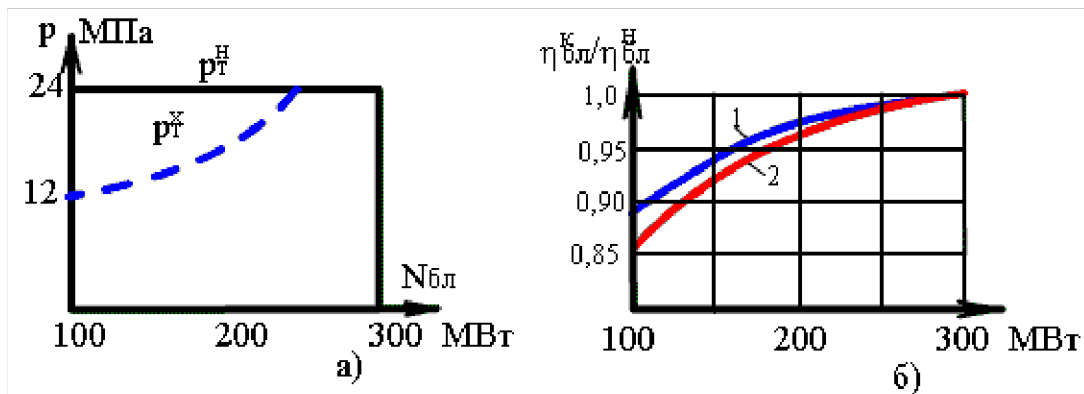


Рис. 7.2. Изменение параметров пара и экономичности блока при работе на скользящем давлении: а - изменение давления перед турбиной; б - изменение КПД энергоблока; индексы н - при номинальном давлении (2), х - при скользящем давлении (1)

В первом случае снижение нагрузки обеспечивается изменением расхода пара за счет включения дроссельного или соплового регулирования, т.е. дросселированием пара перед турбиной, что связано со снижением экономичности. Выгоднее держать полностью открытыми все регулирующие органы по тракту пара от котла, включая регулирующие клапаны турбины, а уменьшение нагрузки обеспечивать снижением начального давления, воздействуя только на расход топлива в горелки котла.

С учетом отсутствия потерь на перераспределение пара в регулирующей ступени, увеличения скорости пара в ступенях за счет роста объема пара КПД проточной части цилиндра высокого давления турбины в режиме скользящего давления при пониженных нагрузках становится выше, и снижение экономичности блока в целом замедляется (рис. 7.2, б). Применение скользящего давления рекомендуется при нагрузках ниже $0,75 \dots 0,80 N_{\text{ном}}$.

Сравнение режимов работы со скользящим и постоянным давлением на блоках 300 МВт показало, что при мощности блока 150 МВт выигрыш в удельном расходе топлива на блок при скользящем давлении составляет 11...13 г/(кВт·ч) (3,1...3,7%). Кроме того, при таком режиме работы снижаются также затраты энергии на питательные насосы, повышается надежность работы поверхностей котла за счет уменьшения механических напряжений металла. Однако перевод котла на режим скользящего давления требует обязательной проверки его на устойчивость гидродинамических характеристик пароводяного тракта котла и отсутствие перегрева металла. Это особенно важно для котлов, работающих на сверхкритическом давлении, для которых работа панелей топочных экранов на докритическом давлении не всегда допустима (появление пульсаций среды, неравномерность раздачи двухфазной среды по трубам).

7.2. СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОВОГО КОТЛА В НЕРАСЧЕТНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ.

При работе парового котла в режимах, отличных от расчетного, за счет различий тепловых характеристик отдельных его элементов происходит перераспределение тепловосприятий между радиационными и конвективными поверхностями нагрева. Это может привести к изменению параметров перегрева пара, температуры горячего воздуха, поступающего в топку, нагрева воды в экономайзере. Проанализируем изменения показателей работы котла при переходе от одного стабильного режима работы к другому. Характеристики, соответствующие любому стабильному режиму работы парового котла, называются статическими.

Тепловой режим топочной камеры при переходе на другую нагрузку изменяется не так заметно, как нагрузка, и определяется законами радиационного (лучистого) теплообмена, в котором определяющими являются адиабатная (максимальная) температура газов в ядре факела θ_a и температура газов на выходе из топки θ''_T .

Адиабатная температура горения θ_a , °С характеризует максимальную теоретическую температуру газов, когда все тепловыделение в топке Q_T (см. § 6.5) расходуется на нагрев газов

$$\theta_a = Q_T / (Vc)_T, \quad 7.4$$

где $(Vc)_T$ - усредненная теплоемкость газов при адиабатной температуре, кДж/(кг·К), θ_a практически не зависит от нагрузки, поскольку определяется в расчете на 1 кг (m^3) топлива и несколько уменьшается при снижении нагрузки лишь из-за незначительного изменения $Q_{Г.В}$, которое составляет около 10% Q^P_H .

Температура на выходе из топки θ''_T определяется размером тепловоспринимающих поверхностей экранов топки F^3_{CT} и значением воспринятого теплового потока рабочей средой в топочных экранах q_L .

Так, при изменении нагрузки ΔN на 10% температура газов на выходе из топки изменяется примерно на $\Delta \theta''_T = 0,025\theta''_T$ (при обычной $\theta''_T = 1150...1200^\circ\text{C}$). В итоге средняя эффективная температура газов в топочной камере, зависящая в большой мере от θ_a , изменяется незначительно. Средний воспринятый тепловой поток поверхностью топочного экрана изменяется с нагрузкой следующим образом

$$q_L^x = q_L^k \bar{N}^{0,6}, \quad 7.5$$

где индексы “н” и “х” относятся соответственно к номинальной и любой пониженной нагрузке: $\bar{N} = \frac{N_x}{N_k}$ - относительная нагрузка.

Расход рабочей среды в топочных экранах прямоточного котла изменяется пропорционально нагрузке $D_x = D_k \bar{N}_k$, поэтому теплопривращение рабочей среды в экранах топки

$$\Delta h_{Л} = q_L F^3_{CT} / D \quad 7.6$$

изменится при пониженной нагрузке в зависимости

$$\frac{\Delta h_{Л}^x}{\Delta h_{Л}^k} = \frac{\bar{N}^{0,6}}{\bar{N}} = 1/\bar{N}^{0,4} \quad 7.7$$

Если принять снижение нагрузки, например, до $0,5N_H$, то значение

$$\Delta h_{\text{л}}^{\text{х}} = \frac{\Delta h_{\text{л}}^{\text{к}}}{\bar{N}^{0,4}} = 1,32 \Delta h_{\text{л}}^{\text{к}}$$

Таким образом, в радиационной поверхности при принудительном движении рабочей среды по мере снижения нагрузки имеет место повышение тепловосприятия (рис. 7.3, а).

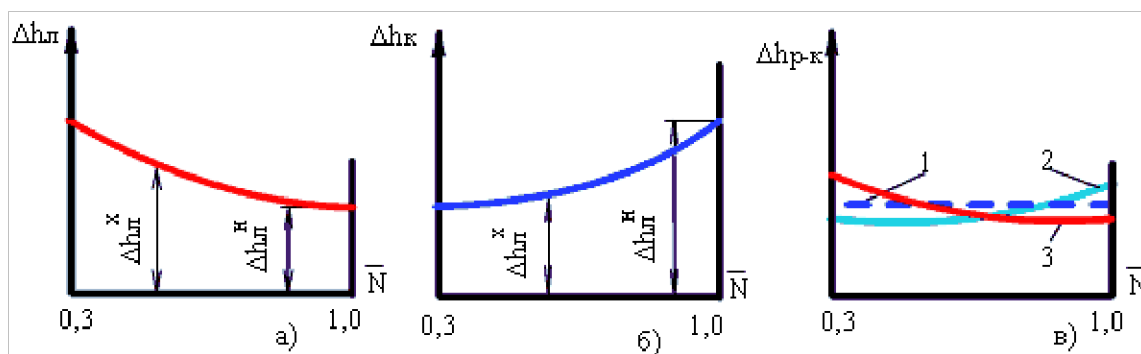


Рис. 7.3. Зависимость удельного тепловосприятия рабочей среды Δh в поверхностях нагрева от тепловой нагрузки котла: а - радиационные поверхности; б - конвективные поверхности; в - полурadiационные поверхности; 1 - равенство радиационной и конвективной составляющих теплообмена; 2 - превалирует конвективный теплообмен; 3 - превалирует радиационный теплообмен; \bar{N} - относительная нагрузка

В барабанном паровом котле при снижении нагрузки увеличивается недогрев жидкости до кипения в нижних коллекторах экранов, что обеспечивает пропорциональное нагрузке уменьшение выхода насыщенного пара.

Другой характер имеет эта зависимость в конвективных поверхностях нагрева. Основное уравнение конвективного теплообмена имеет вид

$$Q_{\text{к}} = k \Delta t F_{\text{к}} \tag{7.8}$$

где k - коэффициент теплопередачи в поверхности нагрева $F_{\text{к}}$; Δt - температурный напор между греющей газовой средой и рабочей средой в трубах поверхности.

В конвективных поверхностях нагрева происходит одновременное снижение температурного напора за счет снижения температуры газов на входе в поверхность и коэффициента теплоотдачи за счет уменьшения скоростей газов в газоходах. В связи с этим тепловосприятие конвективной

поверхности Q_K заметно снижается, причем в большей мере, чем изменяется расход среды с нагрузкой. В результате этого приращение энтальпии рабочей среды в конвективной поверхности $\Delta h = Q_K/D_K$ уменьшается с понижением нагрузки (рис. 7.3, б) и температура пара (воды, воздуха) на выходе из соответствующих поверхностей нагрева снижается.

В полурadiационных поверхностях нагрева на выходе из топки (ширмовые поверхности перегревателя, разведенные ряды труб с повышенным шагом) радиационный и конвективный теплообмен одинаково развиты, тогда теплоприращение $\Delta h_{p-k} = \Delta h_{л}^x + \Delta h_{к}^x$, и с учетом изменения этих характеристик при снижении нагрузки полное тепловосприятие рабочей среды Δh_{p-k} постоянно или мало в зависимости от превалирования одного вида теплообмена над другим (рис. 7.3, в).

На основе различия тепловых характеристик поверхностей парового котла при изменении нагрузки можно проследить, как будет изменяться температура газового потока вдоль всего тракта котла при снижении нагрузки от номинальной (рис. 7.4).

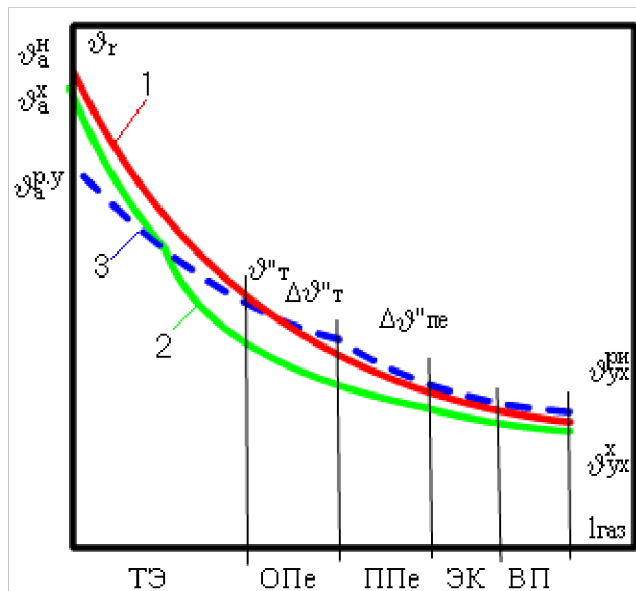


Рис. 7.4. Изменение температуры газов вдоль газового тракта котла:
1 - при номинальной нагрузке без рециркуляции газов;
2 - то же при сниженной нагрузке;
3 - при номинальной нагрузке и рециркуляции газов в топку

Наибольшее снижение температуры газов имеет место на выходе из топки $\Delta\theta''_T$. В связи с тем, что каждая из конвективных поверхностей в дальнейшем воспринимает меньше теплоты, чем при номинальной нагрузке,

наклон температурной характеристики становится более пологим и температура газов на выходе из конвективной поверхности приближается к температуре при номинальной нагрузке (рис. 7.4, кривая 2).

Происходит процесс постепенного выравнивания температур. В конечном итоге изменение температуры уходящих газов составит примерно $1/10$ от изменения ее на выходе из топки, т.е. $\Delta\theta_{yx} = 0,1\Delta\theta''_T$. При этом увеличивается доля радиационного тепловосприятия и снижается доля тепловосприятия конвективных поверхностей котла. Рассмотрим зависимость от избытка воздуха и рециркуляции газов в топку. Увеличение избытка воздуха, подаваемого через горелки, имеет такое же воздействие на тепловой режим парового котла, как и рециркуляция в зону горения через горелки. При этом увеличивается объем газов в зоне горения при сохранении практически одинакового тепловыделения. В результате заметно снижается адиабатная (теоретическая) температура горения θ^{PC}_a (рис. 7.4, кривая 3), расчетная эффективная температура факела в топке, что приводит к снижению интенсивности лучистого теплообмена в топке и тепловосприятия экранов.

Поверхности нагрева горизонтального газохода мало изменяют свое тепловосприятие, так как лучистый теплообмен ослаблен, а конвективный за счет увеличения скоростей газов несколько растет. В итоге температура газов в поворотной камере оказывается выше исходной при номинальной нагрузке на $\Delta\theta''_{пе}$. Это создает условия для заметного повышения тепловосприятия поверхностей, находящихся в верхней части конвективной шахты (промежуточный пароперегреватель), поскольку увеличивается как температурный напор, так и коэффициент теплоотдачи, особенно при использовании рециркуляции газов.

В дальнейшем каждая из последующих поверхностей по тракту газов также получает больше теплоты, а температура газов постепенно приближается к исходной, оставаясь все же несколько большей. При этом потери теплоты с уходящими газами возрастают в случае рециркуляции газов

только за счет некоторого повышения температуры $\theta^{\text{ПЦ}}_{\text{УХ}}$, а при повышении избытка воздуха в топке потери увеличиваются более существенно из-за роста как температуры, так и объема уходящих газов.

Таким образом, увеличение избытка воздуха, введение рециркуляции газов в топку, так же как возрастание влажности сжигаемого топлива и шлакование топочных экранов, приводят к перераспределению тепловосприятия поверхностей нагрева парового котла. Во всех указанных случаях снижается доля радиационной передачи теплоты в топке и возрастает конвективное тепловосприятие. При этом температура уходящих газов, а также температуры горячего воздуха и воды после конвективного экономайзера несколько возрастут.

При работе блочной энергоустановки изменение (снижение) нагрузки приводит к перераспределению давлений в отборах турбины и соответствующему изменению (снижению) энтальпии и температуры питательной воды. Однако этот процесс в сочетании с характером изменения КПД парового котла (повышением его) не ведет к существенным отклонениям от нормального расчетного режима. Другое дело, когда происходит отключение подогревателей высокого давления и температура питательной воды резко снижается. Так, при работе блока СКД отключение этих подогревателей с целью повышения электрической мощности ведет к понижению температуры на входе в экономайзер с 260...270°C до 160°C. При сохранении той же температуры газов перед экономайзером возрастает температурный напор в поверхности и тепловосприятие экономайзера заметно повышается, а температура газов за ним снижается (рис. 7.5).

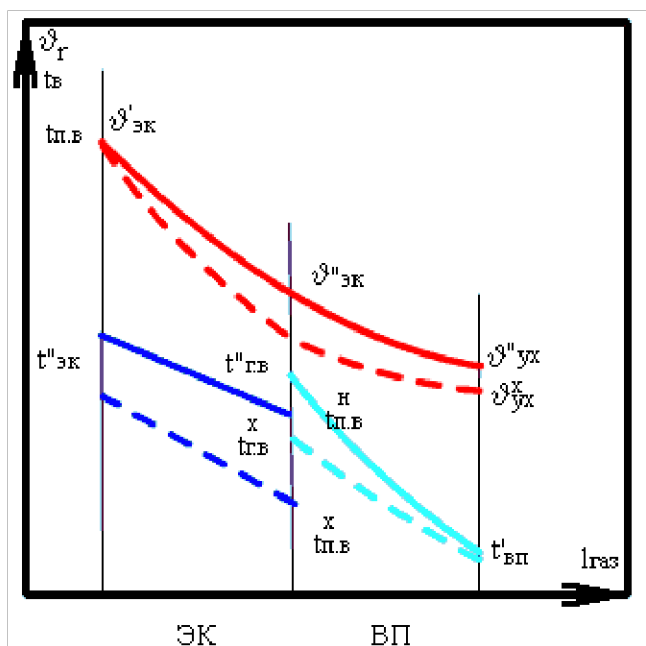


Рис. 7.5. Изменение температур газов, воздуха, воды в поверхностях экономайзера и воздухоподогревателя при снижении температуры питательной воды:
 индексы н - номинальный режим;
 х - режим с пониженной температурой питательной воды

При этом в последующей поверхности воздухоподогревателя уменьшаются тепловосприятие и уровень $t_{г.в}$ из-за снижения температурного напора.

В результате температура $\theta_{у.х}$ все же окажется ниже исходной, что свидетельствует о некотором росте КПД котла. Такое явление нельзя считать нормальным, так как отключение подогревателей высокого давления сопровождается более заметным снижением КПД турбинной установки и, следовательно, всего энергоблока в целом.

Отключение подогревателей приводит к изменению теплового режима поверхностей котла. Снижение энтальпии питательной воды $h_{п.в}$ при сохранении параметров (давления и температуры) перегретого пара и его энтальпии $h_{п.п}$ ведет к росту удельного тепловосприятия 1 кг рабочей среды в котле $\Delta h_{к} = h_{п.п} - h_{п.в}$ и соответствующему увеличению расхода топлива на котел.

В случае аварийного отключения подогревателей без необходимости повысить электрическую мощность работающей турбины одновременно с понижением температуры $t_{п.в}$ должно произойти снижение расхода пара в голову турбины примерно на 17%, что обеспечивается сохранением на том же уровне расхода сжигаемого топлива. При этом в прямоточном котле

нарушается поддержание нормально установленного соотношения $B_K/G_{П.В}$ из-за работы котла в нерасчетном режиме.

