

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Нижнекамский химико-технологический институт (филиал)
федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего профессионального образования
«Казанский национальный исследовательский
технологический университет»

Д. Б. Вафин

КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ
И ПАРОГЕНЕРАТОРЫ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Нижнекамск
2013

УДК 621.183
В 23

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Нижекамского химико-технологического института (филиала)
ФГБОУ ВПО «КНИТУ»

Рецензенты:

Шигапов А.Б., доктор технических наук, профессор КГЭУ;
Горбачевский Н.И., кандидат технических наук.

Вафин, Д. Б.

В23 Котельные установки и парогенераторы: учебное пособие / Д.Б. Вафин.–
Нижекамск: Нижекамский химико-технологический институт (филиал)
ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2013. – 176 с.

Рассмотрены конструкционные особенности и принципы работы котельных агрегатов. Даны необходимые теоретические сведения о котельно-печном топливе, тепловых схемах котельных с паровыми или водогрейными котлами, назначении, устройстве и типах котельных установок, а также о вспомогательном оборудовании, используемом в котельных. Приведены методики расчета теплового баланса котлов, теплового расчета поверхностей нагрева отдельных узлов котла, расчета воздухоподогревателей. Даны сведения по подготовке воды для котельных установок.

Предназначено как учебное пособие для студентов энергетических специальностей, изучающих курс в течение одного семестра. Может быть использовано при курсовом проектировании.

УДК 621.183

© Д.Б. Вафин, 2013
© Нижекамский химико-технологический
институт (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2013

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1. Котловые агрегаты и их основные узлы	5
1.1. Схема котельной установки и основные определения	5
1.2. Паровые котлы с естественной циркуляцией	12
1.3. Прямоточные котловые агрегаты и агрегаты с наддувом	15
1.4. Компоновка и основные типы паровых котлов	19
1.5. Водогрейные котлы	22
1.6. Котлы утилизаторы	26
1.9. Топочные устройства котлов	27
1.8. Барабаны, устройства для сепарации пара от влаги	33
1.9. Конструкции радиационных экранов	37
1.10. Конструкции пароперегревателей	41
1.11. Водяные экономайзеры	46
1.12. Воздухоподогреватели	48
1.13. Каркас и обмуровка котельных установок	54
1.14. Приготовление твердого топлива к сжиганию	58
1.15. Системы подачи жидкого топлива	61
1.16. Газоснабжение котельных	63
2. Основы горения топлива и тепловой баланс котла	67
2.1. Общие понятия о топливе и горении	67
2.2. Теплота сгорания топлива и расход воздуха на горение	71
2.3. Расчет объемов продуктов сгорания и энтальпии газов	76
2.4. Тепловой баланс котельного агрегата	78
2.5. Расчет теплообмена в топочной камере	86
2.6. Расчет настенных радиационных поверхностей пароперегревателя ...	98
2.7. Тепловой расчет ширмовой поверхности пароперегревателя	103
3. Расчет конвективных поверхностей и воздухоподогревателя	116
3.1. Распределение давления в водопаровом тракте	116
3.2. Расчет конвективного пароперегревателя	117
3.3. Тепловой расчет водяного экономайзера	126
3.4. Расчет трубчатого воздухоподогревателя	132
3.5. Расчет регенеративного воздухоподогревателя	144
4. Подготовка воды для котельных установок	147
4.1. Основные показатели и нормы качества воды	147
4.2. Фильтрация и коагуляция воды	150
4.3. Внутрикотловое умягчение воды	150
4.4. Умягчение воды катионированием	152
4.5. Na- и H-катионирование	155
4.6. Деаэрация питательной воды	156
4.7. Продувка котельных агрегатов	156
Список использованной литературы	159
Приложение	160

Введение

Понятием «энергетика» охватывается широкий круг технических средств, предназначенных для выработки, преобразования, передачи и использования электрической, тепловой и других видов энергии, а также энергоносителей, таких как сжатый воздух, кислород и др. Повышение надежности и экономичности систем теплоснабжения зависит от работы теплогенерирующих установок, рационально спроектированной тепловой схемы котельной, широкого внедрения энергосберегающих технологий, экономии топлива, тепловой и электрической энергии. Энергосбережение и оптимизация систем производства и распределения тепловой энергии, корректировка энергетических и водных балансов позволяют улучшить перспективы развития теплоэнергетики и повысить технико-экономические показатели оборудования теплогенерирующих установок.

Энергетика и промышленное производство как основные взаимосвязанные отрасли народного хозяйства представляют собой совокупность предприятий, которые обеспечивают промышленную базу страны. Около 85 % электрической энергии России производится на тепловых электрических станциях (ТЭС) за счет сжигания органического топлива. Отдельные электрические станции работают параллельно на общую электрическую сеть и объединены в электрические системы. Помимо централизованного электроснабжения широко используется и централизованное снабжение теплотой в виде горячих воды и пара, вырабатываемых на некоторых электростанциях одновременно с электричеством – тепловые электрические центры (ТЭЦ).

Развитие систем централизованного и децентрализованного теплоснабжения промышленных предприятий и потребителей коммунально-бытовой сферы осуществляется путем максимального использования возможностей ТЭЦ, а также совершенствования тепловых схем котельных и внедрения современных конструкций паровых и водогрейных котлов.

В современных условиях повышаются требования к уровню технико-экономических и экологических показателей котельных установок. В последние годы разработан и освоен целый ряд высокоэкономичных котлов малой мощности.

В экономике России энергосбережение и энергосберегающие технологии являются приоритетными при внедрении их в производство. Эффективность, безопасность, надежность и экономичность работы оборудования котельных во многом определяются методом сжигания топлива, совершенством и правильностью выбора оборудования и приборов, своевременностью и качеством проведения пуско - наладочных работ, квалификацией и степенью подготовки обслуживающего персонала.

Покрытие дефицита энергии следует осуществлять за счет таких ее источников, которые были возобновляемыми, экологически чистыми. Такими источниками являются солнечная энергия, энергия ветра и биомассы, энергия морских волн и приливов, геотермальная энергия и ряд других нетрадиционных и возобновляемых источников энергии.

1. Паровые котлы и их основные узлы

1.1. Схема котельной установки и основные 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 и теплогенерирующих установках, которые потребляют более 30% всего добываемого топлива.

Котельная установка – это комплекс устройств, предназначенных для получения пара или горячей воды. Котельная установка может быть одной из составляющих тепловой электростанции или выполнять самостоятельные функции (отопление и горячее водоснабжение, технологическое водо- и пароснабжение).

В зависимости от назначения котельная установка состоит из парового или водогрейного котла и вспомогательного оборудования, обеспечивающего его работу. Последовательно включенные элементы котельной установки образуют тракты.

Топливный тракт – комплекс оборудования для подготовки топлива к сжиганию и подачи в топку. При использовании твердого топлива в него могут входить бункера, питатели сырого топлива и пыли, углеразмольные мельницы, мельничные вентиляторы, сепараторы, транспортеры, пылепроводы и т.п. При сжигании газа и мазута – газопроводы и мазутопроводы, расходомеры и регулирующая арматура.

Пароводяной тракт – представляет собой систему последовательно включенных элементов оборудования, в которых движется обогреваемый теплоноситель (поверхности нагрева котла, трубопроводы, барабаны, сепараторы, пароохладители и теплообменники в пределах котла, запорная и регулирующая арматура).

Газовоздушный тракт состоит из последовательно расположенных воздушного и газового трактов. Первый из них включает в себя совокупность оборудования для забора воздуха из атмосферы, нагрева и подачи его в топку котла (дутьевые вентиляторы, воздушные короба, воздухоподогреватели и горелочные устройства), второй – комплекс элементов котельной установки, по которым осуществляется движение продуктов сгорания (топка и другие газоходы котла, устройства для очистки дымовых газов, дымососы).

Паровой (водогрейный) котел – это устройство, в котором для получения пара (горячей воды) требуемых параметров используют теплоту, выделяющуюся при сгорании органического топлива. Основные элементы котла – топка и теплообменные поверхности.

Если в котле используют теплоту уходящих газов других технических устройств (ГТУ, технологических установок), его называют *котлом-утилизатором*. Котел-утилизатор в некоторых случаях не имеет топки и воздухоподогревателя, а его основные элементы – поверхности нагрева.

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

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

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

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

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

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

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

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

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.

Последовательность получения и использования пара и преобразования тепловой энергии в электрическую можно проследить на примере тепловой электрической станции, работающей на твердом топливе (рис. 1.1).

Каменный уголь поступает на электростанцию по железной дороге. Из вагонов 14 топливо выгружается в разгрузочном помещении 15 с помощью вагоноопрокидывателей в специальные бункеры, под которыми расположены конвейеры 16. Конвейерами топливо через дробильное помещение 12 подается в бункеры 5 сырого угля котельного цеха или на резервный склад 13. Перед подачей топлива из бункера сырого угля в топку 21 парового котла 9 его предварительно размалывают в мельницах 22 и одновременно высушивают горячим воздухом. До поступления к бункерам 6 угольной пыли поток пылевидного топлива проходит через сепаратор 7 для отделения крупных частиц топлива, которые возвращаются в мельницу для доизмельчения. Готовая пыль улавливается в циклонах 8, из которых ее перегружают в накопители – бункеры 6. Далее ее направляют в топку для сжигания в потоке воздуха. Воздух для сжигания и транспортировки приготовленной пыли подается с помощью дутьевого вентилятора 20. В топке 21 происходит сжигание угольной пыли, основная часть образующейся золы выносится с продуктами сгорания и направляются в золоуловитель 19, часть золы выпадает в каналы 18 гидрозолоудаления.

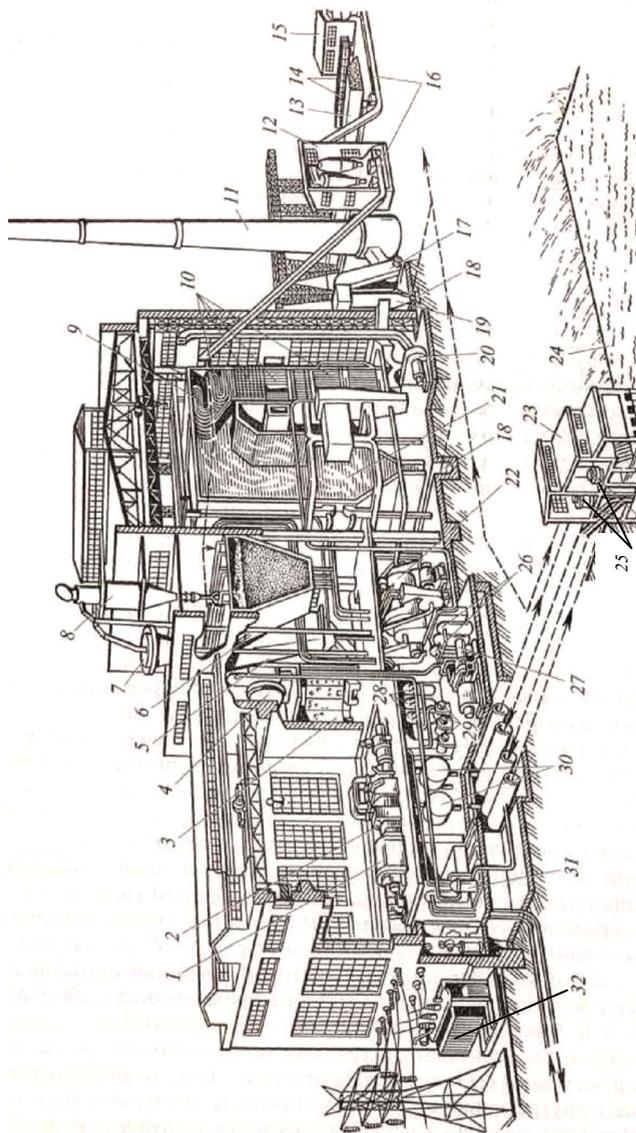


Рис. 1.1. Тепловая электрическая станция: 1) электрический генератор; 2) паровая турбина; 3) пульт управления; 4) деаэрагор; 5 и 6) бункера; 7) сепаратор; 8) циклон; 9) котел; 10) трубчатый экран; 11) дымовая труба; 12) дробильное помещение; 13) склад резервного топлива; 14) вагон; 15) разгрузочное устройство; 16) конвейер; 17) дымосос; 18) канал; 19) золоуловитель; 20) вентилятор; 21) топка; 22) мельница; 23) насосная станция; 24) источник воды; 25) циркуляционный насос; 26) подогреватель высокого давления; 27) питательный насос; 28) подогреватель низкого давления; 29) конденсатный насос; 30) конденсатор; 31) химводоочистка; 32) повышающий трансформатор

При горении топлива выделяется энергия химических реакций, которая поглощается поверхностями различных нагревательных аппаратов 10, находящимися в топочной камере, горизонтальном газоходе и опускной шахте.

Получаемый в процессе теплообмена пар направляется в паровую турбину 2, которая приводит в действие электрический генератор 1. Конденсат, полученный в конденсаторах, насосами 29 перекачивается в подогреватели 28 низкого давления и далее в деаэрактор 4, где при температуре, близкой к температуре насыщения, происходит удаление растворенных в воде газов, способных вызывать внутреннюю коррозию металлических частей оборудования.

В настоящее время в качестве топлива преимущественно используется природный газ, который по газопроводу поступает на территорию теплоэнергоцентрали (ТЭЦ) в газорегуляторный пункт (ГРП) или газорегуляторную установку (ГРУ), где давление газа снижают до рабочего и поддерживают его на заданном уровне. Из ГРП газ подается к газомазутным горелкам 34 (рис. 1.2), которые по конструкции существенно отличаются от горелок для твердого топлива.

В качестве резервного топлива обычно используется мазут, который из мазутохранилища 32, обогреваемого паром через фильтры тонкой очистки 33 насосами 31 подается в горелку 34 и после смешивания с воздухом сгорает.

Котельный агрегат имеет топку 1 с расположенными в ней испарительными трубами 4, верхний 2 и нижний 35 барабаны, конвективный пароперегреватель 22, пароперегреватель 21, водяной экономайзер 23.

Воздух, необходимый для сжигания газа, забирается из верхней части котельной и по воздухозаборному коробу 24 с помощью дутьевого вентилятора подается в воздухоподогреватель 26. В трубчатом воздухоподогревателе, где обеспечивается перекрестное движение воздуха по отношению к газам, осуществляется нагрев воздуха, поступающего в горелки. Это приводит к дополнительному снижению температуры газов на выходе из котла до 120...160 °С.

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 21, состоящий из большого числа согнутых U - образных труб (змеевиков) диаметром 32...42 мм, объединенных входным и выходным коллекторами.

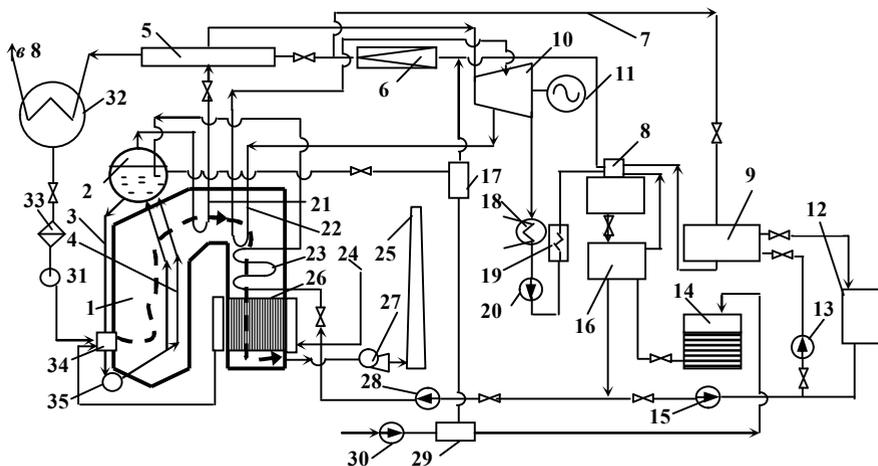


Рис. 1.2. Упрощенная технологическая схема ТЭЦ: 1) топка; 2) верхний барабан-сепаратор; 3) опускные трубы; 4) парообразующие трубы; 5) паросборный коллектор; 6) редукционная установка; 7) паропровод к бойлеру; 8) деаэратор; 9) пароводяной бойлер; 10) турбина; 11) генератор; 12) потребитель; 13) сетевой насос; 14) система химической очистки воды; 15) подпиточный насос; 16) охладитель деаэрированной воды; 17) расширитель непрерывной продувки; 18) конденсатор; 19) подогреватель низкого давления; 20) конденсатный насос; 21) пароперегреватель; 22) промежуточный пароперегреватель; 23) экономайзер; 24) воздухозаборный короб; 25) дымовая труба; 26) воздухоподогреватель; 27) дымосос; 28) питательный насос; 29) подогреватель сырой воды; 30) насос; 31) насос мазута; 32) мазутохранилище; 33) фильтр; 34) горелочное устройство; 35) нижний коллектор топочного экрана

Продукты сгорания на выходе из топки при температуре около 1000 °С омывают змеевиковые трубные поверхности перегревателей, а затем змеевиковые поверхности экономайзера. Таким образом, 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.