7.3. ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ В КОТЛЕ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ НАГРУЗКИ.

По условиям эксплуатации часто приходится изменять режим работы парового котла, связанный с переходом от одной стационарной нагрузки к другой. При этом временно могут изменяться тепловые характеристики поверхностей и выходные параметры пара (его давление и температура). Режимы работы котла в процессе изменения нагрузки называют переменными. Каждый из этих режимов через какой-то период времени становится установившимся. Период перехода от одного установившегося режима к другому называют переходным (неустановившимся или нестационарным).

В нестационарном режиме часть массы вещества (вода, пар) и энергия (тепловая энергия) временно накапливается (аккумулируется) или расходуется в элементах парового котла, увеличивая (или уменьшая) его внутреннюю энергию $Q_{ВН}$ и массу вещества $G_{ВН}$.

Уравнения теплового и материального балансов для нестационарных процессов записываются в следующем виде

$$G_{\text{пост}} - D_{\text{отд}} - G_{\text{пот}} = \frac{d}{dt} (G_{\text{ЕК}}) \quad 7.8$$

$$Q_{\text{пост}} \eta_k - Q_{\text{отд}} = \frac{d}{dt} (Q_{\text{ЕК}}) \quad 7.9$$

где $G_{\text{пост}}$ и $Q_{\text{пост}}$ - количество поступившей в котел воды и выделившейся в нем теплоты; $D_{\text{отд}}$, $Q_{\text{отд}}$ - количество отданного котлом пара и теплоты с этим паром; $G_{\text{пот}}$ - потери вещества (рабочей среды) из тракта котла.

Паровой котел в любом рабочем режиме содержит в себе определенное количество воды, пара, массу металла поверхностей нагрева и других элементов водопарового тракта при рабочей их температуре, т.е. обладает известной тепловой энергией, аккумулированной в указанных его элементах.

Долю аккумулированной теплоты по отношению к тепловой мощности котла называют аккумулирующей способностью котла.

Количество аккумулированной в котле теплоты в стационарном режиме составляет

$$Q_{\text{ЕК}} = G_{\text{М}} c_{\text{М}} t_{\text{М}} + V_{\text{Е}} \rho_{\text{Е}} c_{\text{Е}} t_{\text{Е}} + V_{\text{П}} \rho_{\text{П}} c_{\text{П}} t_{\text{П}} \quad 7.10$$

где индексы м, в, п обозначают соответственно металл, воду и пар; V , ρ - объем, м^3 , и плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$, воды и пара в трубной системе в пределах котла; c - теплоемкость; $G_{\text{М}}$ - общая масса металла котла, кг.

При переходе от одного стационарного режима к другому изменяется тепловой режим котла и при этом выделяется или поглощается теплота в количестве $\pm \Delta Q_{\text{ВН}}$.

Аккумулирующая способность различных типов паровых котлов неодинакова. Так, котел с естественной циркуляцией имеет барабан, обладающий большой массой металла (до 100 т и более), и развитую систему опускных труб. При высокой кратности циркуляции паросодержание в экранных трубах невелико, а масса воды в барабане, опускных и экранных трубах весьма значительна. В то же время экранные трубы прямоточного котла заметно меньшего диаметра (меньше масса металла) и массовое содержание в них рабочей среды существенно меньше.

Дополнительно в условиях прямоточного движения в трубах экранных поверхностей существенно выше паросодержание, а пар, как известно, имеет меньшую плотность и теплоемкость, т.е. заметно меньший запас теплоты в единице массы.

Проведенные расчеты показывают, что полная аккумулирующая способность барабанного парового котла примерно в 3 раза превосходит аккумулирующую способность прямоточного котла, причем в барабанном котле 70% $Q_{\text{ВН}}$ заключено в воде, а остальное содержат примерно в равных долях пар и металл поверхностей. В прямоточном котле СКД около 70% $Q_{\text{ВН}}$ приходится на металл (в трубах малого диаметра 32...42 мм при толщине стенки 4...6 мм масса рабочей среды внутри трубы много меньше массы

металла) и оставшаяся часть в основном определяется водосодержанием котла.

Большая аккумулированная теплота обеспечивает известную стабилизацию режима работы котла и снижает быстроту реакции на изменение внешней нагрузки. Но, с другой стороны, при любых неожиданных отказах оборудования позволяет в течение достаточного времени поддерживать режим работы, чтобы произвести необходимые переключения. Так, барабанный котел ТП-100 (блок 200 МВт) при погасании факела обеспечивает паропроизводительность, близкую к номинальной, в течение 50 с за счет допустимого (до 15%) снижения давления пара, а при переводе блока в режим собственных нужд (снятие внешней электрической нагрузки) - с небольшим расходом пара на турбину - поддерживает этот режим в течение 17-18 мин, достаточных для проверки причин ложного срабатывания автоматики. Прямоточный котел ПК-47 такой же мощности поддерживает режим собственных нужд при погасании факела в течение 4 мин.

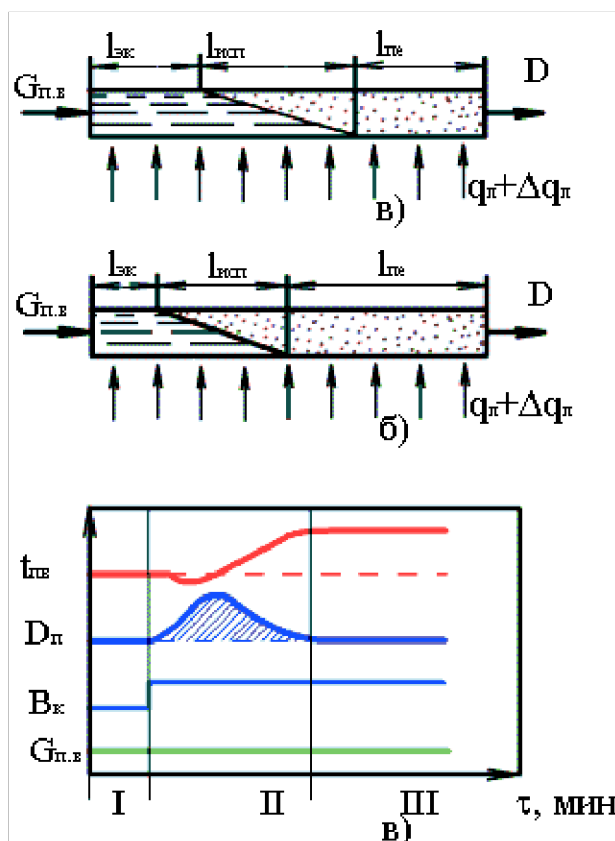


Рис. 7.6. Переходные процессы в тракте прямоточного котла: а - нормальный режим; б - режим с повышенным тепловосприятием экранов; в - изменение параметров в переходном процессе

Различие процессов, протекающих в барабанных и прямоточных котлах в переходных режимах работы, связано с еще одним важным отличием этих котлов - барабан в котле естественной циркуляции фиксирует границы экономайзерной, испарительной и перегревательной поверхностей. В прямоточном котле этих границ нет, зоны фазовых превращений при нарушении стационарного режима работы будут перемещаться вдоль тракта рабочей среды в котле.

Рассмотрим в качестве примера режим увеличения тепловыделения в прямоточном котле (увеличение подачи топлива V_K) при неизменном расходе питательной воды $G_{П.В}$ (рис. 7.6). В этих условиях из-за роста теплового напряжения топочных экранов и теплообмена в конвективных поверхностях пароперегревателя происходит сокращение длины экономайзерного и испарительного трактов (рис. 7.6, б), их границы смещаются навстречу движению потока, а размер перегревательных поверхностей возрастает. В результате заполнение поверхностей котла рабочей средой (по количеству массы) уменьшается, так как во втором случае

$$V_{E2}\bar{\rho}_E + V_{П2}\bar{\rho}_П < V_{E1}\bar{\rho}_E + V_{П1}\bar{\rho}_П$$

или

$$G_{ЕК2} < G_{ЕК1},$$

где $V_{В1}$, $V_{В2}$ - объем тракта, заполненного водой, соответственно при нормальном и повышенном тепловыделении в топке, m^3 ; $V_{П1}$, $V_{П2}$ - то же по паровой части тракта, m^3 ; $\bar{\rho}_E$, $\bar{\rho}_П$ - средняя плотность воды и пара в тракте, $кг/м^3$.

Уменьшение водосодержания приведет к временному увеличению выхода пара (рис. 7.6, в), большему, чем поступает $G_{П.В}$

$$\frac{d}{dt}D_{П} = G_{П.В} + \frac{d}{dt}(V_{E}\bar{\rho}_E + V_{П}\bar{\rho}_П) \quad 7.11$$

Когда стабилизируется положение новых границ фазовых превращений, установится равновесие расходов $D_{П} = G_{П.В}$. Но теперь (без воздействия органов регулирования) температура пара на выходе из котла будет существенно выше, т.е. произошло отклонение выходных параметров

пара в результате теплового возмущения. Для того чтобы исключить такой характер процессов в прямоточном котле и практически зафиксировать положение границ фазовых превращений, необходимо соблюдать пропорциональность изменения тепловыделения (расход топлива) и подачи питательной воды в котел, т.е. соблюдать условие $B_K/G_{П.В} = const$. В этом случае увеличение тепловыделения с газовой стороны сопровождается повышением расхода рабочей среды в поверхностях нагрева, что стабилизирует тепловое состояние тракта и выходные параметры пара.

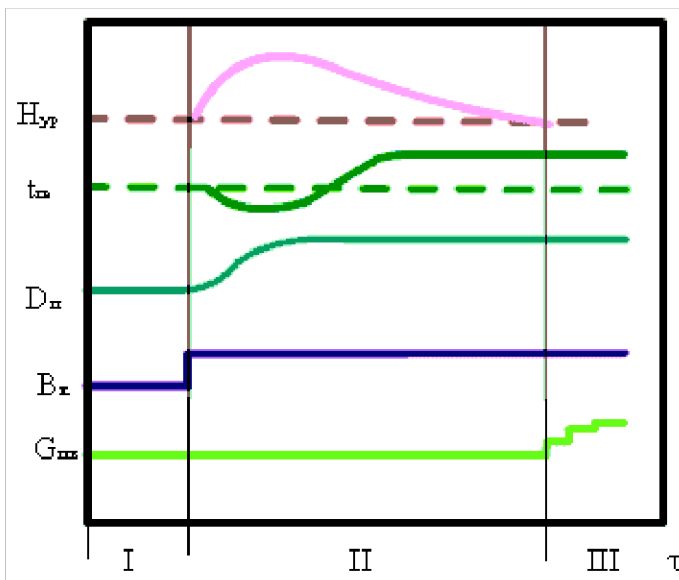


Рис. 7.7. Переходные процессы в барабанном паровом котле:
 I - начальный; II - переходный;
 III - установившийся режимы

В барабанном котле при увеличении расхода топлива процесс будет протекать несколько иначе (рис. 7.7). В результате повышения тепловыделения в топке произойдет дополнительное увеличение парообразования в экранных трубах, при этом увеличится среднее паросодержание $\bar{\phi}$.

Но так как объем пара многократно больше объема испарившейся воды, произойдет вытеснение части воды из труб в барабан, в результате чего в нем начнется повышение уровня воды. В дальнейшем из-за превышения расхода пара над подачей воды в барабан уровень начнет снижаться и при достижении его нормального значения регулятор питания увеличит подачу воды в котел. Температура перегретого пара вначале несколько снизится из-за резкого увеличения расхода пара, а затем выйдет на новый режим с

несколько повышенной (без воздействия регулятора перегрева) температурой пара, что соответствует конвективной характеристике тепловосприятия от нагрузки (см. § 7.2).

Наличие барабана в котле с естественной циркуляцией снижает скорость набора нагрузки в сравнении с прямоточным котлом, особенно в режиме пуска из холодного состояния, из-за появления в барабане высоких температурных напряжений трех видов:

- по толщине стенки барабана в верхней (паровой) части из-за конденсации насыщенного пара на внутренней поверхности с большой отдачей теплоты металлу;
- из-за разности температур между верхней и нижней частями барабана, поскольку температура водяного объема достаточно медленно изменяется, а парового - растет по мере увеличения давления насыщенного пара;
- из-за разности температур по длине нижней части барабана при двухступенчатой схеме испарения, поскольку циркуляция в солевом отсеке начинается позднее, чем в основном (чистом), и до этого времени в отсеках имеет место разная температура воды.

Как показал опыт эксплуатации и испытания барабанов котлов, скорость повышения температуры насыщения среды в барабане не должна превышать $2,0 \dots 2,5^\circ\text{C}/\text{мин}$, перепад температур между верхом и низом барабана и по длине барабана не должен превышать 70°C .

На характер и быстроту изменения параметров в переходном режиме сильное влияние оказывает аккумулирующая способность котла. Аккумулирующая способность определяет инерцию объекта (при большой $Q_{\text{вн}}$) и тем тормозит переход с одного режима на другой, снижает приемистость котла, т.е. быстроту его реагирования на внешние возмущения.

Так, при резком увеличении электрической нагрузки энергоблоком система регулирования турбины сразу увеличивает потребление пара, однако топочный режим котла не может быстро увеличить его производство. Возникает разбаланс производства и потребления пара, в результате чего

падает давление пара в магистрали и в тракте рабочей среды котла. При большой аккумулирующей способности котла сразу произойдет дополнительное вскипание части кипящей воды, которая оказывается перегретой при понижении давления. Этим на короткое время поддерживается переход на повышенную нагрузку, а затем после форсировки режима работы топки большие затраты теплоты потребуются на повышение температуры металла, воды и пара и восстановление потерянного давления. Это обстоятельство заметно задерживает взятие энергоблоком новой повышенной нагрузки. На прямоточном котле такой переход произойдет много быстрее, хотя в первый момент времени падение давления, перегретого пара произойдет в большей мере.

Способность парового котла изменять выработку пара в соответствии с изменением внешней (электрической) нагрузки называется маневренностью котла. Маневренность котла тем выше, чем меньше его аккумулирующая способность. Но это обстоятельство требует использования на таком котле более чувствительной системы автоматики, чтобы изменения нагрузок не вызывали глубоких отклонений параметров рабочей среды. Каждый котел по своим конструктивным характеристикам и значению аккумулирующей способности имеет оптимальную скорость изменения нагрузки, при которой суммарные тепловые потери в переходном процессе будут наименьшими.

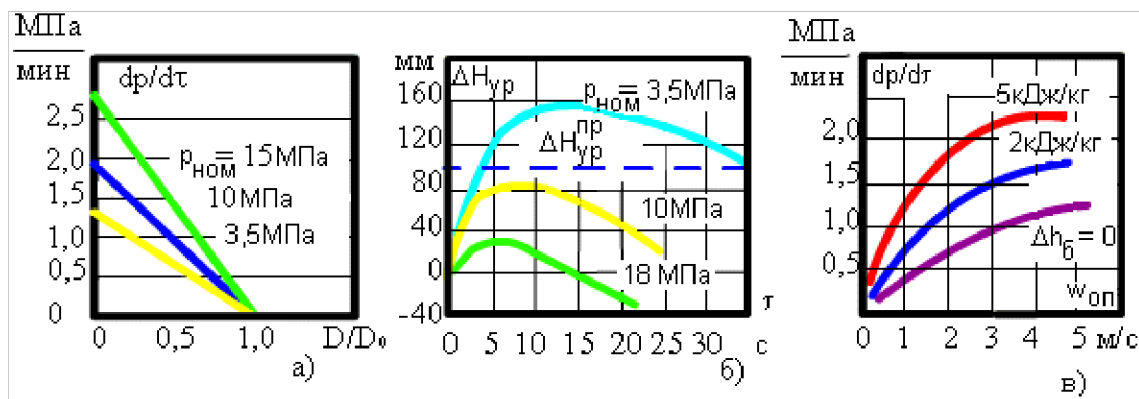


Рис. 7.8. Маневренные характеристики барабанного котла: а - скорость изменения давления при сбросе нагрузки и разном номинальном давлении $p_{ном}$; б - изменение уровня воды в барабане во времени при разном номинальном давлении $p_{ном}$ и подъеме нагрузки турбины; H^{np}_{yp} - предельное значение подъема уровня; в - влияние недогрева воды в барабане Δh_b на допустимую скорость понижения давления при разных значениях скорости в опускных трубах $w_{оп}$.

Индикатором скорости изменения нагрузки является изменение давления в рабочем тракте котла dp/dt , МПа/мин, поэтому обычно эту характеристику выражают в форме допустимой скорости изменения давления (рис. 7.8). Обычно допустимые скорости изменения номинального давления 1,2...5,5 МПа/мин.

Скорость изменения давления в барабанных котлах ограничивается двумя факторами - подъемом уровня воды в барабане за счет дополнительного вскипания воды в трубах и вытеснения части ее в барабан (рис. 7.8, б) и вскипанием воды в опускных трубах при быстром сбросе давления, что нарушает циркуляцию (рис. 7.8, в). Обычно эти значения составляют 1,0...1,2 МПа/мин при высоком давлении пара (14...18 МПа).

В прямоточных котлах предельная скорость понижения давления ограничивается недопустимостью перемещения зоны влажного пара (при испарении пленки воды на поверхности трубы) в НРЧ и составляет 3,5...4,5 МПа/мин. Из-за малой аккумулирующей способности котла падение давления в нем происходит быстрее и глубже за более короткое время, чем в барабанном.

Оптимальное изменение нагрузки энергоблока во времени $dN/dt = 3\%$ номинальной мощности блока составляет 5...10 МВт/мин. Для блоков СКД номинальной мощностью 500...800 МВт скорость изменения мощности ограничивается 7...10 МВт/мин. Указанные скорости существенно меньше предельных значений для турбины (20% номинальной мощности в минуту). Таким образом, маневренность энергоблока ограничена возможностями парового котла.

7.4. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ПАРА.

7.4.1. МЕТОДЫ ПАРОВОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПАРА.