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.

Пар поступает в общий сборный коллектор 5, откуда направляется в турбину и технологическим потребителям. Часть пара после снижения давления в редукционной установке 6 подается в деаэратор 8, где происходит удаление из питательной воды растворенных в ней агрессивных газов.

Для получения горячей воды, расходуемой на технологические нужды и теплоснабжение, в котельной установлен пароводяной бойлер 9. Пар в бойлер поступает из общего паросборного коллектора 5 по специальному паропроводу 7. Сетевая вода сетевым насосом 13, установленным на обратной линии, подается для нагрева в бойлер, из которого поступает в прямую линию системы теплоснабжения к потребителям теплоты 12. Подпитка тепловой сети осуществляется подпиточным насосом 15, забирающим воду из деаэратора, общего для системы теплоснабжения и питания котла. Для уменьшения соледержания котловой воды из барабана 2 по трубопроводу через расширитель 17 производится непрерывная продувка. Котловая вода в результате снижения давления в расширителе вскипает. Образующийся при этом пар поступает в паровую линию к деаэратору, а горячая вода – в подогреватель сырой воды 29, которая насосом 30 подается в систему 14 химической подготовки воды. Химически очищенная вода перед поступлением в деаэратор подогревается в охладителе 16 деаэрированной воды. Деаэрированная вода питательным насосом 28 направляется в водяной экономайзер 23 котла.

Паротурбинная установка, используемая для получения электрической энергии за счет теплоты сгорающего топлива, называется энергоблоком. Энергоблок состоит из трех основных агрегатов: парового котла, паровой турбины 10 и электрогенератора 11. 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. Отработанный в турбине пар поступает в конденсатор 18, откуда конденсатным насосом 20 направляется в подогреватель 19 низкого давления и далее в деаэратор.

1.2. Паровые котлы с естественной циркуляцией

Паровой котел – это устройство для выработки пара с давлением намного выше атмосферного за счет теплоты сжигания органического топлива.

Принципиальная схема современной котловой установки с естественной циркуляцией показана на рис. 1. 3. Природный газ, мазут или угольная пыль вдувается в топочную камеру вместе с необходимым для горения воздухом через горелки.

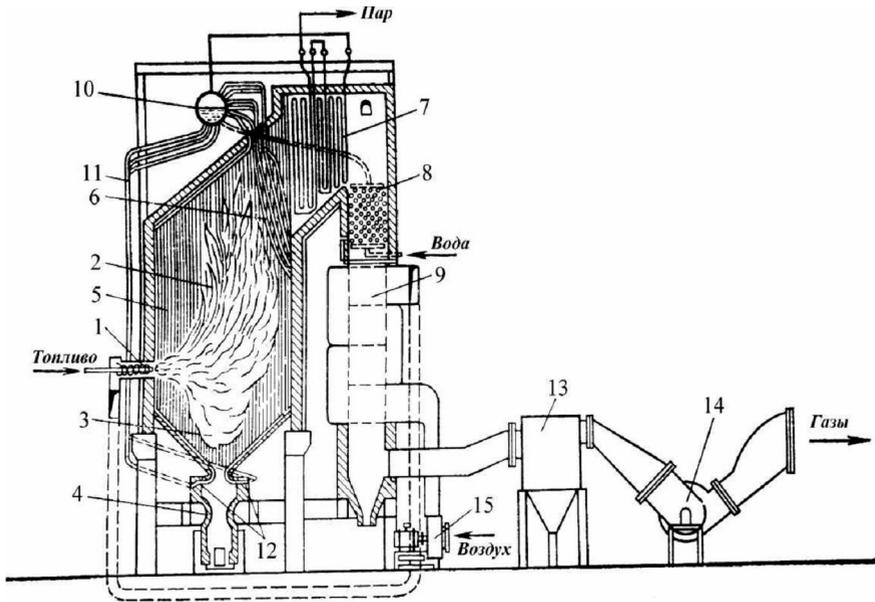


Рис. 1.3. Схема котловой установки с естественной циркуляцией: 1) горелки; 2) топка; 3) холодная воронка; 4) шлаковая шахта; 5) трубы экрана; 6) фестон; 7) пароперегреватель; 8) водяной экономайзер; 9) воздухоподогреватель; 10) барабан; 11) опускные трубы; 12) коллекторы; 13) золоуловитель; 14) дымосос; 15) дутьевой вентилятор

Углеводородное топливо в топочной камере сгорает, образуя факел, в ядре которого температура достигает 1800...2270 К.

Стены топочной камеры покрыты трубами, образующими радиационные поверхности нагрева (экраны). По ним циркулирует вода и пароводяная смесь, образующаяся под действием излучения факела.

При этом продукты сгорания охлаждаются, на выходе из топочной камеры их температура обычно снижается до 1270...1470 К.

Омывая разреженный пучок труб (фестон) или отдельные змеевики пароперегревателя (ширмы), дымовые газы передают им теплоту частично, конвекцией, частично радиацией и далее поступают в горизонтальный газоход, в котором располагаются змеевики, конвективного пароперегревателя. По змеевикам движется пар, который, отнимая теплоту от продуктов сгорания, перегревается до температуры 790...830 К (510...560 °С). Продукты сгорания, охлажденные в пароперегревателе до 800...900 К, направляются в вертикальный опускной газоход, в котором расположены трубы водяного экономайзера. По трубам проходит питательная вода, которая нагревается и поступает в барабан котлоагрегата для пополнения испарившейся в экранях воды. Далее продукты сгорания поступают в воздухоподогреватель, где, проходя внутри трубок, подогревают воздух, подаваемый затем через горелки в топку. Дымовые газы охлаждаются в воздухоподогревателе до температуры 110...180 °С (380...450К) и поступают в золоуловитель, в котором отделяется летучая зола в случае сжигания угля, а затем дымососом выбрасываются в атмосферу через дымовую трубу. Холодный воздух забирается дутьевым вентилятором сверху котельной и подается через воздухоподогреватель и воздухопроводы в топку.

К барабану присоединены многочисленные трубы экранов, по которым в него поступает пароводяная смесь. Пар в барабане отделяется от воды и поступает в пароперегреватель, а оставшаяся вода смешивается с подаваемой питательной водой и по опускным необогреваемым трубам, расположенным снаружи топочной камеры, поступает к нижним коллекторам экранов. Из коллекторов вода распределяется по трубам экрана и, поднимаясь по ним, частично испаряется за счет излучения факела; образовавшаяся пароводяная смесь поступает в барабан.

Подъем пароводяной смеси по трубам экранов и опускание воды по опускным трубам, т. е. естественная циркуляция, происходят за счет разности плотностей воды в опускных трубах и пароводяной смеси в трубах экрана. Поэтому барабанные котловые агрегаты называются котлами с естественной циркуляцией. Кратность циркуляции (отношение расхода воды, проходящего через циркуляционный контур, к расходу пара, производимого в нем) в таких топках изменяется от 10 до 100.

В паровых котлах с многократной принудительной циркуляцией поверхности нагрева выполняются в виде змеевиков, образующих циркуляционные контуры. Движение воды и пароводяной смеси в та-

ких контурах осуществляются с помощью циркуляционного насоса. Кратность циркуляции в этих котлах изменяется от 5 до 10.

Для большего охлаждения факела у многих современных котловых агрегатов паропроизводительностью 400 т/ч и выше топочную камеру делят на две части двухсветным экраном, трубы которого обогреваются лучистой теплотой факела с обеих сторон. В такой топке – две холодные воронки, в которых происходят охлаждение и затвердевание выпавших из факела частиц спекшейся золы, образующих шлак.

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.