Регулирование температуры пара высокого давления основано на понижении температуры по мере перегрева пара при ее превышении

заданного значения в регулируемой точке. Поэтому размер поверхности пароперегревателя устанавливают такой, чтобы при нагрузке $0,5D_{\text{НОМ}}$ без каких-либо воздействий обеспечить номинальный перегрев пара. При нагрузках выше $0,5D_{\text{НОМ}}$ излишний перегрев пара снимается в пароохладителях. В прямоточных котлах при более низких нагрузках поддержание номинальной температуры обеспечивается изменением соотношения $B_{\text{к}}/G_{\text{п.в.}}$.

Регулирование промежуточного перегрева пара обеспечивается путем догрева пара при нагрузках ниже номинальной. Для этих целей применяются как паровые, так и газовые методы регулирования (см. рис. 7.9).

Для поддержания установленной температуры пара высокого давления почти исключительно применяются впрыскивающие пароохладители путем ввода (впрыска) в поток частично перегретого пара питательной воды или конденсата, имеющих температуру на $200...300^{\circ}\text{C}$ ниже охлаждаемого пара.

Впрыскивающий пароохладитель (рис. 7.10) устанавливается на прямом участке паропровода или в коллекторе длиной $6...7$ м, охлаждающая вода или конденсат вводится в поток пара через форсунку-распылитель с несколькими отверстиями диаметром $3...6$ мм. Во избежание попадания относительно холодных струй воды на горячие стенки корпуса (коллектора) внутри него установлена разгруженная от давления защитная рубашка цилиндрической формы или в виде сопла Вентури, ее длина ($3...5$ м) определяется расчетной длиной участка испарения капель влаги.

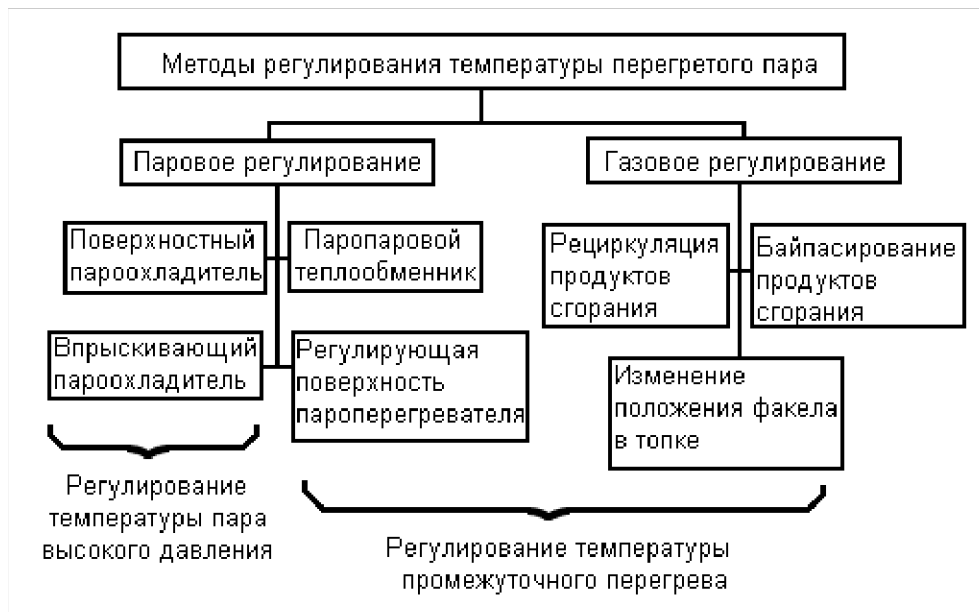


Рис. 7.9. Классификация методов регулирования температуры пара высокого давления и промежуточного перегрева

Снижение температуры перегретого пара впрыскивающим пароохладителем достигается на некотором расстоянии от места ввода воды, так как на испарение капель конденсата и последующий перегрев образовавшегося из них пара требуется некоторый промежуток времени, а скорость потока пара в пароохладителе более 40 м/с. Уменьшения этого расстояния достигают более тонким распылением воды за счет малого диаметра отверстий форсунки и увеличения перепада давления между впрыскиваемой водой и паром и по возможности увеличением разности температур пара и конденсата.

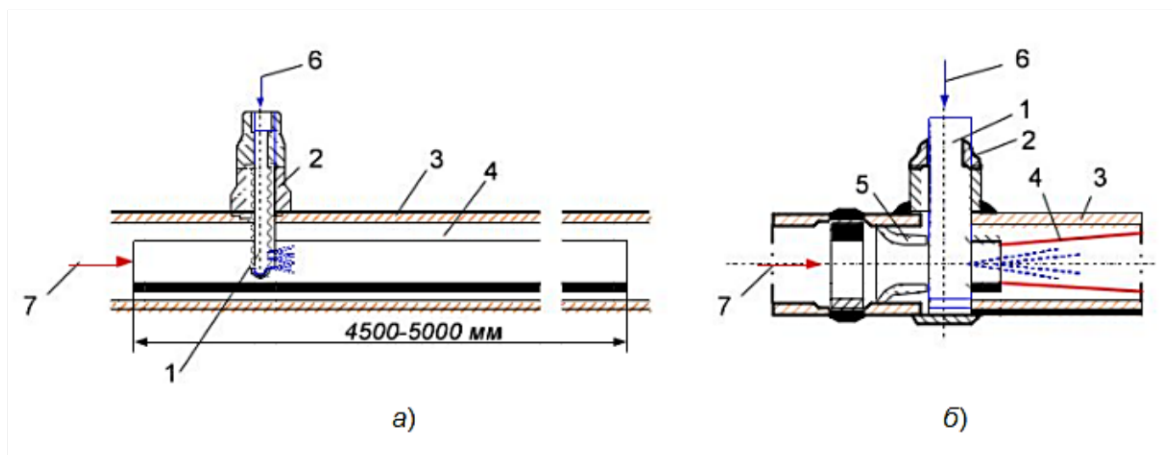


Рис. 7.10. Впрыскивающий пароохладитель: а - с цилиндрической защитной рубашкой; б - с соплом Вентури; 1 - водяная форсунка; 2 - штуцер; 3 - защитная рубашка

рубашка; 4 - корпус пароохладителя; 5 - сопло Вентури; 6 - вход охлаждающей воды; 7 - вход пара.

Тепловой баланс пароохладителя можно записать в форме двух уравнений:

уравнение теплосъема в потоке пара

$$Q_{\text{ПО}} = D_{\text{П}} (h'_{\text{ПО}} - h''_{\text{ПО}}) \quad 7.12$$

уравнение тепловосприятия впрыскиваемой воды

$$Q_{\text{ПО}} = G_{\text{ВПР}} (\Delta h_{\text{Е}} + r + \Delta h_{\text{П}}) \quad 7.13$$

где $D'_{\text{П}}$, $G_{\text{ВПР}}$ - расход пара перед пароохладителем и воды на впрыск, кг/с; $h'_{\text{ПО}}$, $h''_{\text{ПО}}$ - энтальпии пара на входе и выходе из пароохладителя, кДж/кг; $\Delta h_{\text{в}}$, $\Delta h_{\text{П}}$ - энтальпия догрева воды до насыщения и перегрева, насыщенного пара до окончательной температуры $t''_{\text{ПО}}$, кДж/кг; r - теплота парообразования, кДж/кг.

В результате осуществления впрыска воды в пар расход пара после пароохладителя возрастает на $G_{\text{ВПР}} = D_{\text{ВПР}}$. Разность $\Delta h_{\text{ПО}} = h'_{\text{ПО}} - h''_{\text{ПО}}$ называют удельным теплосъемом в пароохладителе, обычно составляет (в целом на весь пароперегреватель) $\Delta h_{\text{ПО}} = 60 \dots 85$ кДж/кг или в пересчете на изменение температуры $\Delta t_{\text{ПО}} = 30 \dots 45^\circ\text{C}$.

Расход воды на впрыск в пределах пароохладителя можно определить, составив тепловой и материальный баланс пароохладителя

$$D_{\text{П}} h'_{\text{ПО}} + G_{\text{ВПР}} h_{\text{ВПР}} = (D_{\text{П}} + D_{\text{ПЕР}}) h''_{\text{ПО}} \quad 7.14$$

Здесь дополнительно $h_{\text{ВПР}}$ - энтальпия воды, поступающей на впрыск, кДж/кг.

Уравнение (7.14) позволяет определить необходимый расход воды на впрыск, если задан удельный теплосъем в пароохладителе $\Delta h_{\text{ПО}}$

$$G_{\text{ВПР}} = \frac{D_{\text{П}} \Delta h_{\text{ПО}}}{(h''_{\text{ПО}} - h_{\text{ВПР}})} \quad 7.15$$

Пароохладитель можно устанавливать за пароперегревателем, в рассечку между ступенями пароперегревателя либо на стороне насыщенного пара (рис.7.11).

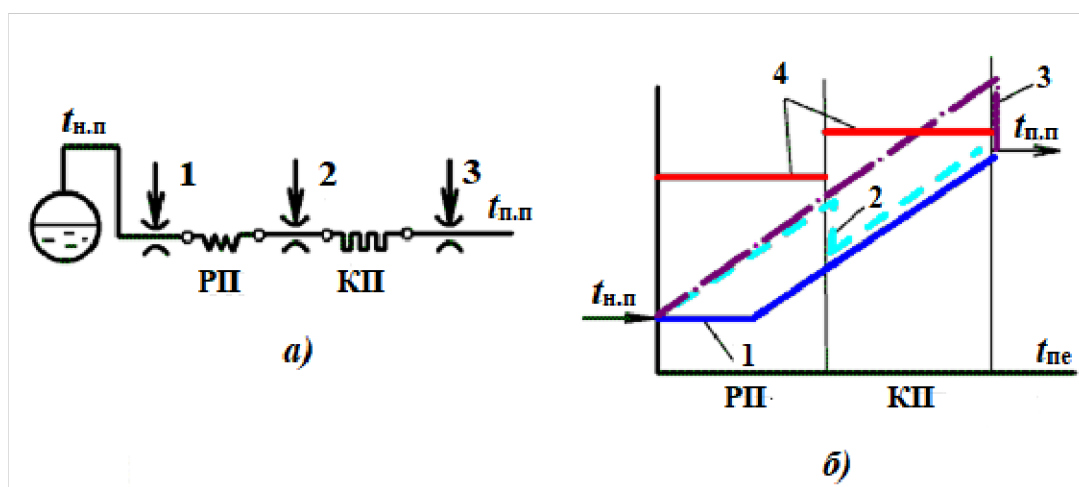


Рис. 7.11. Изменение температуры перегретого пара при различном размещении пароохладителя в тракте пара: а - общая схема; б - изменение температуры пара; 1 - 3 - места установки пароохладителей и изменение температуры пара в тракте пароперегревателя $t_{пе}$; 4 – предельно допустимая температура металла поверхности; РП - радиационный перегреватель; КП - конвективный перегреватель; $t_{н.п}$, $t_{п.п}$ - температура насыщенного и перегретого пара

При установке пароохладителя на выходе из пароперегревателя обеспечивается надежное поддержание заданной температуры пара перед турбиной, но металл пароперегревателя в его выходной части остается не защищенным от высокой температуры пара и потому такой метод применять нельзя.

Установка пароохладителя по остальным вариантам защищает металл пароперегревателя. Однако по мере удаления впрыскивающего устройства от выхода из перегревателя возрастает инерционность регулирования и снижается точность поддержания температуры.

Обычно для регулирования температуры пара используются не один, а два-три пароохладителя, установленные между отдельными пакетами перегревателя. Один из них устанавливается чаще всего перед ширмовым перегревателем ШП (или в рассечку его) для обеспечения надежной работы металла этой сильно теплонапряженной поверхности. Этот впрыск является

наибольшим по воздействию, $\Delta h'' = (0,5...0,6) \Delta h_{\text{ПО}}$, его дополнительная задача состоит в стабилизации энтальпии пара на выходе из радиационных поверхностей с учетом неравномерности тепловыделения по стенам топки. Второй рекомендуется устанавливать перед конвективными пакетами перегревателя - для стабилизации температуры пара после ширм (рис. 7.12).

На барабанных котлах обычно второй пароохладитель отсутствует, а на прямоточных при его установке теплосъем принимают $\Delta h_{\text{II}} = (0,3...0,4)\Delta h_{\text{ПО}}$. Последний пароохладитель является подрегулирующим и устанавливается перед выходным пакетом перегревателя, имеющим небольшое тепловосприятие по пару (120...200 кДж/кг). Задача пароохладителя - окончательно стабилизировать температуру перегретого пара на выходе из котла. Расчетное количество впрыскиваемой воды составляет $G_{\text{ВПР}} = (0,05...0,07) D_{\text{НОМ}}$ на прямоточных котлах и до $0,1D_{\text{НОМ}}$ на барабанных.

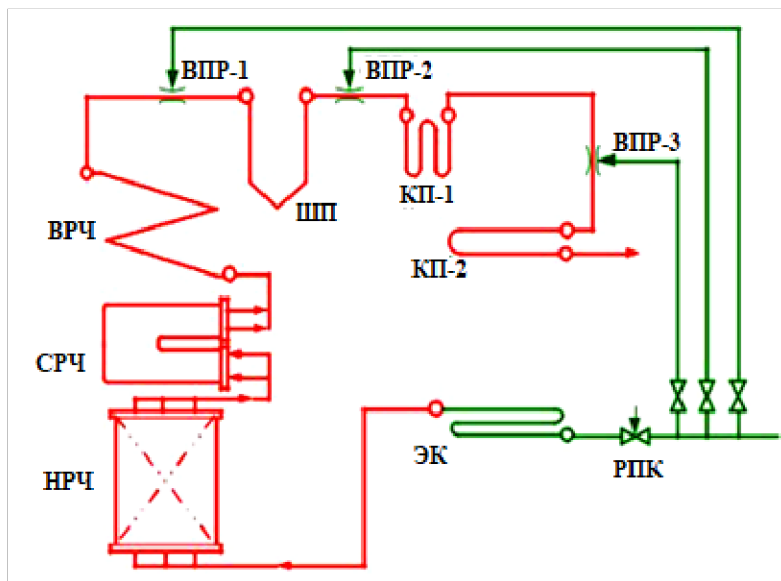


Рис. 7.12. Схема расположения впрыскивающих пароохладителей в тракте прямоточного парового котла: ВПР - впрыскивающий пароохладитель; РПК - регулирующий питательный клапан.

Впрыскивающие пароохладители требовательны к качеству воды, используемой для впрыска. Прямоточные паровые котлы питаются в основном очищенным конденсатом и обессоленной добавочной водой, в связи с чем их оборудуют впрыскивающими пароохладителями, использующими питательную воду.

В барабанных паровых котлах при сильно минерализованной питательной воде конденсат для впрыска получается в самом котле за счет

конденсации части насыщенного пара, отбираемого из барабана котла. Такой способ получения качественной воды для впрыска называется схемой впрыска собственного конденсата (рис. 7.13).

Конденсация насыщенного пара происходит за счет отвода теплоты к питательной воде, поступающей затем в экономайзер. В нижней части конденсатора установлен конденсатосборник, из которого конденсат поступает в пароохладители, а избыток его через линию перелива возвращается в барабан.

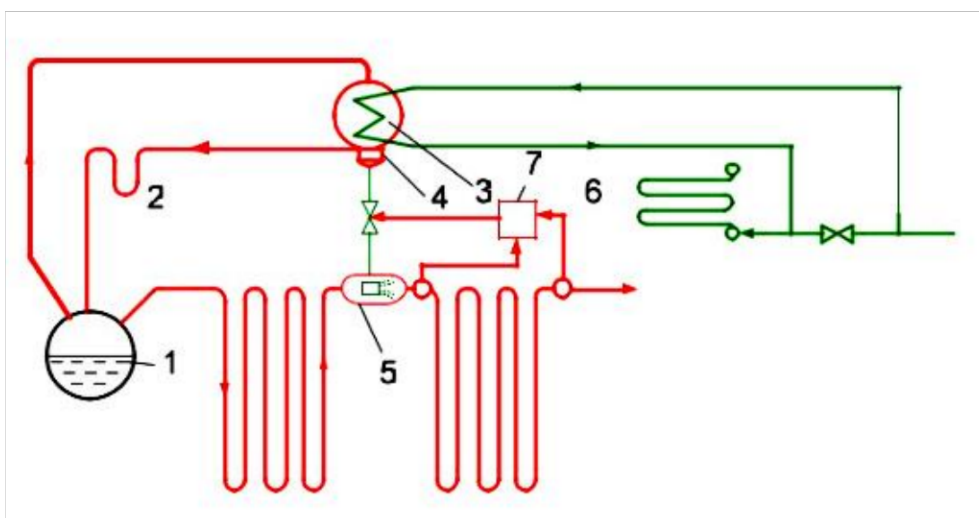


Рис. 7.13. Схема регулирования перегрева пара впрыском собственного конденсата: 1 - барабан; 2 - линия перелива; 3 - конденсатор; 4 - сборник конденсата; 5 - впрыскивающий пароохладитель; 6 - экономайзер; 7 - регулятор

Для увеличения перепада давления на впрыскиваемом устройстве в этом случае рекомендуется защитную рубашку выполнять в форме сопла Вентури, обеспечивающей в узком сечении снижение статического давления пара (рис. 7.10, б).

Для регулирования температуры промежуточного перегрева пара чаще всего применяются паропаровые теплообменники (ППТО), в которых часть теплоты пара высокого давления передается пару, поступающему на вторичный перегрев.

Первая часть пароперегревателя высокого давления, находящаяся до ППТО, обладает в основном радиационной характеристикой, а промежуточный перегреватель является конвективным (рис. 7.14).