Пароперегреватель современного котлоагрегата, в который поступает пар из барабана, называется первичным пароперегревателем. Расширение пара в турбине приводит к тому, что из него выделяются капли влаги, т. е. пар частично конденсируется на последних лопатках турбины, что недопустимо, так как в результате сильных ударов этих капель быстрее изнашиваются детали турбин. Во избежание этого, а также для повышения экономичности работы установки в современных котлоагрегатах с рабочим давлением 13,7 МПа (140 кгс/см²) и выше применяется вторичный перегрев пара в промежуточном пароперегревателе, служащем для перегрева пара, возвращаемого из промежуточных ступеней турбины.

В котлоагрегатах среднего давления на перегрев первичного пара затрачивается около 20 % всей теплоты, воспринимаемой котлоагрегатом от дымовых газов. В котлоагрегатах с рабочим давлением 13,7 МПа (140 кгс/см²) на долю пароперегревателя приходится около 35 % воспринимаемой котлоагрегатом теплоты, а при наличии промежуточного перегрева пара – до 50 % теплоты.

В котлоагрегатах сверхкритического давления выше 22,1 МПа (225 кгс/см²) на перегрев пара затрачивается еще большая доля теплоты. Поэтому первичные пароперегреватели современных котлоагрегатов высокого и сверхкритического давления имеют три части: радиационную, полурadiационную и конвективную. Радиационная часть пароперегревателя может покрывать часть стен и потолок топочной камеры. Полурadiационную часть выполняют в виде ширмового пароперегревателя и обычно располагают в зоне выхода дымовых газов из топки.

Конвективная часть состоит из змеевиков, которые собирают в пакеты и размещают в газоходах котлоагрегата за топочной камерой.

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.

В настоящее время принято считать, что создание надежно работающих котлоагрегатов с естественной циркуляцией возможно лишь для рабочего давления не выше 18,1 МПа (185 кгс/см²). В России серийные котлоагрегаты с естественной циркуляцией выпускаются с наибольшим рабочим давлением 13,5 МПа (140 кгс/см²). Котлоагрегаты с давлением выше 18,1 МПа (185 кгс/см²) выполняют прямоточными.

1.3. Прямоточные котловые агрегаты и агрегаты с наддувом

Дальнейшим развитием типов паровых котлов явилось создание так называемых прямоточных котлов (рис. 1.4.)

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. При переменных режимах рабо-

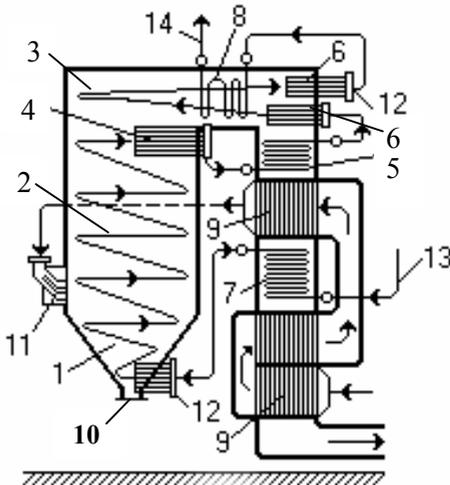


Рис. 1.4. Прямоточный водотрубный котел: 1) топка; 2) нижний трубчатый экран; 3) верхний экран; 4) обогреваемые парообразующие трубы; 5) переходная зона; 6) коллектор; 7) экономайзер; 8) пароперегреватель; 9) воздухоподогреватель; 10) колосниковая решетка; 11) горелка; 12) распределительный коллектор; 13) вход воды в котел; 14) выход пара

ты изменяется положение границ между ними, что влияет на выходные параметры пара и, прежде всего, на температуру пара.

В прямоточных котлоагрегатах циркуляция пароводяной смеси в трубах происходит принудительно при помощи питательных насосов. На пути движения рабочей среды помещают смесительные коллекторы, разделяющие всю поверхность нагрева на водяной экономайзер, радиационную часть, переходную зону и пароперегреватель.

В водяном экономайзере вода не нагревается до температуры кипения, так как равномерное распределение пароводяной смеси по виткам радиационной части крайне затруднительно.

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.

Первые прямоточные котлоагрегаты конструкции Рамзина (рис. 1.4) имели почти горизонтальную навивку труб 4 топочной камеры. В нижние концы этих труб входит вода, нагретая в водяном экономайзере 7, а из верхних концов выходит пароводяная смесь. Расположение труб на фронтальной и задней стенках топки горизонтальное, а на боковых стенках – с небольшим уклоном. Эти трубы называются радиационной частью котлоагрегата; в них большая часть воды превращается в пар, воспринимая теплоту путем радиации.

В современных прямоточных котлоагрегатах на сверхкритическое давление радиационная часть выполнена в виде панелей – прямых вертикальных или изогнутых труб (рис. 1.5).

В котлоагрегатах большой паропроизводительности по высоте топочной камеры располагают нижнюю радиационную часть (НРЧ), верхнюю радиационную часть (ВРЧ), а иногда и среднюю радиационную часть (СРЧ).

Все панели радиационной части топки имеют входные и выходные коллекторы, соединенные между собой необогреваемыми перепускными трубами. Из труб радиационной части пароводяная смесь направляется в дополнительную поверхность нагрева, называемую переходной зоной, где происходит испарение воды, находящейся в пароводяной смеси и частичный перегрев пара (на 50...60°C). Необходимость устройства переходной зоны диктуется тем, что в прямоточном котлоагрегате вода полностью испаряется в трубах за один ход. При этом часть находящихся в воде солей оседает на внутренней поверхности сравнительно небольшого участка труб переходной зоны, в которой завершается испарение воды, исключая тем самым, занос солей

капельками влажного пара в пароперегреватель котлоагрегата при изменении режима его работы.

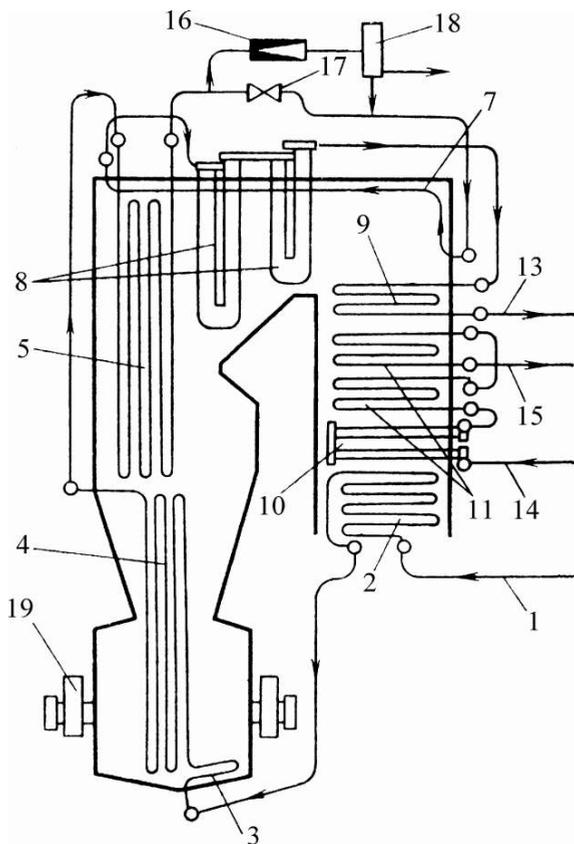


Рис. 1.5. Схема прямоточного котлоагрегата сверхкритического давления; 1) вход питательной воды; 2) водяной экономайзер; 3) подовый экран; 4) НРЧ; 5) ВРЧ; 6) переходная зона; 7) потолочный экран; 8) ширмовый перегреватель; 9) конвективная часть первичного пароперегревателя; 10) газопаровой теплообменник; 11) промежуточный пароперегреватель; 12) воздухоподогреватель; 13) выход первичного пара из котлоагрегата; 14 и 15) вход и выход пара из промежуточного пароперегревателя; 16) дроссельный клапан; 17) встроенная задвижка; 18) растопочный сепаратор; 19) пылеугольная горелка

Переходная зона выделена в отдельный конструктивный элемент, расположенный между пароперегревателем и верхней секцией

воздухоподогревателя, в зоне более низкой температуры дымовых газов, где небольшой слой накипи, оседающей на внутренних стенках труб, создает меньшую опасность перегрева металла труб.

Из переходной зоны пар поступает в пароперегреватели. Таким образом, вода проходит весь тракт без многократной циркуляции, напрямую, в связи с чем такие котлоагрегаты и называются прямоточными.