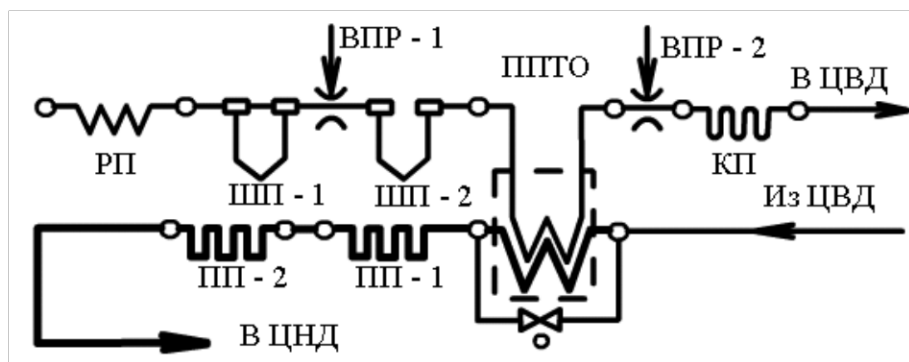


Рис. 7.14. Схема включения ППТО в тракте котла СКД.

При снижении нагрузки на котле температура пара высокого давления после прохождения радиационной части перегревателя перед ППТО будет несколько возрастать, а в конвективном промежуточном перегревателе - снижаться. Изменение тепловосприятия ППТО обеспечивается пропуском части вторично перегреваемого пара помимо ППТО через байпасную линию с регулирующим клапаном. Если уменьшить расход пара через байпасную линию (увеличить через ППТО), то температура пара в точке смешения за ППТО (или, что-то же самое, - перед конвективной поверхностью перегревателя) повысится, компенсируя снижение тепловосприятия конвективной поверхности при пониженной нагрузке.

Секция паропарового теплообменника состоит из системы трубок диаметром 25...35 мм, помещенных в коллектор диаметром 160...200 мм (рис. 7.15). Для лучшей компенсации температурных удлинений трубной системы и компактности устройства теплообменнику придают U-образную форму. Внутри трубок движется пар высокого давления, а в объеме коллектора, между ними - пар промежуточного перегрева.

В мощных паровых котлах число параллельно включенных секций ППТО достигает нескольких десятков. Диапазон регулирования температуры пара в ППТО составляет 30...40°C.

Паропаровые теплообменники можно рассматривать как часть поверхности нагрева промежуточного пароперегревателя, так как через них всегда проходит небольшой поток пара. По тракту вторично перегреваемого

пара теплообменники устанавливают перед входом в конвективную поверхность.

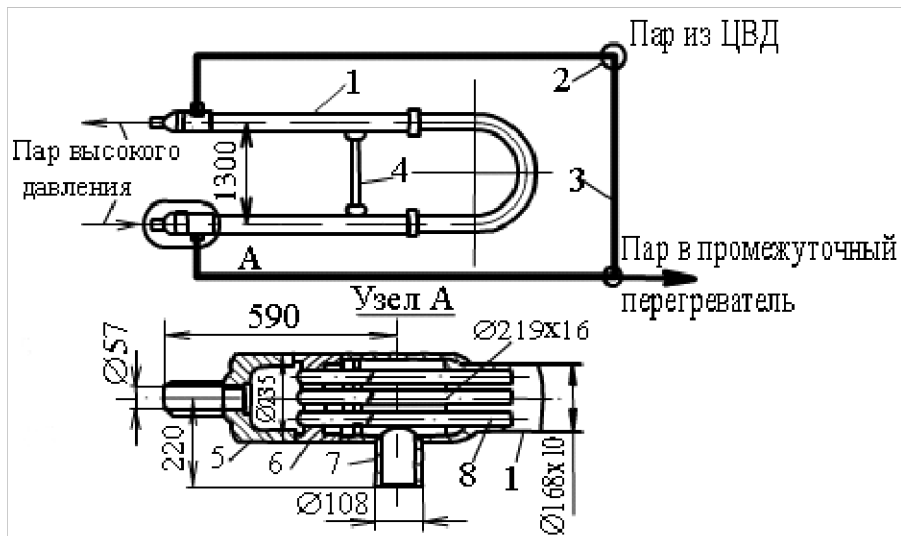


Рис. 7.15. Типовая секция ШТО: 1 - корпус секции; 2 - регулирующий клапан; 3 - байпасная линия; 4 - дистанционирующее крепление; 5 - камера свежего пара высокого давления; 6 - трубная доска; 7 - штуцер отвода вторично перегретого пара; 8 - теплообменные трубки

7.4.2. МЕТОДЫ ГАЗОВОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ.

Газовое регулирование применяется для поддержания требуемой температуры пара промежуточного перегрева путем догрева пара при пониженной нагрузке. В этом случае конвективная поверхность устанавливается таких размеров, чтобы при номинальной нагрузке была обеспечена заданная температура пара, а при пониженной нагрузке расход газов через поверхность увеличивался. Газовое регулирование вызывает дополнительные расходы энергии на тягу и увеличение потерь теплоты с уходящими газами. Определенное влияние изменение расхода газов оказывает на температуру перегрева свежего пара, что усложняет эксплуатацию.

С учетом инерционности газового регулирования в мощных котлах этот метод применяется совместно с паровым.

Рециркуляция продуктов сгорания обеспечивается возвратом части газов $V_{РЦ}$ из газохода после экономайзера с температурой $\theta_{РЦ} = 350...450^{\circ}\text{C}$ в

топочную камеру. Газы рециркуляции вводятся либо в кольцевой канал вокруг горелки, либо непосредственно в короб воздуха горелок (рис. 7.16, а). Поскольку абсолютное давление газов в топке выше, чем в месте отбора их на рециркуляцию, подача газов в топку возможна только специальным дымососом рециркуляции газов. В связи с этим возрастают общие собственные затраты энергии котлом на перекачку газов. Кроме того, возврат части газов в топку увеличивает общий объем газов в тракте от топки до места отбора газов и сопротивление этого тракта, отчего дополнительно увеличиваются затраты энергии на тягу в основных дымососах.

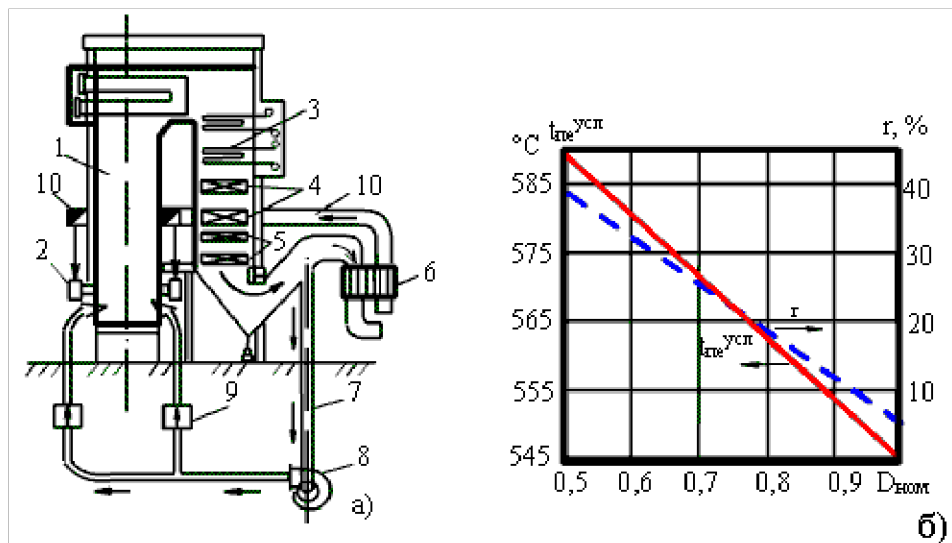


Рис. 7.16. Организация рециркуляции дымовых газов в топку (топливо-мазут):
а - общая схема; б - изменение условной температуры вторично перегретого пара $t_{гпг}^{усл}$ от рециркуляции r при разных нагрузках котла; 1 - топка котла; 2 - газомазутные горелки; 3, 4 - конвективные поверхности основного и промежуточного пароперегревателей; 5 - экономайзерные поверхности; 6 - РВП; 7 - линия отбора газов на рециркуляцию; 8 - дымосос рециркуляции газов; 9 - регулятор расхода; 10 - короб горячего воздуха.

Доля рециркуляции газов

$$r_{пц} = \frac{V_{пц}}{V_{г.отб}} \quad 7.16$$

где $V_{г.отб}$ - удельный объем газов за местом их отбора на рециркуляцию, $м^3/кг$. Доля рециркуляции изменяется обычно от 0,05 до 0,40 (или от 5 до 40%) и увеличивается по мере снижения нагрузки, когда заметно

уменьшается тепловосприятие конвективных поверхностей промежуточного перегревателя (рис.7.16, б).

В результате ввода рециркулирующих газов в топку происходит снижение температуры горения в топке, уменьшение тепловосприятия топочных экранов и увеличение тепловосприятия конвективных поверхностей (см. § 7.2). В итоге в среднем 1% рециркуляции газов обеспечивает повышение температуры пара на $1,0...1,5^{\circ}\text{C}$.

Рециркуляция дымовых газов в широком диапазоне применяется преимущественно на газомазутных котлах, на которых ввод инертных газов в зону горения практически не влияет на полноту сгорания топлива и поверхности которых не подвержены золовому износу при повышенной скорости газов в газоходах.

При сжигании газа и особенно мазута обеспечивается небольшая (5...10%) рециркуляция газов даже при полной нагрузке, так как снижение теплового потока на экраны топочной камеры оказывает положительную роль в отношении защиты экранов НРЧ от чрезмерно высоких тепловых нагрузок.

Введение инертных газов рециркуляции в ядро факела при сжигании твердых топлив допустимо для реакционных топлив, в других случаях это приводит к затягиванию горения и возможному росту потерь теплоты с недожогом. Для шлакующих топлив рециркуляцию газов можно осуществить в верхнюю часть топки с целью снижения температуры газов перед ширмами, что уменьшает вероятность их шлакования.

Наличие рециркуляции газов приводит к некоторому повышению температуры уходящих газов (см. рис. 7.4) и, следовательно, потерь теплоты с ними. При этом несколько возрастет расход топлива по сравнению с режимом без рециркуляции.

Регулирование температуры вторично перегреваемого пара путем байпасирования продуктов сгорания можно осуществить в двух вариантах - с использованием холостого газохода между пакетами пароперегревателя (рис.

7.17, а) и перераспределением продуктов сгорания по параллельным заполненным газоходам (рис. 7.17, б), в одном из которых расположена поверхность перегревателя (так называемый расщепленный газоход).

Регулирование расхода продуктов сгорания можно осуществить газовыми заслонками (шиберами). При холостом газоходе теплота байпасируемых высокотемпературных газов не используется. Более предпочтительным является применение газоходов, заполненных поверхностями нагрева. В этом случае регулирующие заслонки находятся в зоне относительно низких температур и работают более надежно. Еще лучше вариант без применения заслонок, когда изменение расхода газов по газоходам конвективной шахты обеспечивается дымососами (рис. 7.17, в). Такой вариант применен на мощном котле для блока 800 МВт. Регулирование изменением расхода газов через поверхность предпочтительно для применения при сжигании твердых топлив.

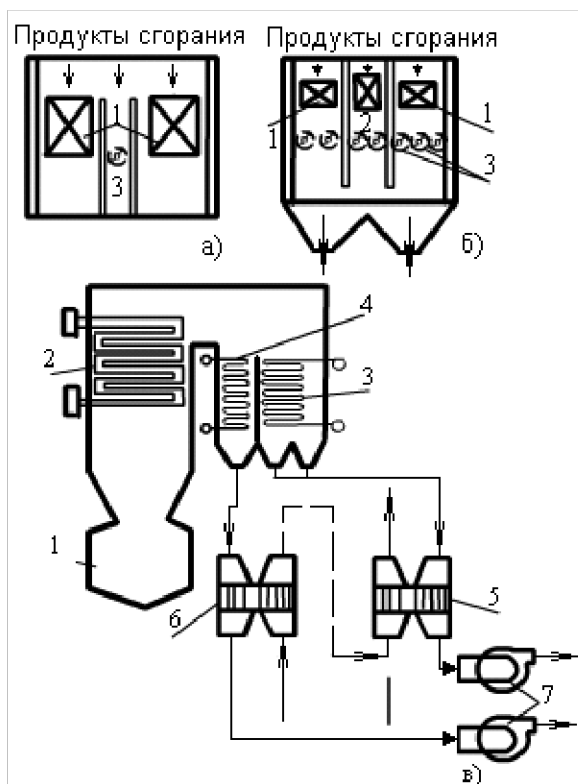


Рис. 7.17. Схемы регулирования температуры пара байпасированием продуктов сгорания: а - через холостой газоход; б - распределением газов по заполненным газоходам; 1 - пакеты промежуточного перегревателя; 2 - экономайзер; 3 - регулирующая заслонка; в - разделением газоходов: 1 - топка; 2 - основной перегреватель; 3 - промперегреватель; 4 - экономайзер; 5 - основной воздухоподогреватель; 6 - предвключенный воздухоподогреватель; 7 - дымососы.

7.5. ЗАГРЯЗНЕНИЯ И АБРАЗИВНЫЙ ИЗНОС КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА.

Поступающие вместе с топливом в зону горения минеральные примеси подвергаются высокотемпературным физическим преобразованиям: часть из них плавится и даже испаряется, другие в этих условиях образуют новые эвтектические сплавы и соединяются в более крупные расплавленные частицы, которые выпадают в нижнюю часть топки (холодную воронку) в виде шлака. Основная масса мелких золовых частиц уносится из топки с продуктами сгорания в виде летучей золы.

В составе летучей золы имеются три группы частиц, отличающиеся химическим составом и физическим состоянием в зоне высоких температур. Легкоплавкие компоненты имеют температуру плавления $700...850^{\circ}\text{C}$. Это в основном хлориды и сульфаты щелочных металлов (NaCl , CaCl_2 , Na_2SO_4 , MgCl_2 , $\text{Al}_2(\text{SO}_4)_3$). В зоне высоких температур ядра факела эти компоненты испаряются, а затем конденсируются на поверхности труб, так как температура чистой стенки всегда менее 700°C . Их количество в составе летучей золы невелико (менее 1%).

Среднеплавкие компоненты золы с температурой плавления $900...1100^{\circ}\text{C}$ (FeS , Na_2SiO_3 , K_2SO_4 и др.) находятся в топке в расплавленном состоянии, при контакте с поверхностью нагрева налипают на нее и по мере снижения температуры застывают и цементируют другие твердые частицы.

Тугоплавкими компонентами являются, как правило, оксиды металлов типа MeO (CaO , MgO , FeO , а также SiO_2 , Fe_2O_3 , Al_2O_3 и др.).

Температура их плавления ($1600...2800^{\circ}\text{C}$) превышает температуру газов в ядре факела, поэтому эти компоненты проходят зону горения без изменения своего состояния, оставаясь твердыми. Из-за малых размеров минеральные частицы уносятся потоком газов и составляют основную массу летучей золы.

Плавкостные характеристики золы в топочной камере зависят от соотношения основных и кислых (по химическим свойствам) компонентов,

входящих в расплав. Количественно это соотношение характеризуют показателем кислотности расплава

$$K = \frac{\text{Fe}_2\text{O}_3 + \text{CaO} + \text{MgO} + \text{Na}_2\text{O} + \text{K}_2\text{O}}{\text{SiO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3 + \text{TiO}_2} \quad 7.17$$

При значении $K > 1$ шлаки являются основными по химическим свойствам, а при $K < 1$ - кислыми. Последние относятся к так называемым длинным шлакам с более медленным изменением вязкости при снижении температуры, они более предпочтительны при организации жидкого шлакоудаления. В то же время при твердом шлакоудалении эти шлаки более склонны к шлакованию экранов топки.

Летучая зола представляет собой эвтектические смеси компонентов различной плавкости. В таких смесях тугоплавкие компоненты типа MeO при их малом содержании в золе (5...20%) за счет структурных преобразований приводят к снижению температуры расплавления эвтектической смеси (особенно это относится к оксидам Fe_2O_3 и CaO при наличии в потоке газов SO_2), что создает опасность шлакования конвективных поверхностей в горизонтальном газоходе. При содержании MeO в золе более 25%, а также при повышенном содержании Al_2O_3 и SiO_2 (более 65% по массе) температура плавления золовых частиц повышается и шлакование не имеет места даже при повышенной температуре потока газов. Особенно неблагоприятными характеристиками обладает оксид кальция.

При содержании в золе $\text{CaO} = 25...40\%$ и наличии оксидов серы в потоке газов в отложениях активно происходит сульфатизация



В результате развивается цементация (спекание) слоя отложений и его постепенное нарастание. Это явление называют шлакованием конвективной поверхности нагрева. Наоборот, при увеличении в золе оксидов $\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{SiO}_2$ (особенно более 60% массы летучей золы) температура плавления золы заметно увеличивается и шлакование поверхностей исключается.

По степени механической прочности образующиеся на поверхности металла отложения разделяются на сыпучие, связанные рыхлые, прочные и сплавленные (шлаковые). Шлаковые отложения развиваются в зоне температур газов $700\dots 900^{\circ}\text{C}$ и могут привести к перекрытию (зашлаковыванию) части газохода, что вызовет необходимость снижения нагрузки на котле из-за ограничения тяги в результате резкого роста аэродинамического сопротивления газового тракта котла.

В образовании связанных рыхлых и плотных отложений участвуют щелочные соединения (K_2O , Na_2O), а также сульфатные типа Na_2SO_4 и золотые фракции с повышенным содержанием оксидов железа. Характерный вид плотных отложений показан на (рис. 7.18), такие отложения развиваются на поверхностях с температурой стенки до 550°C .

Особый вид связанных липких и цементирующихся отложений образуется на поверхности воздухоподогревателя при температуре стенки ниже 200°C , где начинается конденсация на поверхности нагрева паров серной кислоты совместно с влагой. На твердых топливах в воздухоподогревателях образуется слой рыхлых влажных отложений, а при сжигании мазута - липкие сильноокислые отложения, которые при наличии достаточного количества органических соединений и силикатов натрия в мазуте образуют твердые и прочные стеклоподобные наплавления.

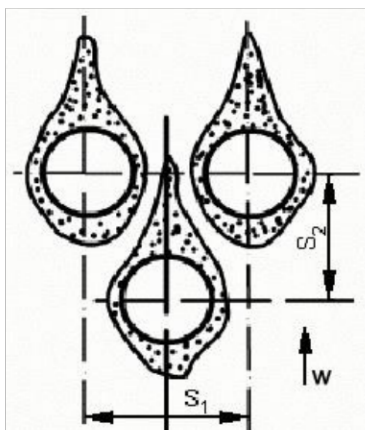


Рис. 7.18. Характер золового заноса поперечно обтекаемого низкотемпературного пучка с шахматным расположением труб при сжигании мазута.

В зоне относительно низких температур газового потока - менее 600...700°C и до температур холодной части воздухоподогревателя - наиболее распространены при сжигании твердых топлив сыпучие отложения, которые имеют слабую механическую связь с поверхностью и между собой и легко удаляются при встряхивании или прямом ударе по участку отложений. Кроме аэродинамических факторов, приводящих к набрасыванию частиц золы на поверхность труб, в переносе мелких фракций золы участвуют электростатические силы (за счет разного электростатического заряда поверхности трубы и частички золы), а также силы термофореза (движение частиц из горячего потока к более холодной поверхности трубы).

Сыпучие отложения преимущественно образуются на тыльной стороне трубы по отношению к направлению движения газового потока, в зоне вихрей в следе за трубой (рис. 7.19) и сильно зависят от скорости потока. На лобовой стороне сыпучие отложения появляются лишь при малых скоростях набегающего потока (менее 5...6 м/с) или при наличии в потоке тонкой летучей золы при жидком шлакоудалении в топке.

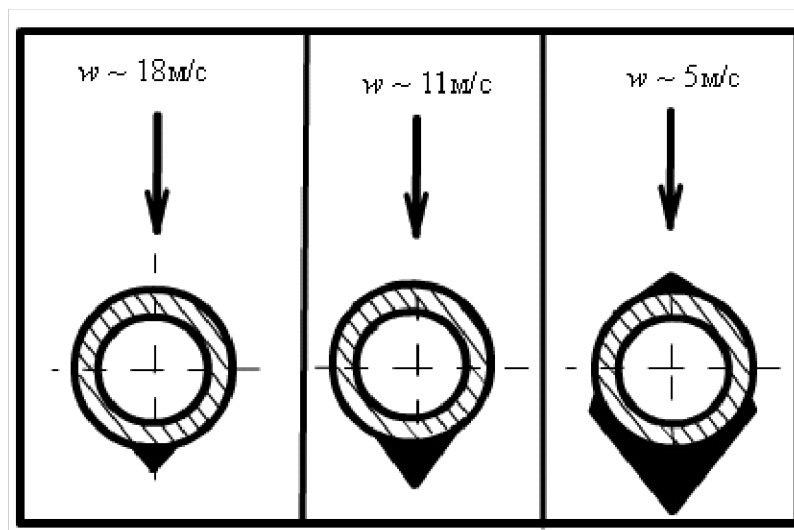


Рис. 7.19. Загрязнение труб сыпучими отложениями при разных скоростях движения газов.

Интенсивность образования сыпучих отложений сильно зависит от фракционного состава золы. Крупные фракции золы размером свыше 30 мкм обладают достаточно большой кинетической энергией при движении около

трубы и разрушают нарастающие отложения за счет более мелких частиц. В таких случаях отложения оказываются незначительными.

В длительной эксплуатации при постоянном контакте отложений с газовым потоком может происходить связывание (спекание) частиц между собой за счет сульфатных соединений Na и K, поэтому желательно систематическое удаление таких отложений.

Сыпучие и другие виды загрязнений поверхности труб ухудшают теплообмен с газовым потоком и снижают тепловую эффективность поверхности. Оценка тепловой эффективности поверхности нагрева производится через приведенный коэффициент загрязнения, ξ_3 , м²·К/Вт

$$\xi_3 = \delta_3 / \lambda_3 \quad 7.19$$

где δ_3 , λ_3 - средняя условная толщина слоя отложений по периметру трубы, м, и теплопроводность золы, Вт/(м·К).

Изменение коэффициента загрязнения ξ_3 в разных условиях эксплуатации позволяет оценить изменение размера отложений, т.е. установить влияние режимных факторов на характер отложений. Значение коэффициента ξ_3 получают экспериментально через определение тепловосприятия загрязненной и чистой поверхностей.

Как следует из результатов испытаний (рис. 7.20), загрязнение труб отложениями летучей золы мало зависит от концентрации ее в потоке дымовых газов. Разница в загрязнениях наблюдается только в первые часы работы до установления динамического равновесия. Более интенсивное загрязнение труб (более высокое значение коэффициента ξ_3) имеет место в случае присутствия в потоке тонких фракций золы. Во всех случаях с увеличением скорости потока загрязнения труб сыпучими отложениями уменьшаются, что связано с ростом кинетической энергии частиц и разрушением образующихся отложений более крупными частицами.

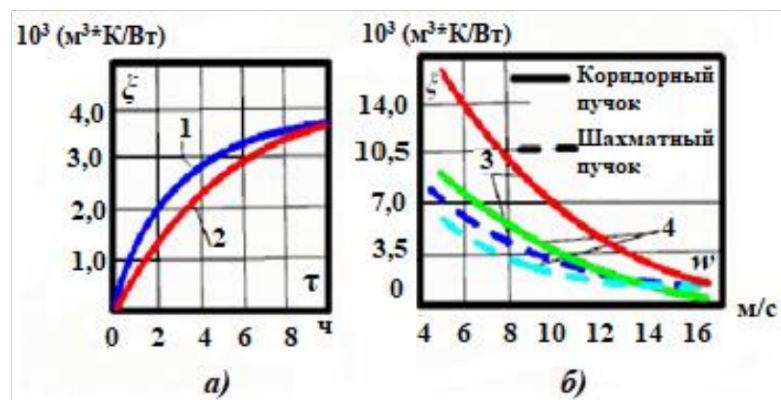


Рис. 7.20. Изменение коэффициента загрязнения труб в зависимости от концентрации золы в потоке и ее крупности (трубы $d = 38$ мм, $s_1/d = s_2/d = 2$): а - в зависимости от времени работы; б - в зависимости от скорости потока; 1 - концентрация золы 21 г/м³; 2 - то же при концентрации 7 г/м³; 3 - мелкая зола; 4 - крупная зола.

Большое влияние на степень загрязнения поверхности оказывают тип пучка труб (шахматный или коридорный) и продольный шаг труб s_2 в шахматном пучке. При равных прочих условиях (скорость газов, диаметр труб) коэффициент загрязнения коридорного пучка в $1,7...3,5$ раза больше, чем шахматного (рис. 7.21). С уменьшением продольного шага труб s_2 (уплотнение пучка труб) загрязнение существенно уменьшается. Загрязнение труб существенно возрастает при низких скоростях газового потока, поэтому скорости газов в поверхностях менее $3...4$ м/с не допускаются, а с учетом рабочего диапазона нагрузок котла скорости газов при номинальной нагрузке принимаются не ниже 6 м/с для поперечно омываемых пучков труб и не менее 8 м/с - для продольного тока газов в поверхностях воздухоподогревателей.

Абразивный износ определяется тем, что крупные частицы золы, обладающие достаточной твердостью и остротой граней, при ударах о стенку трубы непрерывно срезают с поверхности микроскопически малые слои оксида металла, постепенно уменьшая в этом месте толщину стенки трубы (рис. 7.22). Частицы несгоревшего топлива (чаще у антрацитов и полуантрацитов) также вызывают истирание поверхности.

Таким образом, золовой износ прежде всего определяется абразивностью частиц золы. Абразивность зависит от содержания SiO_2 в золе и заметно увеличивается, когда $\text{SiO}_2 > 60\%$. Так, например, сильноабразивными свойствами обладают зола экибастузского каменного угля, так как в ее составе содержание $\text{SiO}_2 > 80\%$. $10^3 (\text{м}^3 \cdot \text{К} / \text{Вт})$

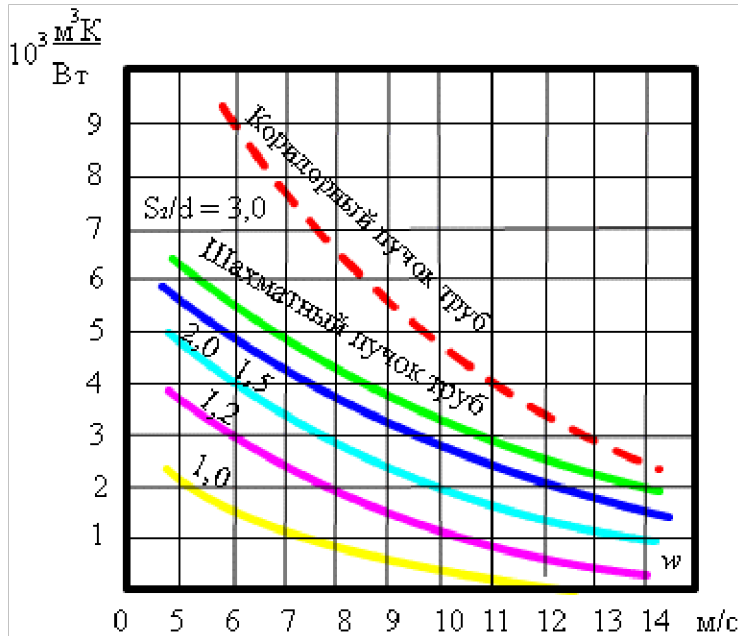


Рис. 7.21. Сравнение коэффициентов загрязнения различных пучков труб.

Интенсивность износа также зависит от общего количества золы в топливе, т.е. A^P , и определяется концентрацией частиц золы в газовом потоке, $\text{г} / \text{м}^3$,

$$\mu_{\text{зл}} = \frac{10A^P a_{\text{ук}}}{V_{\text{г}}} \frac{273}{273 + \vartheta_{\text{г}}} \quad 7.20$$

или в безразмерном виде

$$\mu_{\text{зл}} = \frac{A^P a_{\text{ук}}}{100G_{\text{г}}} \quad 7.21$$

Здесь $V_{\text{г}}$ - объем газов при сжигании 1 кг топлива, $\text{м}^3 / \text{кг}$; $a_{\text{ук}}$ - доля золы, уносимой из топки с газовым потоком; $G_{\text{г}}$ - масса дымовых газов, $\text{кг} / \text{кг}$ топлива,

$$G_{\text{г}} = 1 - 0,01A^P + 1,306\alpha V_{\text{E}}^{\circ} \quad 7.22$$

бразивный износ более сильно проявляется в зоне температур газов ниже 800°C , когда частицы теряют поверхностную пластичность и становятся твердыми, т.е. в верхней части конвективной шахты. Интенсивность износа неравномерна как по сечению газохода, так и по периметру труб. При входе в конвективную шахту из горизонтального газохода газы разворачиваются на 90° , в результате чего наиболее грубые фракции золы отбрасываются к задней стене шахты и имеют там повышенную концентрацию.

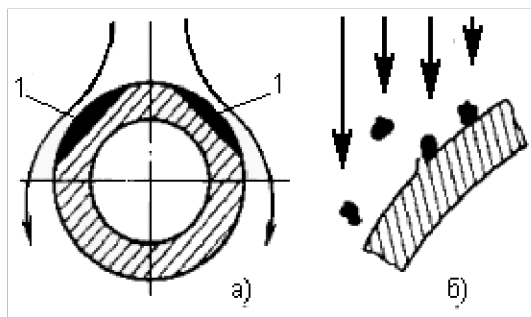


Рис. 7.22. Места и характер абразивного износа труб: а - места абразивного износа трубы поперечным набегающим потоком газов; б - упрощенная схема срезания частицами золы металла с поверхности трубы; 1 - место износа металла трубы.

При поперечном обтекании трубы наибольшему износу подвергаются боковые ее стенки под углом $30...50^{\circ}$, где обтекающий трубу поток проходит по касательной к поверхности. Коридорные пучки подвергаются существенно меньшему износу, так как по ходу газов трубы находятся в аэродинамической тени первой (лобовой) трубы, на которую к тому же поток газов набегаёт с более низкой скоростью (из свободного газохода), чем скорость газов в межтрубном пространстве пучка.

Интенсивность износа определяется:

- кинетической энергией отдельных частиц золы, которая зависит от квадрата скорости газов $w_{г}^2$;
- количеством частиц, проходящих у поверхности в единицу времени, которое зависит от концентрации частиц в потоке газов $\mu_{зл}$ и является возрастающей функцией от скорости $w_{г}$;
- неравномерностью концентраций золы в потоке k_{μ} и скоростей газов в сечении k_w ;

плотностью расположения труб в поперечно омываемом пучке, что определяет торможение частиц при контакте с поверхностью и уменьшение их скорости по сравнению со скоростью газов.

В итоге интенсивность износа, мм/год, зависит в третьей степени от скорости газов:

$$I_{\text{кз}} = 0,028 a m k_{\mu} \mu_{\text{зл}} (k_w w_{\Gamma})^3 \left(\frac{s_1 - d}{s_1} \right)^{1.8} R_{90}^{0.6} \tau_p \quad 7.23$$

где, a - коэффициент абразивности золы, мм·с³/(г·ч); m - относительный показатель износоустойчивости труб, зависящий от химического состава стали; τ_p - время эксплуатации поверхности, ч/год. На входе в конвективную шахту при П-образной компоновке котла коэффициенты неравномерности концентраций золы и скоростей газов имеют следующие значения:

$$k_{\mu} = 1,20 \dots 1,25 \text{ и } k_w = 1,25 \dots 1,30.$$

Допустимым считается износ стенки трубы $I_{\text{из}} = 0,2$ мм/год из расчета нормальной работы трубы не менее 10 лет ($\tau_p = 60 \dots 70$ тыс. ч).

Максимально допустимая по условиям износа скорость газов в первом ряду конвективного пакета верхней части шахты $w_{\text{из}}$, м/с, определяется из (7.23) и для шахматного пучка труб при относительном шаге труб $s_{\text{в1}}/d = 2,5$ составляет:

Топливо	$w_{\text{из}}$, м/с	Топливо	$w_{\text{из}}$, м/с
Экибастузский уголь	7,0	Кизеловский уголь	10,5
Подмосковный уголь	9,0	Антрацит марки АШ	11,5
Челябинский уголь	10,0	Донецкий уголь Т	12,0

Рабочие скорости газов в пакете должны быть меньше максимальных. При опасности абразивного износа труб поверхности принимаются меры для их защиты.

Активными являются способы общего уменьшения скоростей (при конструировании) и выравнивания их в сечении газохода (аэродинамические устройства, исключающие возникновение свободных газовых коридоров).

Методами пассивной локальной защиты являются накладки сверху на всю длину трубы полуцилиндрических сменных манжет, наплавка прутков с двух сторон трубы в зоне наибольшего износа, установка на входе в трубы воздухоподогревателя внутренних цилиндрических вставок длиной не более $10d_{вн}$.

7.6.1. ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНАЯ КОРРОЗИЯ.

Под термином высокотемпературная коррозия понимается коррозионное разрушение металла труб поверхностей нагрева, соприкасающихся с продуктами сгорания высокой температуры ($\theta > 700^\circ\text{C}$). К высокотемпературной коррозии относятся два вида коррозии металла, происходящей в разных зонах котла и имеющей различный химический характер. Одним из видов является наружная коррозия экранов топочной камеры в зоне расположения ядра, определяемая контактом сернистых газов с металлом труб. Другой вид характеризуется коррозией труб пароперегревателей, разрушением элементов их креплений за счет присутствия в газовом потоке оксидов ванадия.

Наружная коррозия труб экранов возникает при сжигании топлив с малым выходом летучих веществ и сернистого мазута и связана с образованием вблизи поверхности труб экранов заметной концентрации сероводорода H_2S .

Коррозия экранов развивается интенсивно на уровне расположения горелок, когда экраны непосредственно омываются расширяющейся струей аэропыли по выходе из горелки (рис. 7.23, а).

Скорость коррозии металла лобовой части труб может составить 3...4 мм/год, т.е. трубы экранов выходят из строя менее чем через год: при толщине стенки 5...6 мм допустимая локальная остаточная толщина

составляет 2 мм. Износ труб имеет вид спиливания лобовой части стенки трубы (рис. 7.23, б).