Принудительное движение воды и пароводяной смеси (среды) в прямоточных котлоагрегатах позволяет применять повышенную скорость движения среды и соответственно трубы меньшего диаметра по сравнению с котлоагрегатами с естественной циркуляцией. Из-за повышенной скорости движения среды расход электроэнергии на привод питательного насоса для прямоточных котлоагрегатов выше, чем для котлоагрегатов с естественной циркуляцией.

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 $0,1p_{п.п}$ 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 $p'_{эк} = 1,22p_{п.п} = 1,22 \cdot 25,5 = 31,1$ МПа.

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 последние годы получили распространение котельные агрегаты, работающие без дымососов, под наддувом, создаваемым дутьевыми вентиляторами (воздуходувками). В топке и газоходах этих котлоагрегатов устанавливается избыточное давление, которое и создает движение и удаление дымовых газов. Давление в топке $3,5 \dots 6,0$ кПа ($350 \dots 600$ мм вод. ст.).

Котлоагрегаты, работающие под наддувом, не имеют присосов холодного воздуха, вследствие чего их коэффициент полезного действия (КПД) несколько выше за счет уменьшения потерь теплоты с уходящими газами. Необходимая плотность газового тракта котлоагрегата обеспечивается изготовлением стен топки, переходного газохода и конвективной шахты из цельносварных трубных панелей с газоплотной обмазкой. Схема циркуляции воды, пароводяной смеси и пара в таких котлах аналогична как и у котлоагрегатов с естественной и принудительной циркуляцией.

1.4. Компоновка и основные типы паровых котлов

Компоновка котлового агрегата чаще всего выполняется по П-образной схеме (рис. 1.3), имеющей два вертикальных и один горизонтальный газоход.

В первом вертикальном газоходе расположена топка с радиационными поверхностями нагрева и движение газов в нем направлено вверх; в горизонтальном газоходе размещается пароперегреватель, а во втором вертикальном газоходе – конвективные поверхности нагрева – пароперегреватель, водяной экономайзер и воздухоподогреватель. Здесь движение газов происходит сверху вниз. Иногда воздухоподогреватель устанавливается отдельно.

Основными преимуществами П-образной компоновки являются возможность размещения тягодутьевых и золоулавливающих устройств на уровне земли, что значительно уменьшает нагрузку на строительные конструкции здания, облегчает их и удешевляет. Уменьшается также площадь котельной за счет меньшего размера котлоагрегата, расположенного по длине здания.

Кроме П-образной котлоагрегаты имеют и другие компоновки. Таганрогским котлостроительным заводом изготавливаются котлоагрегаты с естественной циркуляцией паропроизводительностью 500 т/ч (ТП-90) и 640 т/ч (ТП-100), имеющие Т-образную компоновку. При этой компоновке (рис. 1.6 а) топка расположена между двумя вертикальными опускными конвективными газоходами. В горизонтальном газоходе расположены ширмы и конвективные части первичного пароперегревателя. В опускных газоходах размещены конвективный промежуточный пароперегреватель, водяной экономайзер и воздухоподогреватель. Подольским машиностроительным заводом созданы прямоточные котлоагрегаты Т-образной компоновки паропроизводительностью 1000 и 1650 т/ч. Котлоагрегаты с Т-образной компоновкой получают большое распространение при сжигании низкокалорийных углей: разрабатываются котлы типа П-67 паропроизводительностью 2650 т/ч (ЗиО) для сжигания канско-ачинских углей и ТПП-804 паропроизводительностью 2650 т/ч (ТКЗ) для сжиганий донецких и кузнецких углей.

На рис. 1.6 б представлен котлоагрегат ТП-67 Таганрогского котлостроительного завода, имеющий N - образную компоновку, предназначенный для сжигания сланцев и других топлив с очень легкотопкой золой.

Во избежание сильного налипания золы на трубах весь пароперегреватель выполнен в виде вертикальных ширм с шагом 0,5 м, что и потребовало устройства третьего вертикального газохода.

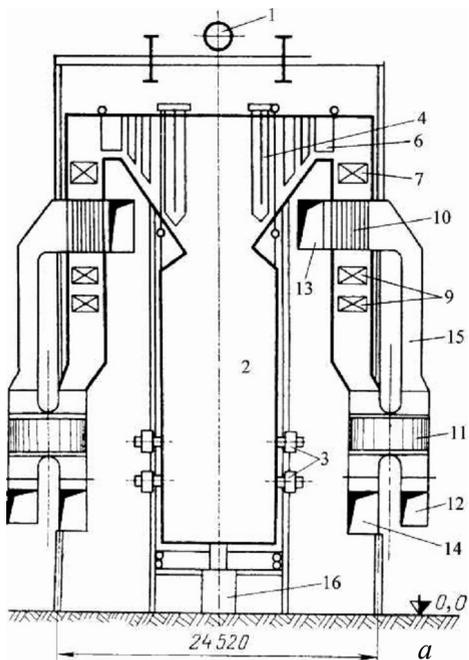
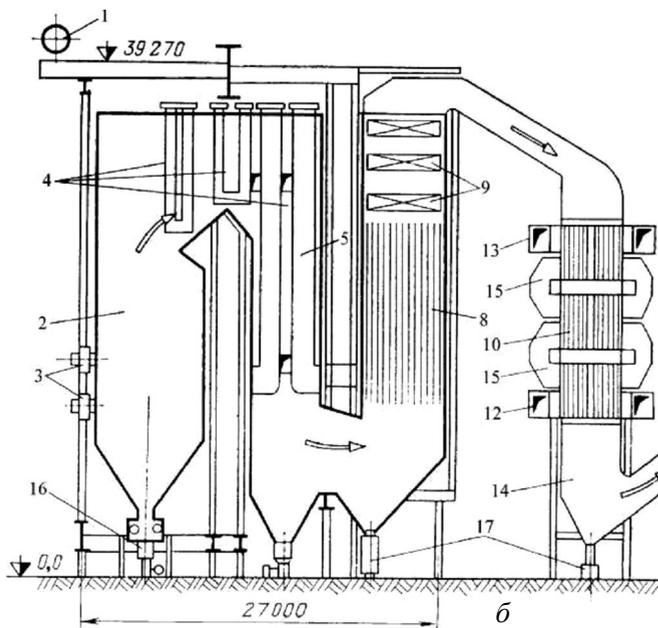


Рис. 1.6. Варианты компоновки котлоагрегатов: *а*) котлоагрегат ТП-100; *б*) котлоагрегат ТП-67; 1) барабан; 2) топка; 3) горелка; 4) ширмы первичного пароперегревателя; 5) ширмы промежуточного пароперегревателя; 6) конвективный первичный пароперегреватель; 7) конвективный промежуточный пароперегреватель; 8) ширмы экономайзера; 9) конвективный экономайзер; 10 и 11) трубчатый и регенеративный воздухоподогреватели; 12 и 13) вход и выход воздуха из воздухоподогревателя; 14) выход дымовых газов из котлоагрегата; 15) воздуховод; 16) аппарат гидравлического шлакоудаления; 17) аппарат для удаления летучей золы



Разрабатываются варианты конструкций мощных котлоагрегатов с башенной компоновкой, при которой продукты сгорания в топке и конвективной шахте движутся вверх. Преимуществами этой компоновки являются минимальная площадь, занимаемая котлоагрегатом, минимальное газовое сопротивление и более равномерное омывание газами конвективных поверхностей нагрева. Недостатками такой компоновки являются сложность конструкций для крепления конвективных поверхностей и размещение на большой высоте выходных пакетов пароперегревателей и вентиляторов.

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

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

В зависимости от паропроизводительности различают котлы малой (до 20...25 т/ч), средней (от 35...50 до 160...220 т/ч) и большой паропроизводительности (от 220...250 т/ч и выше). По давлению пара различают котлы низкого до 1 МПа, среднего от 1 до 10 МПа, включительно, высокого давления от 10 до 22,5 МПа, сверхкритического давления выше 21,5 МПа.

В обозначениях типов котельных агрегатов могут быть применены следующие сокращения: Пр – котел с принудительной циркуляцией; Прп – с принудительной циркуляцией и промежуточным перегревом пара; Е – с естественной циркуляцией; Еп – с естественной циркуляцией и промежуточным перегревом пара; Пп – прямоточный с промежуточным перегревом пара; Кп – с комбинированной циркуляцией и промежуточным перегревом пара.

Для обозначения вида топлива и типа топки установлены следующие буквы: К – каменный уголь; Б – бурый уголь; С – сланцы; М – мазут; Г – газ; Д – другие виды топлива; Т – камерная топка с твердым шлакоудалением; Ж – камерная топка с жидким шлакоудалением; Р – слоевая топка; В – вихревая топка; Ц – циклонная топка; Ф – топка с кипящим слоем.

Первое число в обозначении парового агрегата после типа – паропроизводительность (т/ч), второе – абсолютное давление пара (МПа или ат), далее – температура пара и промежуточного перегрева пара, затем проставляются буквы, обозначающие вид топлива и тип топки, и если котел работает с наддувом, добавляется буква Н.

Примеры условных обозначений котельных агрегатов:

Е-10-1,4Р – котел паровой с естественной циркуляцией, паропроизводительность 10 т/ч, с давлением пара 1,4 МПа для производ-

ства насыщенного пара со слоевой топкой для сжигания угля;

Е-100-2,4-250СФ -- котел паровой с естественной циркуляцией, парапроизводительностью 100 т/ч, с абсолютным давлением пара 2,4 МПа, температурой пара 250 °С для сжигания сланца в топке с кипящим слоем;

Пп-1650-25-545/542 КЖ – котел прямоточный с промежуточным перегревом пара, с абсолютным давлением пара 25 МПа, температурой пара 545 °С и промежуточного перегрева -- 542 °С для сжигания каменного угля с жидким шлакоудалением.

КВ-ГМ-120-150 – котел водогрейный с топкой для сжигания газа и мазута теплопроизводительностью 10 Гкал/ч (11,63 МВт) и температурой воды на выходе из котла 150 °С.

Заводы изготовители иногда используют другие системы маркировки, например, **ДКВР-10-13** – двухбарабанный котел, водотрубный реконструированный с парапроизводительностью 10 т/ч и давлением пара 1,3 МПа (т.е. это агрегат типа Е).

1.5. Водогрейные котлы

Водогрейный котел – устройство, имеющее топку, обогреваемое продуктами сжигаемого топлива, и предназначенное для нагревания воды, находящейся под давлением выше атмосферного и используемой в качестве теплоносителя вне самого устройства. Температура воды на выходе из котлов в зависимости от их теплопроизводительности может составлять 95, 115, 150 и 200 °С.

Все водогрейные котлы можно разделить на газотрубные и водотрубные. По материалу, из которого изготовлены водогрейные котлы, их можно разделить на стальные и чугунные. Чугунные котлы отличаются большей коррозионной стойкостью.

По характеру циркуляции воды (независимо от конструкции) все водогрейные котлы являются прямоточными.

Водогрейный котел состоит из топочного устройства и тепловоспринимающих поверхностей, которые для водотрубных котлов делятся на топочные экраны, выполненные из отдельных панелей, представляющих собой ряд параллельно включенных труб, объединенных входными и выходными коллекторами, и конвективные поверхности нагрева, в большинстве случаев набираемые из змеевиков.

Чугунные водогрейные котлы работают при давлении воды в системе не более 0,6 МПа. Максимальная температура нагреваемой воды – 95 °С, теплопроизводительность, как правило, не превышает 2 МВт. Допускается работа котлов с температурой до 115 °С при рабочем давлении в системе отопления не ниже 0,35 МПа.

Существуют специализированные чугунные секционные котлы, предназначенные для сжигания газообразного и жидкого топлива, а также для сжигания твердого топлива. Последние могут быть переведены на сжигание газообразного топлива при соответствующей переделке.

Помимо секционных чугунных котлов в отопительных котельных широко используются *стальные водотрубные котлы* следующих типов: ТВГ, КВГ, КВ-ГМ и ПТВМ.

Теплофикационный водогрейный газовый котел ТВГ представляет собой прямоточный секционный теплогенератор с принудительной циркуляцией воды, оборудованный отдельным дымососом и вентилятором. Котлы ТВГ выпускаются теплопроизводительностью 4,65 МВт (ТВГ-4) и 9,3 МВт (ТВГ-8). Особенностью котлов является развитая радиационная поверхность. Котлы ТВГ-4 и ТВГ-8 имеют три двухсветных экрана и четыре горелки. Двухсветные экраны делят топку на четыре отсека. Кроме того, каждый котел имеет два односветных экрана, расположенных у стенок, и потолочный экран, частично переходящий во фронтальной экран.

Конвективная поверхность нагрева состоит из двух секций с верхними и нижними коллекторами, соединенными между собой восемью стояками, в каждый из которых вварены по четыре П-образных змеевика. Змеевики располагаются параллельно фронту котла в шахматном порядке. Для направления движения воды по змеевикам в стояках есть перегородки.

Для сжигания газа используются подовые горелки с прямой щелью, заканчивающейся сверху внезапным расширением. Горелки размещены между вертикальными топочными экранами.

В настоящее время вместо котлов ТВГ выпускаются *газовые водогрейные котлы типа КВ-Г* теплопроизводительностью 4,65 и 7,56 МВт. Это прямоточные секционные котлы, работающие на газовом топливе. Котлы рассчитаны на подогрев воды от 70 до 150 °С с качественным регулированием отпусков тепла, т.е. с постоянным расходом воды через котел. Температура воды на входе в котел поддерживается постоянной, равной 70 °С на всех нагрузках. Котлы КВ-Г представляют собой трубную систему, скомпонованную в одном транспортабельном блоке. Трубная система состоит из радиационной и конвективной поверхностей нагрева.

Радиационные поверхности нагрева котлов КВ-Г образуются левым и правым боковыми экранами, двумя двухсветными экранами и потолочным экраном. Конвективная поверхность нагрева состоит из П-образных ширм.

Котлы оборудованы одной ротационной газомазутной горелкой типа РГМГ соответствующей теплопроизводительности. Топочная камера котлов, как и конвективная шахта, полностью экранирована мембранными панелями.

В последнее время в энергетической промышленности большое внимание уделяется разработке и выпуску новых *жаротрубно-дымогарных* водогрейных котлов. Они приходят на смену стальным водотрубным и чугунным водогрейным котлам.

Современные водогрейные и паровые котлы малой и средней мощности часто выполняют жаротрубными или жарогазотрубными. На рис. 1.7 приведен комбинированный жарогазотрубный котел Unimat международной компании LOOS. Топочная камера котла выполнена в виде жаровой трубы 7, омываемой с боковых сторон водой. Продукты сгорания из жаровой трубы поступают в конвективную газотрубную поверхность 5, в которой совершают двухходовое движение, а затем по газоходу 10 покидают котел.

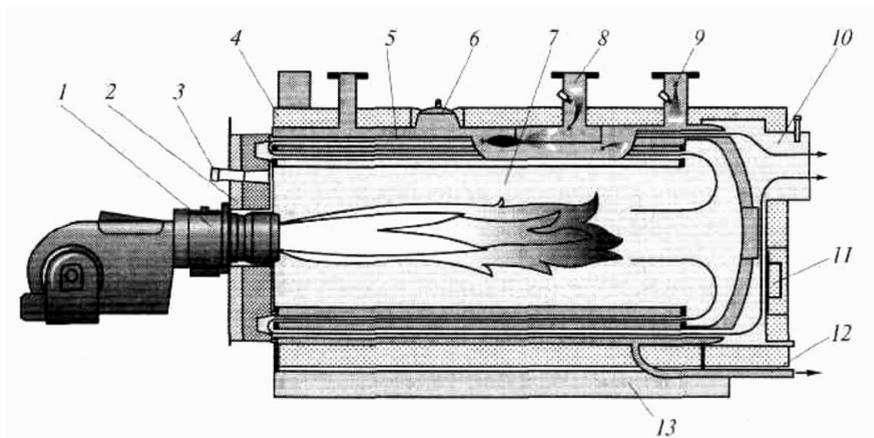


Рис. 1.7. Водогрейный котел Unimat: 1) горелка; 2) дверца; 3) гляделка; 4) тепловая изоляция; 5) газотрубная поверхность нагрева; 6) лючок в водяное пространство котла; 7) жаровая труба; 8) патрубок подвода воды в котел; 9) отводной патрубок; 10) выход продуктов горения; 11) смотровое окно; 12) дренажный трубопровод; 13) опорная рама

Подвод воды в котел осуществляется через патрубок 8, а для отвода горячей воды служит патрубок 9. Наружные поверхности котла имеют тепловую изоляцию 4. Для слива из котла предусмотрен дренажный трубопровод 12. Эти котлы отличаются высоким КПД,

низкими выбросами газообразных отходов, компактностью, высокой степенью автоматизации, простотой эксплуатации и надежностью.