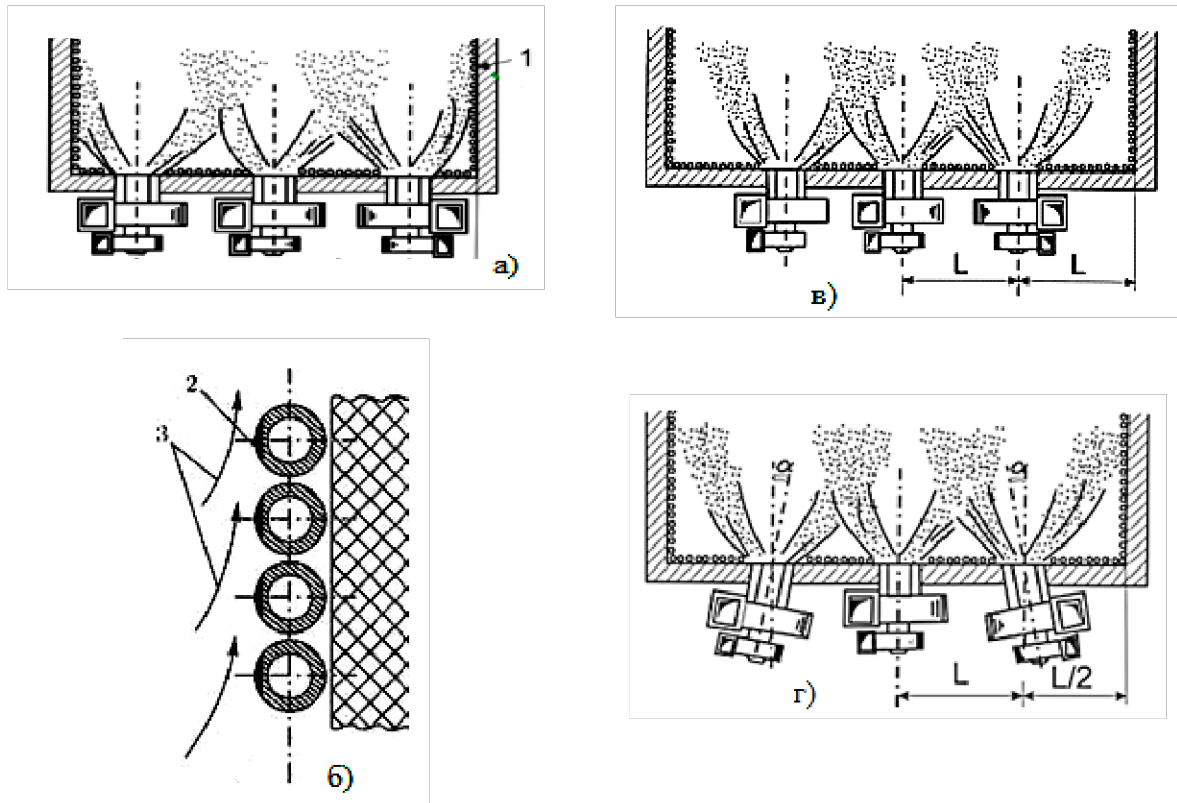


Рис. 7.23. Наружная коррозия экранных труб и ее ограничение: а - зона активной коррозии при фронтной компоновке горелок; б - характер коррозии труб; в - удаление горелок от боковых стен; г - разворот горелок к центру топки; 1 - зона активной коррозии труб; 2 - место износа металла; 3 - направление движения газов

Коррозия возникает при локальном снижении коэффициента избытка воздуха в пылевоздушной струе $\alpha_{\text{ЛОК}} < 1$ и быстром росте температуры струи по мере удаления ее от амбразуры горелки. В процессе выхода летучих веществ из частиц топлива в газовой среде накапливаются горючие вещества H_2 , CO , CH_4 . При высокой температуре в газообразные соединения переходит 70...80% S^P топлива. Нехватка кислорода приводит к тому, что при наличии свободных H_2 и S_2 в газовой среде протекает реакция



Даже при незначительных объемных концентрациях H_2S у поверхности экранов (0,04...0,07%) скорость коррозии металла возрастает в 5...10 раз по сравнению с допустимой при содержании $\text{H}_2\text{S} = 0,01\%$. Первичным

продуктом реакции H_2S с металлом труб является сульфид железа FeS , который затем преобразуется в порошкообразные сульфаты. Последние легко сдуваются (удаляются) с поверхности, давая возможность дальнейшему развитию процесса окисления.

Для исключения коррозионного разрушения экранов необходимо обеспечить равномерную раздачу топлива и воздуха по горелкам так, чтобы в каждой из них постоянно имел место избыток воздуха больше единицы. Кроме того, следует исключить прямой удар пылевоздушной струи из горелки в боковой экран на близком расстоянии от амбразуры. Для этого крайние горелки размещаются на большем расстоянии от стен (близкое к межгорелочному) и их оси направлены под углом $5..10^\circ$ к центру топки (рис. 7.23, в, рис. 7.23, г).

Второй вид коррозии связан с окислением труб и крепежных деталей пароперегревателей, когда температура металла превышает $610..620^\circ\text{C}$. Этот тип коррозии определяется участием оксидов ванадия и называется ванадиевой коррозией и проявляется при сжигании мазутов, зола которых содержит оксид ванадия V_2O_4 .

В процессе горения углеводородов V_2O_4 окисляется до V_2O_5 и образуются ванадаты $5\text{V}_2\text{O}_5 \cdot \text{Na}_2\text{O} \cdot \text{V}_2\text{O}_4$ и пиросульфаты натрия $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_7$, имеющие температуру плавления около 600°C . На поверхности труб или крепежных деталей при $t_{\text{CT}} > 610^\circ\text{C}$ возникает жидкая пленка, обладающая высокой окислительной способностью по отношению к сталям разного типа (углеродистой, легированной, аустенитной).

Снижение избытка воздуха в зоне горения, введение в зону горения щелочных присадок (жидких- типа водного раствора MgCl , твердых - в форме порошка магнезита и доломита) хотя и дает определенный эффект, но не приводит к кардинальному подавлению ванадиевой коррозии.

Радикальным средством предупреждения коррозии могла бы быть очистка сжигаемого мазута от примесей ванадия и натрия, но это довольно дорого и требует строительства специальных заводов. Поэтому

кардинальным решением этой проблемы для паровых котлов, сжигающих мазут, явилось снижение температуры перегретого пара (основного и промежуточного перегревателей) до 545 °С, хотя при этом снижается термодинамический КПД цикла перегретого пара. Но в эксплуатационных условиях (с учетом температурных разверок) температура металла труб пароперегревателя не достигает 600 °С и коррозии могут подвергаться лишь крепежные конструкции горячих пакетов. В конвективной шахте котла, где часто располагаются выходные горячие пакеты пароперегревателя из горизонтальных змеевиков, широко используются так называемые подвесные трубы, охлаждаемые водой или слабоперегретым паром, в качестве крепежных элементов, что исключает их коррозию. При сжигании других видов топлив этот тип коррозии не имеет места.

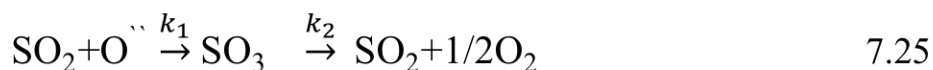
7.6.2. НИЗКОТЕМПЕРАТУРНАЯ КОРРОЗИЯ.

Коррозия возникает в нижней части поверхности воздухоподогревателя, находящейся в области наиболее низких температур, как газов, так и рабочей среды (воздуха).

По своему характеру - это сернокислотная коррозия. Определяющим фактором интенсивной низкотемпературной коррозии является наличие в потоке дымовых газов паров серной кислоты H_2SO_4 .

При горении серы топлива в зоне ядра факела образуется диоксид серы SO_2 . В дальнейшем при наличии некоторого избытка воздуха SO_2 частично доокисляется в SO_3 атомарным кислородом O , образующимся в высокотемпературной зоне факела при избыточном количестве молекулярного кислорода в зоне горения. Триоксид серы SO_3 может разлагаться, но только при высоких температурах.

Общий процесс образования и разложения SO_3 в зоне факела можно выразить следующим образом:



где k_1 и k_2 - константы скорости прямой и обратной реакций, при этом в зоне ядра факела $k_1 > k_2$. В итоге на границе ядра факела образуется заметная концентрация SO_3 которая после завершения горения снижается в результате постепенного разложения SO_3

Однако по мере снижения температуры газов этот процесс тормозится и практически прекращается при $\theta_r = 1200 \dots 1250^\circ C$. Чем быстрее происходит охлаждение газов, тем выше будет остаточная концентрация SO_3 . В общем виде уровень концентрации SO_3 в продуктах сгорания на выходе из топки, по данным А. К. Внукова, можно выразить следующей эмпирической зависимостью:

$$SO_3 = k_{\Pi} k_T (S^p)^n O_2^m q_V^l \quad 7.26$$

где k_{Π} и k_T - коэффициенты, учитывающие конструкцию топочного устройства (факельная открытая или с вихревым предтопком, с твердым или жидким шлакоудалением) и вид сжигаемого топлива; O_2 - содержание избыточного кислорода в продуктах сгорания, %; q_V - тепловое напряжение топочного объема, кВт/м³. Значения показателей степени n , m , l близки к единице.

При дальнейшем прохождении газами конвективных поверхностей нагрева может происходить увеличение концентрации SO_3 за счет SO_2 в потоке газов и остаточного содержания кислорода. Катализаторами процесса доокисления SO_2 в SO_3 являются отложения на поверхностях нагрева, в том числе сульфаты железа и сажевые частицы. В итоге содержание SO_3 в газах составляет 1...5% от количества SO_2 или 0,002...0,10% от полного объема газов.

В зоне температур газов ниже $500^\circ C$ начинается образование паров серной кислоты за счет реакции SO_3 с водяными парами, находящимися в газовом потоке. Этот процесс завершается при температуре около $250^\circ C$.

Коррозия поверхности нагрева может начаться при условии, если температура стенки и пристенного пограничного слоя окажется ниже

температуры конденсации паров влаги или паров серной кислоты, соответствующей их парциальному давлению в газах.

Температура, при которой начинается конденсация влаги на поверхности, называется термодинамической температурой росы t_p .

Температура росы (точка росы) чистых водяных паров при их парциальном давлении в продуктах сгорания $p_{H_2O} = 0,010 \dots 0,015$ МПа составляет $t_{T,p} = 45 \dots 54^\circ\text{C}$. При наличии в потоке газов паров серной кислоты температура конденсации (сернокислотная точка росы t_p^s) значительно увеличивается и может достигать $140 \dots 160^\circ\text{C}$.

Значение температуры t_p^s можно определить по формуле (для сжигания мазута)

$$t_p^s = t_{T,p} + 250(S^{\text{II}}O_2)^{0.5} \quad 7.27$$

где $S^{\text{II}} = S^{\text{P}}/Q_{\text{H}}^{\text{P}}$ - приведенная сернистость топлива, % · кг/МДж; $O_2 = 21(\alpha - 1)/\alpha$ - концентрация избыточного кислорода в газовом потоке, %. С увеличением содержания серы в топливе и избытка воздуха возрастает концентрация SO_3 в потоке газов, что ведет к росту температуры росы.

Агрессивность дымовых газов твердых топлив, по данным ВТИ, определяется соотношением содержания в них серы S^{P} к содержанию золы A^{P} и доли щелочных соединений $\text{Щ} = \text{CaO} + \text{MgO} + \text{Na}_2\text{O} + \text{K}_2$, %, и выражается комплексом

$$K_{\text{Щ}} = 100S^{\text{P}}/(A^{\text{P}}\text{Щ}Q_{\text{к}}^{\text{P}}) \quad 7.28$$

Расчеты по (7.28) показывают, что высокой сернокислотной агрессивностью обладают кизеловский каменный уголь ($S^{\text{P}} = 6,1\%$, $K_{\text{Щ}} = 0,38$), подмосковный бурый уголь ($S^{\text{P}} = 4,0\%$, $K_{\text{Щ}} = 0,16$) и донецкий уголь марки Д ($S^{\text{P}} = 3,0$, $K_{\text{Щ}} = 0,11$). Однако наибольшей агрессивностью обладает сернистый мазут, для которого расчет по (7.28) дает $K_{\text{Щ}} = 2,62$.

Температура точки росы продуктов сгорания твердых топлив зависит от наличия серы в топливе и щелочных соединений в золе и определяется по формуле:

$$t_p^s = t_{т,р} + 201(S^{п})^{0,33} / A_{щ} \quad 7.29$$

где $A_{щ} = f(1/K_{щ})$ - коэффициент, учитывающий содержание щелочных соединений в потоке летучей золы.

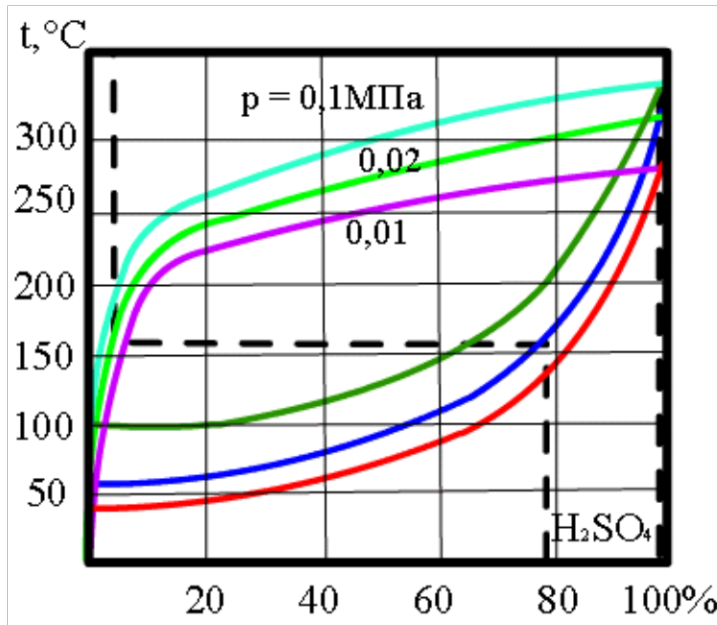


Рис. 7.24. Фазовое равновесие системы $H_2O-H_2SO_4$ при различных давлениях.

На (рис. 7.24) приведена диаграмма фазового равновесия жидкости и пара двухкомпонентной системы H_2O и H_2SO_4 при различных парциальных давлениях водяных паров.

Нижняя ветвь кривых при $p = const$ характеризует зависимость температуры кипения водного раствора серной кислоты от ее концентрации, а верхняя - температуру начала конденсации (точку росы) парового раствора. Видно, что даже незначительное содержание паров H_2SO_4 в дымовых газах (левая пунктирная линия) резко повышает температуру начала конденсации, при этом образующаяся пленка жидкости на стенке имеет высокую концентрацию серной кислоты (около 80%).

На рис. 7.25 приведены две характерные кривые для низкотемпературных поверхностей нагрева, показывающие изменение скорости коррозии K_k при разных температурах металла поверхности и α_T в условиях контакта с газами после сжигания сернистого мазута и твердого топлива. Как видно, скорость коррозии в зависимости от температуры стенки $t_{ст}$ крайне неравномерна (рис. 7.25, а, кривая 5). В области температур $t_{ст}$

ниже температуры точки росы (около 145°C) с ростом $t_{\text{СТ}}$ вначале коррозия резко возрастает, достигая максимума при $t_{\text{СТ}} = 105\dots 110^{\circ}\text{C}$, затем происходит глубокий спад скорости коррозии, а в продуктах сгорания твердого топлива (рис. 7.25, б) при $t_{\text{СТ}} < 85\dots 90^{\circ}\text{C}$ имеет место второй максимум коррозионного разрушения металла.

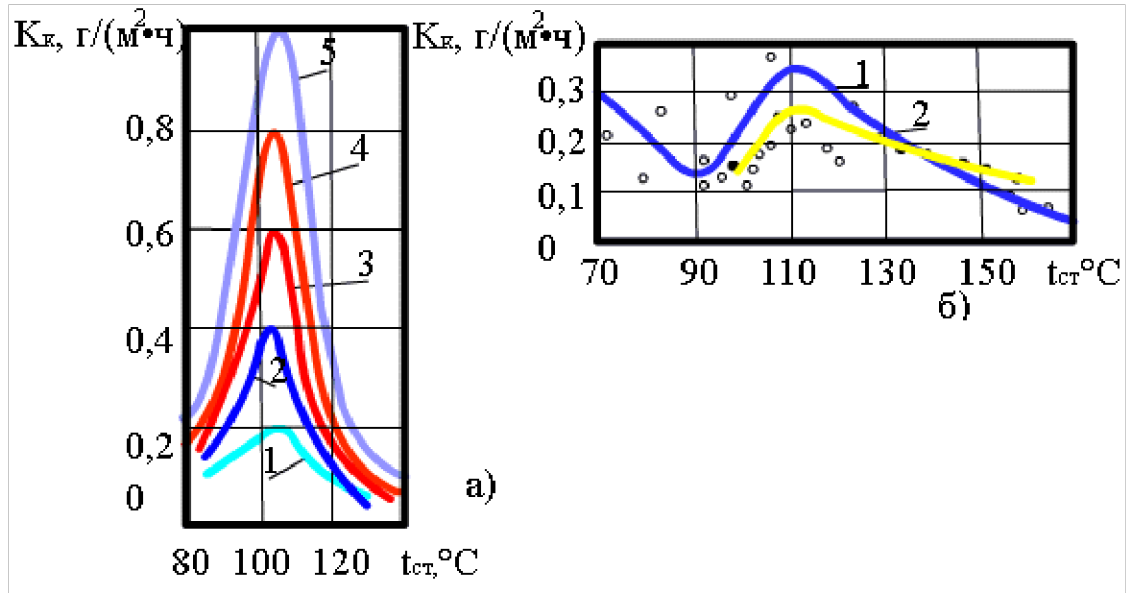


Рис. 7.25. Скорость коррозии металла от температуры стенки при разных видах сжигаемого топлива:

а - при сжигании мазута и разных избытках воздуха для РВП;

1 - при $\alpha_T = 1,02$; 2, 3, 4 - при $\alpha_T = 1,03, 1,04, 1,05$; 5 - при $\alpha_T = 1,1$;

б - при сжигании твердого топлива: 1 - для трубчатого воздухоподогревателя; 2 - для РВП.

Коррозия металла происходит при наличии на его поверхности пленки сконденсировавшейся влаги, содержащей H_2SO_4 . Скорость коррозии пропорциональна скорости конденсации паров серной кислоты. В то же время интенсивность коррозии зависит от процентного содержания H_2SO_4 в конденсирующейся пленке на поверхности металла. При более низкой температуре (ниже 110°C) в пленке растет масса влаги и снижается доля серной кислоты.

Скорость коррозии металла в наиболее опасной зоне температур $90\dots 110^{\circ}\text{C}$ существенно снижается при уменьшении избытка воздуха в продуктах сгорания (рис. 7.25, а, кривая 1), что связано с резким

уменьшением образования $\text{SO}_3\text{В}$ том же направлении изменяется скорость коррозии, если уменьшить содержание серы в топливе.

Для исключения низкотемпературной коррозии необходимо иметь $t_{\text{СТ}} < t_{\text{СР}} + (10...15)^\circ\text{С}$, однако это экономически оправдано лишь при сжигании малосернистых мазутов и сернистых твердых топлив, у которых $t_{\text{СР}}$ не превышает 110°С . В других случаях при высоком значении $t_{\text{СТ}}$ температура уходящих газов будет чрезмерно велика, заметно возрастут потери с уходящими газами.