Относительно большой объем топки, и невысокая плотность тепловыделения в топке ($0,4...0,6 \text{ МВт/м}^3$) обеспечивают полное сгорание топлива. Трехходовое движение дымовых газов обеспечивает высокую эффективность радиационного теплообмена в жаровой трубе и конвективного теплообмена в газотрубной части котла.

Увеличение производства новых конструкций жаротрубных котлов обосновано их меньшей стоимостью по сравнению с водотрубными и чугунными котлами, простотой монтажа, хорошей ремонтпригодностью, большей степенью автоматизации, а также способностью работать при давлении в топке выше атмосферного (под наддувом). Кроме того, необходимо отметить, что все вновь вводимые современные котлы работают на природном газе низкого давления, что существенно повышает надежность теплоснабжения во время максимума отопительной нагрузки.

Существует также большое число котлов с реверсивной топкой, в которых дымовые газы, достигнув дна топки, поворачивают на 180° и по периферии топки направляются к фронту котла. В полости между передней водоохлаждаемой крышкой и передней трубной доской газы поворачивают на 180° и проходят конвективный газоход.

Вода из обратного трубопровода поступает в барабан котла и опускается вниз, омывая снаружи трубы третьего газохода, жаровую трубу, трубы второго газохода, развернувшись, поднимается вверх и отводится через выходной патрубок, расположенный в передней части корпуса котла.

При ряде вышеуказанных преимуществ жаротрубно-дымогарные котлы имеют ряд недостатков по сравнению с водотрубными котлами. В первую очередь – это меньшая надежность, что обусловлено высокими топочными напряжениями ($q_v = 1000...1500 \text{ кВт/м}^3$) и температурами газов на выходе из жаровой трубы ($1100...1300 \text{ }^\circ\text{C}$). Данные параметры существенно усложняют условия для работы металла жаровой трубы, трубных решеток и труб конвективных пучков в связи с низкими коэффициентами теплоотдачи со стороны воды при свободном ее движении в водяном объеме котла. Все вышеперечисленное приводит к закипанию воды у поверхности теплообмена, а низкое качество подготовки питательной воды – к интенсивному отложению накипи и других солей. Последнее существенно увеличивает термическое сопротивление, ухудшает отвод теплоты от труб и трубной решетки, что может привести к пережогу труб и разрушению трубной решетки.

Для повышения надежности жаротрубно-дымогарных котлов необходимо либо качественно очищать воду от примесей, либо избегать их отложения за счет исключения кипения на поверхности. Последнее достигается за счет интенсификации теплообмена со стороны воды путем изменения свободного ее движения на вынужденное, например, установкой на первом трубном пучке охлаждающей камеры, внутрь которой подается питательная вода.

1.6. Котлы утилизаторы

Котлы-утилизаторы предназначены для утилизации тепловых отходов различных технологических установок (мартеновских, нагревательных, обжиговых печей) и получения дополнительной продукции в виде пара или горячей воды, что приводит к экономии топлива и энергоресурсов. Производительность агрегата зависит от температуры и количества технологических газов, теплота которых утилизируется. При встраивании в технологическую цепь котел называют энерготехнологическим агрегатом. Отличительной особенностью котлов-утилизаторов является отсутствие топки для сжигания топлива.

На рис. 1.8 приведена принципиальная схема котла-утилизатора с естественной циркуляцией и дымогарными трубками.

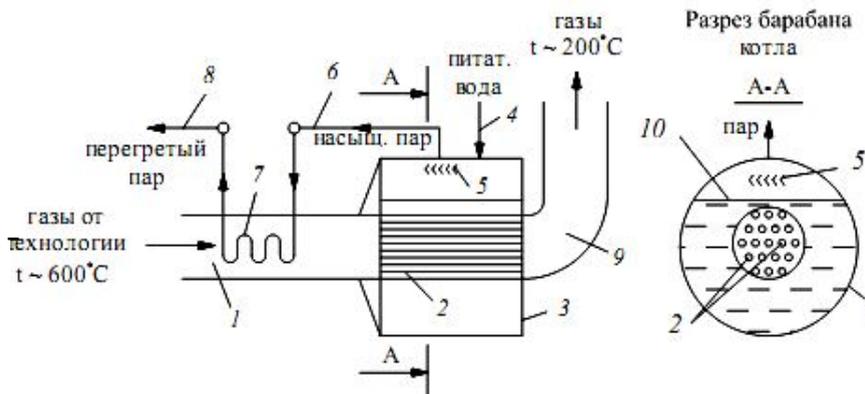


Рис. 1.8. Принципиальная схема котла утилизатора: 1) технологические газы; 2) дымогарные трубы; 3) барабан; 4) питательная линия; 5) сепаратор пара; 6) паропровод; 7) пароперегреватель; 8) паропровод; 9) газоход; 10) зеркало испарения

Высокотемпературные газы от технологического процесса 1 проходят внутри дымогарных трубок 2, где отдают теплоту воде, откуда охлажденные по газоходу 9 покидают котел. Питательная вода 4 подается в водную часть котла, где нагревается газами до кипения, а обра-

зовавшийся пар проходит паросепарационные устройства 5. Полученный сухой насыщенный пар по паропроводу 6 идет в пароперегреватель 7, откуда перегретый пар по паропроводу 8 идет к потребителю.

1.7. Топочные устройства котлов

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

Топки для сжигания твердого топлива подразделяются на слоевые, камерные и вихревые. При слоевом процессе сжигания топлива (рис. 1.9 *а*) поток воздуха проходит через неподвижный или движущийся в поперечном направлении слой топлива.

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

Если крупнозернистое топливо находится во взвешенном состоянии и не перемещается с потоком газов, то образуется «кипящий слой» (рис. 1.9 *б*).

При факельном топочном процессе (рис. 1.3) частицы топлива движутся вместе с газовоздушным потоком через топку, находясь во взвешенном состоянии. При этом время пребывания частиц топлива в топке незначительно, скорость обтекания частиц воздухом и количество горящего топлива также незначительные. Факельный процесс чувствителен к изменению режимов работы, поэтому необходимо тщательно регулировать подачу топлива и воздуха в топку. Для сжигания твердого топлива в пылевидном состоянии используются щелевые либо турбулентные (вихревые) горелки.

На рис. 1.9 *в* изображена щелевая горелка с тремя вертикальными щелями. В этой горелке через среднюю щель проходит вторичный воздух, а через крайние – первичный. Вторичный воздух подается и в нижнюю часть боковых щелей для предотвращения выпадения угольной пыли и для лучшего перемешивания потока. При расположении горелок вблизи углов топки выходящие из них струи воздуха создают круговое движение газов в центре топки.

Турбулентные (вихревые) горелки, получившие широкое распространение, имеют две или одну улитку. Вихревая горелка ТКЗ (рис. 1.9 *з*) имеет две завихряющие улитки. В меньшую улитку 1 вводится пылевоздушная смесь, в большую 2 – вторичный воздух. Оба завихренных потока по кольцевым каналам 3 и 4 раздельно поступают

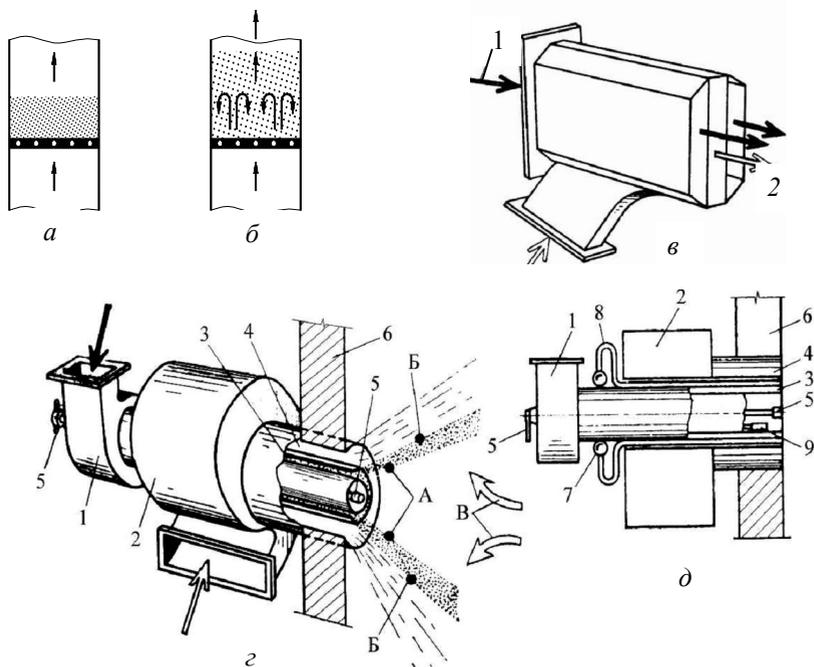


Рис. 1.9. Схемы организации горения твердого топлива и горелочных устройств: *а*) слоевая топка; *б*) слоевая топка с кипящим слоем; *в*) прямо-точная пылеугольная горелка; *г*) пылеугольная вихревая горелка; *д*) пылегазовая вихревая горелка; 1) улитка пылевоздушной смеси; 2) улитка вторичного воздуха; 3 и 4) кольцевые каналы для пылевоздушной смеси и вторичного воздуха; 5) мазутная форсунка; 6) обмуровка; 7) кольцевой коллектор природного газа; 8) одна из труб природного газа, расположенных вокруг канала 3; 9) наконечник газового электрозапальника; *А* и *Б* - соответствующие зоны начала и окончания воспламенения топлива; *В* - направление движения топочных газов.