При значении $t_{\text{СР}} > 130^\circ\text{С}$ допускается в поверхности воздухоподогревателя невысокая скорость коррозии (не более $0,2$ мм/год), что обеспечивается за счет предварительного подогрева воздуха на входе в воздухоподогреватель. Так, при сжигании сернистых мазутов и $t_{\text{СТ}} > 120^\circ\text{С}$ рабочая кампания холодного слоя РВП увеличивается до четырех лет. Однако при этом повышается температура уходящих газов и снижается КПД котла. Изменение температуры уходящих газов $\Delta\theta_{\text{УХ}}$ при повышении температуры поступающего воздуха $\Delta t'_{\text{ВП}}$ связано следующей зависимостью

$$\Delta\theta_{\text{УХ}} = 0,7\Delta t'_{\text{ЭК}} \quad 7.30$$

Так, при подогреве воздуха на входе в РВП с 50 до 90°С температура уходящих газов повысится на $\Delta\theta_{\text{УХ}} = 0,7 \cdot 40 = 28^\circ\text{С}$, что снизит экономичность котла примерно на $\Delta\eta_{\text{К}} = 1,1\%$.

7.7. СОКРАЩЕНИЕ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ В ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ.

Снижение загрязнения окружающей среды при работе электростанций является важной экологической задачей. Ряд вредных веществ образуется в процессе сжигания топлива в котле, и их выброс с продуктами сгорания можно значительно сократить путем правильного выбора режимных методов сжигания топлива. К числу таких веществ относятся оксиды азота, полициклические углеводороды, включая бенз(а)пирены, и триоксид серы. Основными методами подавления образования оксидов азота в топках котлов

являются: 1) уменьшение избытка воздуха в зоне горения до минимального по условиям полного сгорания топлива; 2) применение ступенчатого сжигания топлива, при котором в одну группу горелок (в нижний ярус или в горелки одной стены топки) подается основная масса топлива при избытке воздуха меньше единицы, а в другую группу (верхний ярус горелок или противоположную группу горелок) поступает остаток топлива и воздуха со значением $\alpha > 1$; 3) рециркуляция дымовых газов с температурой 350...400°C в топку, что обеспечивает снижение температурного уровня в зоне горения и уменьшение концентрации горючих веществ и окислителя за счет разведения горючей смеси инертными газами; 4) ввод в зоны активного образования оксидов азота струи пара или воды для локального снижения уровня температуры и создания химических реакций, препятствующих образованию вредных соединений; 5) создание горелок двухступенчатого сжигания с обеспечением временного недостатка воздуха в зоне начального образования оксидов азота.

Характерная зависимость концентрации оксидов азота в газах от избытка воздуха в зоне горения при сжигании природного газа показана на рис. 7.26, а. Приближение избытка воздуха к единице обеспечивает низкий уровень выхода NO_x , но при этом в топке происходит неполное сгорание топлива и, что особенно опасно, резко растет концентрация бенз(а)пирена. Переход на значительный избыток воздуха также ведет к снижению выхода NO_x за счет снижения температурного уровня реакций, но эксплуатация котлов с такими высокими избытками воздуха не экономична.

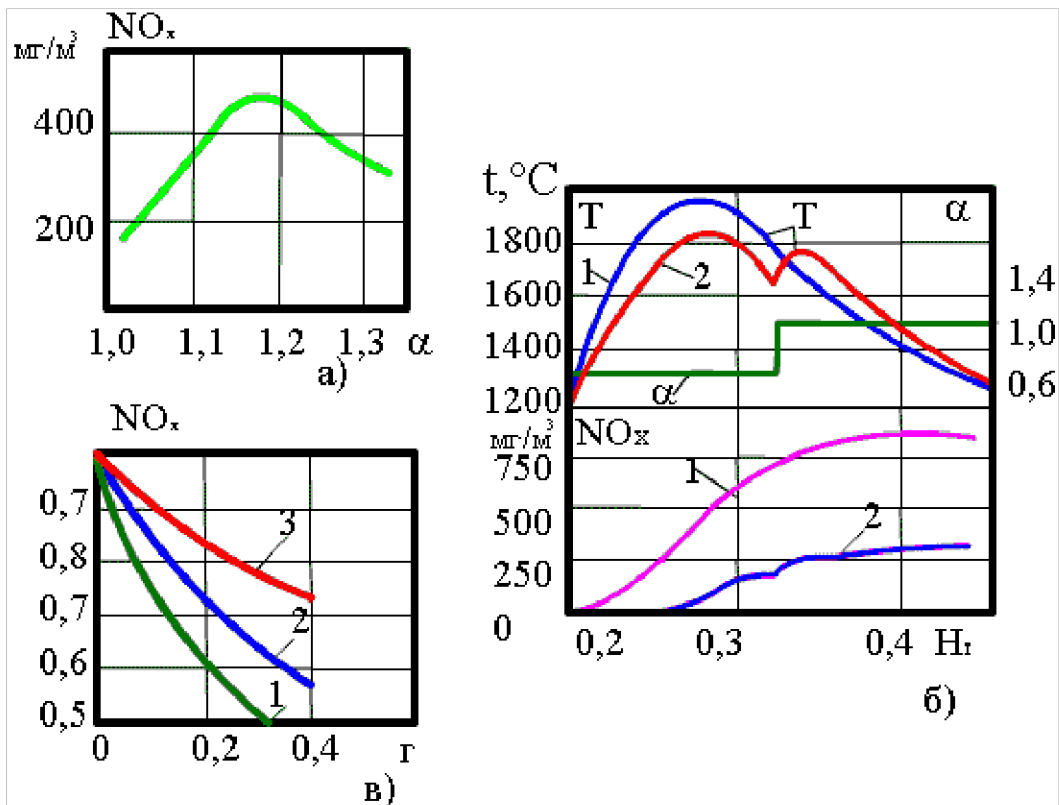
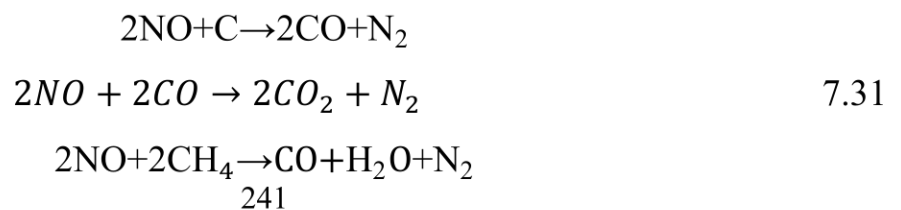


Рис. 7.26. Зависимость образования оксидов азота от определяющих параметров:
а - от избытка воздуха в зоне горения; б - при двухступенчатом сжигании:
1 - одноступенчатое сжигание; 2 - двухступенчатое сжигание; α - избыток воздуха в
зоне горения; в - от рециркуляции газов: 1 - при смешении газов с горячим воздухом
перед горелкой; 2 - при вводе газов в каналы горелки; 3 - при вводе газов соплами
под горелки.

Более эффективным способом снижения выхода NO_x является ступенчатое сжигание. На рис. 7.26, б показан пример снижения выхода NO_x при сжигании твердого топлива (каменного угля) и переходе с одноступенчатого на двухступенчатое сжигание, с использованием двухъярусного расположения горелок. В первой ступени сжигания обеспечивается избыток воздуха $\alpha = 0,75 \dots 0,85$, при этом не происходит полного сгорания топлива. Кроме снижения уровня температуры в зоне горения здесь создаются условия для восстановления оксидов азота при их контакте с раскаленным углеродом или промежуточными продуктами при нехватке кислорода:



В результате выход NO_x в первой зоне резко сокращается. Во второй зоне при значительном избытке воздуха температура газов не достигает уровня активного образования термических оксидов, а выход топливных оксидов низок из-за малого количества догорающего топлива.

Организация рециркуляции газов в топку показана на рис. 7.16. Влияние рециркуляции наиболее значительно при вводе продуктов сгорания в воздухопроводы перед горелками, когда газы рециркуляции в смеси с горячим воздухом поступают в топку (рис. 7.26, в). Необходимо отметить, что наибольший эффект снижения концентрации NO_x в продуктах сгорания достигается при доле рециркуляции $r_{\text{PC}} = 0,2 \dots 0,3$.

Дальнейшее увеличение r_{PC} при сжигании газа и мазута ведет к затягиванию горения и появлению недожога топлива, а также заметному росту затрат энергии на перекачку газов (при сжигании твердых топлив размер рециркуляции еще более ограничен). К тому же максимальное подавление образования NO_x требуется при номинальной или близкой к ней нагрузке, когда ввод заметного количества газов рециркуляции сильно увеличивает скорость газов и аэродинамическое сопротивление газового тракта.

Частичный эффект снижения образования NO_x создают горелки двухступенчатого сжигания. Принцип работы горелок основан на том (рис. 7.27), что вторичный поток воздуха участвует в дожигании топлива на более поздней стадии.

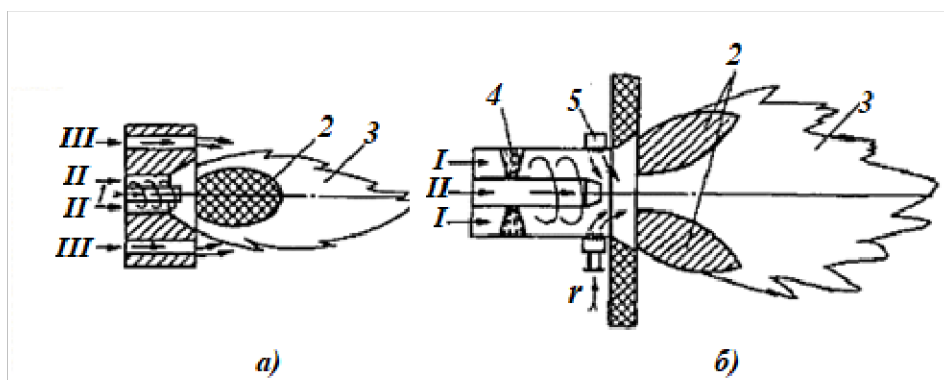


Рис. 7.27. Горелки двухступенчатого сжигания: а - для твердого топлива; б - для природного газа; 1 - ввод аэропыли; 2 - зона горения с $\alpha < 1$; 3 - зона дожигания;

4 - завихривающие лопатки; 5 - газовая кольцевая камера; I, II, III - соответственно подача первичного, вторичного и третичного воздуха

Таким образом, прогрев топлива, выход летучих и разложение сложных углеводородных соединений топлива происходит в зоне с $\alpha < 1$. Это обеспечивает снижение образования топливных и быстрых NO_x в начальной части факела и понижение максимальной температуры горения.

Наиболее глубокое подавление выброса оксидов азота возможно при сочетании разных способов. Так, например, организация ступенчатого сжигания в топке может сопровождаться частичной рециркуляцией газов. При сжигании газа и мазута удачным является сочетание впрыска воды с рециркуляцией газов, причем при высокой нагрузке котла целесообразно использование впрыска воды в зону горения (0,5...0,6% от расхода перегретого пара), а при более низкой нагрузке - усиление рециркуляции газов. Конструктивно обеспечение впрыска воды значительно дешевле, чем рециркуляция газов, но при этом способе ниже КПД котла за счет увеличения потерь с уходящими газами (рост объема водяных паров в газах).

Контрольные вопросы

- 1. Сокращение вредных выбросов в окружающую среду.*
- 2. Низкотемпературная коррозия.*
- 3. Высокотемпературная коррозия.*
- 4. Абразивный износ конвективных поверхностей нагрева.*
- 5. Эксплуатационные режимы паровых котлов.*
- 6. Методы газового регулирования*
- 7. Методы парового регулирования температуры пара.*

Примеры решения задач

Задача 1. Котел переведен на сжигание абразивного подмосковного бурого угля. Какой ожидается интенсивность износа металла труб пакета промежуточного пароперегревателя в верхней части конвективной шахты при характеристике пакета $s_{B1}/d = 140/45$ мм, средней скорости газов в пакете 7,8 м/с и температуре газов 750 °С?

Решение

Расчетный объем газов в пакете промперегревателя при $\alpha_{ПЕ} = 1,23$ составляет

$$V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1)V_{E}^0 = 3,29 + (1,23 - 1)2,68 = 3,9 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Концентрация золы в потоке газов по (7.20)

$$\mu_{\text{зл}} = \frac{10 \cdot 28,6 \cdot 0,95}{3,9} \frac{273}{273 + 750} = 18,6 \text{ г/м}^3$$

Примем $t_p = 6500$ ч/год, коэффициент абразивности золы бурого угля, $a = 14,0 \cdot 10^{-9}$, относительную износоустойчивость металла $m = 0,7$, коэффициенты $k_m = 1,2$ и $k_w = 1,25$, значение $R_{90} = 45\%$. Тогда по (7.23) максимальная интенсивность износа составит

$$I_{\text{из}} = 0,028 \cdot 14,0 \cdot 10^{-9} \cdot 0,7 \cdot 1,2 \cdot 18,6 (1,25 \cdot 7,8)^3 \cdot \left(\frac{140 - 45}{140}\right)^{1,8} \cdot 45^{0,6} \cdot 6500 = 0,16 \text{ мм/год}$$

Как видно, интенсивность износа не превышает допустимой, что также следует из приведенных в §7.5 значений $w_{\text{из}}$ для подмосковного бурого угля.

Задача 2. Сравнить скорость коррозии трубчатого и регенеративного воздухоподогревателей при сжигании сернистого мазута $Q_{\text{H}}^{\text{P}} = 39$ МДж/кг, $S^{\text{П}} = 2\%$ в одинаковых температурных и аэродинамических условиях.

Решение

Примем для топки $\alpha_{\text{T}} = 1,03$. При этом на выходе из топки $O_2 = 0,61\%$, $S^{\text{П}} = 0,051\%$. Расчетная температура точки росы по (7.27)

$$t_p^{\text{S}} = 50 + 250 \cdot (0,051 \cdot 0,61)^{0,5} = 94,2^{\circ}\text{C}$$

Концентрация оксида серы SO_3 , в потоке газов по (7.26) при значении $q_v = 290$ кВт/м³ (котел ТГМП-324) и коэффициенте $k_{\text{П}}k_{\text{T}} = 2 \cdot 10^{-6}$:

$$SO_3 = 2,0 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 0,61 \cdot 290 = 708 \cdot 10^{-6} = 0,708 \cdot 10^{-3}\%$$

Проверим значение t_p^{S} по концентрации SO_3 в дымовых газах:

$$t_p^{\text{S}} = 50 + 11 \cdot A_{SO_3}^{0,7} \text{ где } A_{SO_3} = SO_3 \cdot 10^4$$

Тогда $t_p^s = 50 + 11 \cdot 7.08^{0.7} = 93,3^\circ\text{C}$ Расхождение значений – $0,9^\circ\text{C}$. Расчетная минимальная температура металла воздухоподогревателя $t_{\text{ст}}^{\text{мин}}$ при значениях $t'_{\text{вп}} = 30^\circ\text{C}$ и $\theta_{\text{yx}} = 130^\circ\text{C}$:

$$\text{для РВП } t_{\text{ст}}^{\text{мик}} = 0,5(\theta_{\text{yx}} + t'_{\text{вп}}) - 5 = 0,5(130 + 30) - 5 = 75^\circ\text{C}$$

$$\text{для ТВП } t_{\text{ст}}^{\text{мик}} = t'_{\text{вп}} + 0,35(\theta_{\text{yx}} - t'_{\text{вп}}) = 30 + 0,35(130 - 30) = 65^\circ\text{C}$$

Значения $t_{\text{ст}}^{\text{мин}}$ меньше t_p^s , что свидетельствует о коррозии поверхности.

Максимальная скорость коррозии $K_{\text{к}}^{\text{макс}}$, г/ ($\text{м}^2 \cdot \text{ч}$), при значении $t_p^s = 94,2^\circ\text{C}$ составит

$$K_{\text{к}}^{\text{макс}} = 3,5m \left(\frac{t_p^s}{145} \right)^4$$

где m - поправочный коэффициент, учитывающий условия работы поверхности; $m = 1$ для ТВП и $m = 0,6$ для РВП.

Значение $K_{\text{к}}^{\text{макс}} = 3,5 \cdot (94,2/145)^4 = 0,62$ г/ ($\text{м}^2 \cdot \text{ч}$) для ТВП и $K_{\text{к}}^{\text{макс}} = 3,5 \cdot 0,6 \cdot 0,178 = 0,37$ г/ ($\text{м}^2 \cdot \text{ч}$) для РВП. Как видно, в случае применения РВП коррозия заметно слабее, но выше допустимого предела - $0,2$ г/ ($\text{м}^2 \cdot \text{ч}$).

ГЛОССАРИЙ

Котельная установка - представляет собой комплекс устройств, размещенных в специальных помещениях и служащих для преобразования химической энергии топлива в тепловую энергию пара или горячей воды. Каждая котельная установка состоит из отдельных элементов – устройств. К основным элементам котельной относятся:

- котлы, заполняемые водой и обогреваемые теплом от сжигания.

Котел - это теплообменное устройство, в котором теплота от горячих продуктов сгорания топлива передается воде. Котел – основной агрегат системы отопления, предназначенный для нагревания рабочей среды системы отопления горячей воды.

Топки - в которых сжигают топливо и получают нагретые до высоких температур дымовые газы.

Топочное устройство - служит для сжигания топлива и превращение его химической энергии в теплоту нагретых газов.

Питательные устройства - (насосы, инжекторы) предназначены для подачи воды в котел.

Газоходы - по которым перемещаются дымовые газы и, соприкасаясь со стенками котла, отдают последним свою теплоту;

Дымовые трубы - с помощью которых дымовые газы перемещаются по газоходам, а затем после охлаждения удаляются в атмосферу.

Пароперегреватель (ПП) - один из основных теплоиспользующих элементов котла, работающий в наиболее тяжелых тепловых условиях. Предназначены для перегрева насыщенного пара, поступающего из испарительной системы парового котла, а также для дополнительного вторичного перегрева пара, частично отработавшего в цилиндре высокого давления турбины.

Газовая горелка – газовые горелки необходимы для подачи газа в дозированных количествах в зону сгорания и поддержания заданных тепловых характеристик во время горения.

Барабанный котел – водотрубный котел, в котором кипяtilьные трубы присоединяются своими концами, как правило, к двум нижним и одному верхнему барабану.

Бойлерная вода – вода определенного качества, находящиеся в котле при кипении или прошедшая через него.

Водотрубный котел – паровой котел, у которого поверхность нагрева образована кипяtilьными трубами, внутри которых движутся воды и пароводяная смесь, а снаружи – продукты сгорания топлива.

Воздухонагреватель парового котла – устройство для подогрева воздуха поступающего в топку парового котла, теплом домовых газов или отработавшего пара.

Воздухонагреватель - повышает температуру воздуха до 200 и выше С, что увеличивает КПД котельной установки на несколько %.

Газовый котел – котел, работающий на природном и сжиженном газе, в зависимости от места расположения различают напольные или настенные газовые котлы.

Горелка – принадлежность котла, предназначенная для сжигания различных видов топлива

Источник тепловой энергии – энергоустановка, предназначенная для производства теплоты.

КПД котла – это соотношение полезной мощности, сообщаемой греющему контуру, и мощности, потребляемой котлом.

Обдувка котла – периодическая очистка поверхности нагрева парового котла от продуктов сгорания (сажи, копоти).

Пар – газообразное состояние вещества в условиях, когда газовая фаза может находиться в равновесии с жидкой или твердой фазами того же вещества.

Паровой котел – устройство, служащее для получения водяного пара с давлением выше атмосферного за счет теплоты, выделяющейся при сгорании топлива. А также теплоты отходящих газов.

Теплоемкость – свойство материала при нагревании поглощать теплоту, а при охлаждении – отдавать ее.

Теплопередача – самопроизвольный необратимый процесс переноса энергии от более нагретых тел или участков тел к менее нагретым.

Теплопередача – физический процесс передачи тепловой энергии от более горячего тела к более холодному либо непосредственно (при контакте), либо разделяющую (тело или среды) перегородку из какого-либо материала.

Поверхности нагрева - металлические поверхности элементов котельного агрегата, которые с одной стороны соприкасаются с дымовыми газами, а с другой – с водой, паром или воздухом и, таким образом, служат для передачи теплоты от дымовых газов к воде, пару и воздуху.

Дымососы - предназначены для удаления дымовых газов из котельной установки, так как при наличии в котельном агрегате водяного экономайзера и воздухоподогревателя общее газовое сопротивление становится настолько большим, что естественная тяга, создаваемая дымовой трубой даже очень большой высоты, недостаточна для его преодоления.

Дутьевые вентиляторы - устанавливаются для того, чтобы при подаче воздуха в топку преодолеть сопротивление горелок или слоя топлива на решетке, а также сопротивление воздухоподогревателя.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1. Энтальпия 1 м³ газов и влажного воздуха (кДж/м³) и 1 кг золы (кДж/кг)

$\theta, ^\circ\text{C}$	$(c\theta)_{\text{CO}_2}$	$(c\theta)_{\text{N}_2}$	$(c\theta)_{\text{O}_2}$	$(c\theta)_{\text{H}_2\text{O}}$	$(c\theta)_{\text{в}}$	$(c\theta)_{\text{з}}$
100	169	130	132	151	132	80,8
200	357	260	267	304	266	169,1
300	559	392	407	463	403	263,7
400	772	527	552	629	542	360,0
500	996	664	699	794	684	458,5
600	1222	804	850	967	830	560,6
700	1461	946	1005	1147	979	662,9
800	1704	1093	1160	1335	1130	767,6
900	1951	1243	1319	1524	1281	874,0
1000	2202	1394	1478	1725	1436	984,0
1100	2457	1545	1637	1926	1595	1096,0
1200	2717	1695	1800	2131	1754	1206,0
1300	2976	1850	1963	2344	1913	
1400	3240	2009	2127	2558	2076	
1500	3504	2164	2294	2779	2239	
1600	3767	2323	2461	3001	2403	
1700	4035	2482	2629	3227	2566	
1800	4303	2642	2796	3458	2729	
1900	4571	2805	2968	3688	2897	
2000	4843	2964	3139	3926	3064	
2100	5115	3127	3307	4161	3232	
2200	5387	3290	3483	4399	3399	

Примечание. Энтальпия влажного воздуха (c_0)в приведена при влагосодержании $d_r=10$ г/м³.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ganapathy V., Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators. Design, Applications, and Calculations, CRC Press, 2003
2. Swapan Basu, Ajay Debnath, Power Plant Instrumentation and Control Handbook, 2010
3. Francisco Martha de Souza, Thermal Power Plant Performance Analysis, 2012, Springer Thermal Power Plants, Academic Press, 2014
4. S. S. Penner, S B. Alpert and V Bendanillo (Auth.), New Sources of Oil & Gas. Gases from Coal; Liquid Fuels from Coal, Shale, Tar Sands, and Heavy Oil Sources, Pergamon Press, 1982
5. David Tillman, N. Stanley Harding, Fuels of Opportunity: Characteristics and Uses In Combustion Systems, 2004
6. Marcio L. de Souza-Santos, solid fuels combustion and gasification - modeling simulation and equipment operation, CRC Press, 2004
7. Zhongyang Luo Michalis Agraniotis, Low-rank Coals for Power Generation, Fuel and Chemical Production, 2017
8. Tom Robl Anne Oberlink Rod Jones, Coal Combustion Products (CCPs), 2015
9. Rafael Kandiyoti Alan Herod Keith Bartle Trevor Morgan, Solid Fuels and Heavy Hydrocarbon Liquids: Thermal Characterization and Analysis, 2016
10. R.S. Amano, B. Sundén. Thermal Engineering in Power Systems. WIT Press 2008 USA, UK.
11. Robin Anthony Chaplin. Thermal Power Plants 1. Encyclopedia of Life Support Systems(EOLSS)
12. Электронасосы центробежные консольные моноблочные типа КМ. Паспорт Н01.47.09.00 ПС. ЗАО «Катайский насосный завод», 2006.
13. Проектирование топок с твердым шлакоудалением (дополнение к нормативному методу теплового расчета котельных агрегатов) / Под ред. В.В. Митора и Ю.Л. Маршака. - Л.: РИО НПО ЦКТИ им. И.И. Ползунова, 2001. - 118 с.

14. Назмеев Ю.Г. Теплообменные аппараты ТЭС / Ю.Г Назмеев, В.М. Лавыгин. — 2-е изд. М.: Издательство МЭИ, 2002.

15. Ковалев А.П., Лелеев Н.С., Виленский Т.В. Парогенераторы: Учебник для вузов / Под общей редакцией А.П.Ковалева. - М.: Энергоатомиздат, 2001. - 376 с.

16. Липов Ю.М. и др. Компоновка и тепловой расчет парового котла: Учебное пособие для вузов / Ю.М.Липов, Ю.Ф.Самойлов, Т.В.Виленский. - М.: Энергоатомиздат, 2003. - 208 с.

17. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод) / Под ред. С.И.Мочана. Изд. 3-е. - Л.: Энергия, 2000. - 256 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	3
ВВЕДЕНИЕ	5
Глава 1. Классификация и типы паровых котлов	6
1.1. Паровой котел. Общее устройство и определения	6
1.2.1. Паровые котлы с естественной циркуляцией	17
1.2.2. Паровые котлы с принудительной циркуляцией	19
1.2.3. Прямоточный паровой котел	20
1.3. Котельная установка	23
1.3.1. Топливоприготовление	24
1.3.2. Работа газовоздушного тракта котла	29
Глава 2. Поверхности нагрева паровых котлов	36
2.1. Теплоемкость поверхностей нагрева	36
2.2. Конструкции топочных экранов	39
2.2.1. Вертикальные топочные экраны котлов с естественной циркуляцией	41
2.2.2. Топочные экраны прямоточных котлов	45
2.2.3. Специальные конструкции экранов	48
2.3.1. Виды пароперегревателей	51
2.3.2. Компоновка пароперегревателей	56
2.4.1. Водяные экономайзеры	60
2.4.2. Воздухоподогреватели	64
Глава 3. Котельное топливо и его технические характеристики	76
3.1. Виды и состав топлив	76
3.1.1. Твердое и жидкое органическое топливо	76
3.1.2. Природный газ.	79
3.2. Теплота сгорания топлива	80
3.3. Общие технические характеристики топлив	83
3.4.1. Характеристики твердого топлива	88
3.4.2. Характеристики мазута	90
3.4.3. Характеристики природного газа	93
3.5. Размолоспособность топлива	94
3.5.1. Тонкость размола пыли	96
3.5.2. Затраты энергии на размол топлива	98

3.5.3. Характеристика угольной пыли	99
Глава 4. Основы организации топочных процессов и материальные балансы процессов горения	104
4.1. Основы кинетики химических реакций	104
4.2.1. Горение газового топлива	111
4.2.2. Горение твердого топлива	114
4.2.3. Горение жидкого топлива	119
4.3. Развитие и воспламенение топливно-воздушной струи в топочном объеме	121
4.4. Продукты сгорания топлива	126
4.5. Расчет энтальпий продуктов сгорания	133
Глава 5. Топочные устройства для сжигания топлив	137
5.1. Топочные камеры и горелки для сжигания твердых топлив	144
5.2. Газомазутные топки и горелки.	156
Глава 6. Эффективность работы и основы теплового расчета котла.	167
6.1. Общее уравнение теплового баланса котла.	167
6.2. Коэффициент полезного действия парового котла и котельной установки.	171
6.3.1. Потери теплоты с уходящими газами.	173
6.3.2. Потери теплоты с химическим недожогом топлива	178
6.3.3. Потери теплоты с механическим недожогом топлива.	179
6.3.4. Потери теплоты от наружного охлаждения.	181
6.3.5. Потери с физической теплотой удаляемых шлаков.	183
6.3.6. Оптимизация показателей работы парового котла по сумме тепловых потерь.	183
Глава 7. Эксплуатация паровых котлов.	191
7.1. Эксплуатационные режимы паровых котлов.	191
7.2. Статические характеристики парового котла в нерасчетных режимах работы.	197
7.3. Переходные процессы в котле при изменении нагрузки.	204
7.4. Регулирование температуры пара.	211
7.4.1. Методы парового регулирования температуры пара.	211
7.4.2. Методы газового регулирования.	219
7.5. Загрязнения и абразивный износ конвективных поверхностей нагрева.	223
7.6.1. Высокотемпературная коррозия.	232
7.6.2. Низкотемпературная коррозия.	235
7.7. Сокращение вредных выбросов в окружающую среду.	240
ГЛОССАРИЙ	247
ПРИЛОЖЕНИЕ	250
ЛИТЕРАТУРА	251

MUNDARIJA

BOSHLANG'ICH	3
KIRISH	5
1-bob. Bug ' qozonlarining tasnifi va turlari	6
1.1. Bug ' qozon. Umumiy qurilma va ta'riflar	6
1.2.1. Tabiiy aylanishi bilan bug ' qozonlari	17
1.2.2. Majburiy aylanma bug ' qozonlari	19
1.2.3. To'g'ri oqim bug ' qozon	20
1.3. Qozonxona o'rnatish	23
1.3.1. Yoqilg'i tayyorlash	24
1.3.2. Qozonning gaz-havo traktining ishi	29
2-bob. Bug ' qozonlarini isitish sirtlari	36
2.1. Isitish yuzalarining issiqlik hissi	36
2.2. Yonish ekranlari dizayni	39
2.2.1. Tabiiy aylanish bilan qozonlarning vertikal isitish ekranlari	41
2.2.2. To'g'ridan-to'g'ri ishlaydigan qozonlarning isitish ekranlari	45
2.2.3. Maxsus ekran dizaynlari	48
2.3.1. Bug ' isitgichlarining turlari	51
2.3.2. Bug ' isitgichlarining tuzilishi	56
2.4.1. Suv iqtisodchilari	60
2.4.2. Havo isitgichlari	64
3-bob. Qozon yoqilg'isi va uning texnik xususiyatlari	76
3.1. Yoqilg'i turlari va tarkibi	76
3.1.1. Qattiq va suyuq organik yoqilg'i	76
3.1.2. Tabiiy gaz.	79
3.2. Yoqilg'i yonishi issiqligi	80
3.3. Umumiy texnik xususiyatlari yoqilg'i	83
3.4.1. Qattiq yoqilg'ining xususiyatlari	88
3.4.2. Yoqilg'i neftining xususiyatlari	90
3.4.3. Tabiiy gaz xususiyatlari	93
3.5. Yoqilg'i hajmi	94
3.5.1. Tuproqning nozikligi	96
3.5.2. Yoqilg'i quyish uchun energiya sarfi	98

3.5.3. Ko'mir changining xususiyatlari	99
4-bob. Yonish jarayonlarini tashkil etish asoslari va yonish jarayonlarining moddiy muvozanati	104
4.1. Kimyoviy reaksiyalar kinetikasi asoslari	104
4.2.1. Gaz yoqilg'isini yoqish	111
4.2.2. Qattiq yoqilg'ining yonishi	114
4.2.3. Suyuq yoqilg'ining yonishi	119
4.3. Yoqilg'i-havo jeti olov hajmini ishlab chiqish va yoqish	121
4.4. Yoqilg'i yonish mahsulotlari	126
4.5. Yonish mahsulotlarining entalpiyalarini hisoblash	133
5-bob. Yonish uchun yonish qurilmalari	137
5.1. Qattiq yoqilg'ini yoqish uchun yonish kameralari va bruserlar	144
5.2. Gaz yoqilg'isi va burnerlar.	156
6-bob. Qozonning issiqlik hisob-kitobining samaradorligi va asoslari.	167
6.1. Qozonning issiqlik muvozanatining umumiy tenglamasi.	167
6.2. Bug ' qozon va qozonxonaning samaradorligi.	171
6.3.1. Chiqadigan gazlar bilan issiqlik yo'qotilishi.	173
6.3.2. Kimyoviy yonuvchan yonilg'i bilan issiqlik yo'qotish	178
6.3.3. Mexanik yonilg'i etishmovchiligi bilan issiqlik yo'qotilishi.	179
6.3.4. Tashqi sovutishdan issiqlik yo'qolishi.	181
6.3.5. Olib tashlangan shlaklarning jismoniy issiqligi bilan yo'qotish.	183
6.3.6. Issiqlik yo'qotish miqdori bo'yicha bug ' qozon ishlashini optimallashtirish.	183
7-bob. Bug ' qozonlarini ishlatish.	191
7.1. Bug ' qozonlarining operatsion usullari.	191
7.2. Hisoblash usullari bug ' qozon statik xususiyatlari.	197
7.3. Yuk o'zgartirganda qozondagi o'tish jarayonlari.	204
7.4. Bug ' harorati nazorat qilish.	211
7.4.1. Bug ' haroratini nazorat qilish usullari.	211
7.4.2. Gazni tartibga solish usullari.	219
7.5. Konvektiv isitish sirtlarining ifloslanishi va aşınması.	223
7.6.1. Yuqori haroratli korroziya.	232
7.6.2. Past haroratli korroziya.	235
7.7. Atrof muhitga zararli emissiyalarni kamaytirish.	240
LUG'AT	247
ILOVA	250
ADABIYOT	251

TABLE OF CONTENTS

FOREWORD	3
INTRODUCTION	5
<i>Chapter 1. Classification and types of steam boilers</i>	6
1.1. Steam boiler. General structure and definitions	6
1.2.1. Natural circulation steam boilers	17
1.2.2. Forced circulation steam boilers	19
1.2.3. Direct-flow steam boiler	20
1.3. Boiler plant	23
1.3.1. Fuel preparation	24
1.3.2. The operation of the gas-air path of the boiler	29
<i>Chapter 2. Heating surfaces of steam boilers</i>	36
2.1. Heat perception of heating surfaces	36
2.2. Firewall constructions	39
2.2.1. Vertical firewalls of natural circulation boilers	41
2.2.2. Burner screens of direct-flow boilers	45
2.2.3. Special screen designs	48
2.3.1. Types of superheaters	51
2.3.2. Superheaters layout	56
2.4.1. Water economizers	60
2.4.2. Air heaters	64
<i>Chapter 3. Boiler fuel and its technical characteristics</i>	76
3.1. Types and composition of fuels	76
3.1.1. Solid and liquid fossil fuels	76
3.1.2. Natural gas.	79
3.2. Heat of combustion of fuel	80
3.3. General technical characteristics of fuels	83
3.4.1. Solid fuel characteristics	88
3.4.2. Fuel oil characteristics	90
3.4.3. Natural gas characteristics	93
3.5. Grindability of fuel	94
3.5.1. Dust grinding fineness	96
3.5.2. Energy consumption for fuel grinding	98

3.5.3. Characteristics of coal dust	99
Chapter 4. Fundamentals of the organization of combustion processes and material balances of gorenje processes	104
4.1. Fundamentals of the kinetics of chemical reactions	104
4.2.1. Combustion of gaseous fuels	111
4.2.2. Gorenje solid fuels	114
4.2.3. Liquid fuel combustion gorenje	119
4.3. Development and ignition of the fuel-air jet in the furnace volume	121
4.4. Fuel combustion products	126
4.5. Calculation of the enthalpy of combustion products	133
Chapter 5. Combustion devices for fuel combustion	137
5.1. Combustion chambers and burners for solid fuels combustion	144
5.2. Gas-oil furnaces and burners.	156
Chapter 6. Efficiency of operation and the basics of thermal calculation of the boiler.	167
6.1. The general equation of the heat balance of the boiler.	167
6.2. The efficiency of the steam boiler and the boiler plant.	171
6.3.1. Heat loss from the exhaust gases.	173
6.3.2. Heat loss due to chemical underburning of fuel	178
6.3.3. Heat loss due to mechanical underburning of fuel.	179
6.3.4. Heat loss from external cooling.	181
6.3.5. Losses with the physical heat of the removed slags.	183
6.3.6. Optimization of the performance of the steam boiler by the amount of heat loss.	183
Chapter 7. Operation of steam boilers.	191
7.1. The operating modes of the steam boilers.	191
7.2. Static characteristics of a steam boiler in non-calculated operating modes.	197
7.3. Transients in the boiler when the load changes.	204
7.4. Steam temperature control.	211
7.4.1. Methods of steam control of the steam temperature.	211
7.4.2. Methods of gas regulation.	219
7.5. Contamination and abrasive wear of convective heating surfaces.	223
7.6.1. High-temperature corrosion.	232
7.6.2. Low-temperature corrosion.	235
7.7. Reduction of harmful emissions into the environment.	240
GLOSSARY	247
APPLICATION	250
LITERATURE	251