в топку. Мазутная форсунка используемая при растопке и при малых нагрузках котлоагрегатов, устанавливается в центральной трубе. На рис. 1.9 *д* представлен продольный разрез пылегазовой горелки, предназначенной для сжигания угля и природного газа.

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

Работа топочных устройств характеризуется теплопроизводительностью (в МВт) $Q = B \cdot Q_n$ (B – секундный расход топлива, кг/с или $\text{м}^3/\text{с}$; Q_n – низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг или $\text{МДж}/\text{м}^3$); объемной тепловой нагрузкой (в $\text{МВт}/\text{м}^3$) топки объемом V_T ($q_V = B \cdot Q_n / V_T$); тепловой нагрузкой (в $\text{МВт}/\text{м}^2$) зеркала горения решетки площадью A_T ($Q_{A_T} = B \cdot Q_n / A_T$); тепловой нагрузкой (в $\text{МВт}/\text{м}^2$) поперечного сечения топки площадью S ($q_A = B \cdot Q_n / S$); КПД топки $\eta_T = 100 - q_3 - q_4$ (q_3 и q_4 – потери теплоты от химической и механической неполноты сгорания топлива); коэффициентом α_T избытка воздуха на выходе из топки. Значения этих параметров зависят от типа и сорта сжигаемого топлива.

Слоевые топки, применяемые для сжигания твердого топлива под котлами мощностью до 30 МВт, весьма разнообразны. В зависимости от характера обслуживания различают топки ручные, полумеханические и механические. Топка с ручным обслуживанием операций загрузки топлива, шурования и удаления шлака (рис. 1.10 а), применяемая под котлами мощностью до 2 МВт, состоит из неподвижной колосниковой решетки 2, загрузочного отверстия 1, служащего одновременно для шурования слоя, и поддувального пространства 3, через которое воздух подается в топку. Показатели экономичности ручных топок невысокие: $q_3 = 2...4\%$, $q_4 = 7...12\%$, $\alpha_T = 1,4...1,5$.

Полумеханическая топка (рис. 1.10 б) снабжена специальным механическим или пневматическим забрасывателем 4 топлива на колосниковую решетку 2, выполненную из качающихся или поворотных колосников. Шлак вручную удаляется через отверстие 5 шлакового бункера 6. Для этих топок $q_3 = 1\%$, $q_4 = 4...7\%$, $\alpha_T = 1,3...1,4$. В механических топках с движущейся цепной решеткой (рис. 4.3, в) топливо под действием собственного веса из бункера 7 через регулятор 8 толщины слоя поступает на медленно движущуюся (2...16 м/ч) колосниковую решетку 2. Колосниковая решетка представляет собой, по существу, ленточный транспортер, что обеспечивает поточность процесса. По мере движения топлива вместе с решеткой оно постепенно прогорает и шлак сбрасывается в шлаковый бункер 6. Воздух через специальные зоны 9 подается под колосниковую решетку. Воспламенение топлива происходит при подводе теплоты излучением сверху и менее надежно, чем при встречной схеме движения топлива и воздуха.

Поэтому на цепной решетке хуже горит топливо с малым выходом летучих.

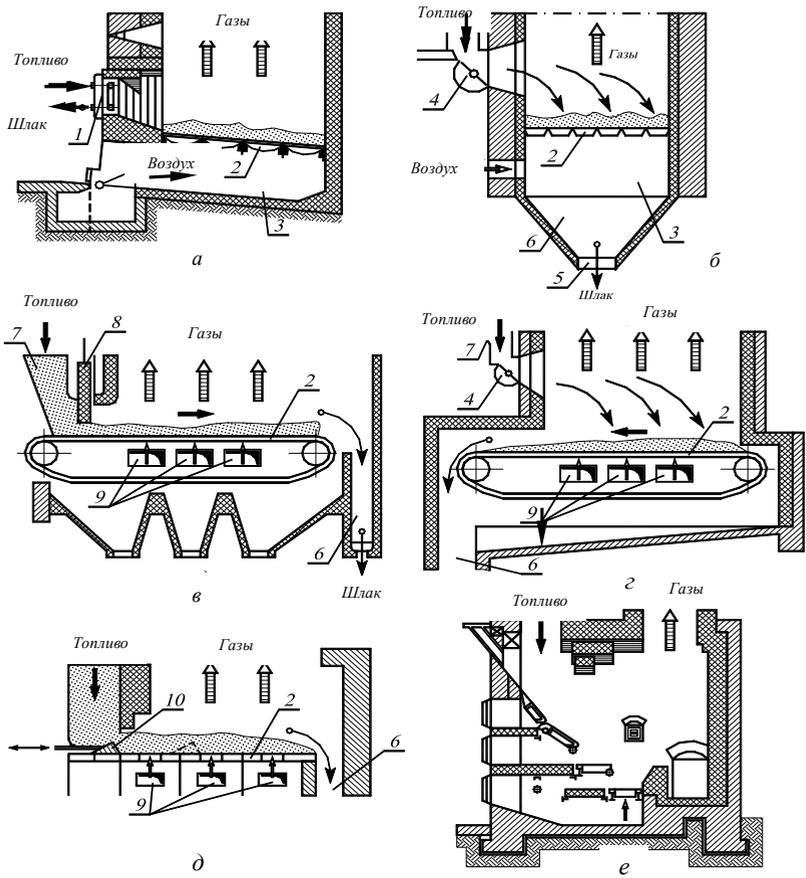


Рис. 1.10. Схемы слоевых топков: 1) загрузочное отверстие; 2) колосниковая решетка; 3) поддувальное пространство; 4) забрасыватель; 5) отверстие для удаления шлака; 6) шлаковый бункер; 7) угольный ящик; 8) регулятор толщины слоя; 9) зоны для подачи воздуха; 10) шурующая планка

В топках с забрасывателями на движущуюся цепную колосниковую решетку обратного хода (рис. 1.10 *г*) обеспечивается поточность процессов горения и смешения – встречно-поперечная схема движения топлива и воздуха. При этом преобладает встречная схема топочного процесса. Топки с забрасывателями на движущуюся колоснико-

вую решетку получили широкое распространение при сжигании каменных и бурых углей под котлами мощностью до 30 МВт. В топках с цепными решетками $q_3 = 0,1 \dots 1 \%$, $q_4 = 4 \dots 6 \%$, $\alpha_T = 1,3 \dots 1,4$.

На рис. 1.10 *д* показана топка, в которой по неподвижной колосниковой решетке 2 перемещается трехгранная планка 10, совершая возвратно-поступательное движение и обеспечивая подачу топлива и шурование слоя. В настоящее время топки с шурующей планкой вследствие недостаточной приспособленности их к сжиганию неспекающихся углей применяются редко.

При сжигании влажного топлива (торфа, древесных отходов) под котлами мощностью до 5 МВт применяются полумеханические шахтные топки с наклонной колосниковой решеткой (рис. 1.10 *е*). В этих топках топливо под действием собственной массы сползает сверху вниз, открывая доступ свежим порциям топлива. Шахтные топки имеют следующие характеристики: $q_3 = 2 \%$, $q_4 = 2 \%$, $\alpha_T = 1,4$.

Камерные топки позволяют сжигать любое топливо – жидкое, газообразное и твердое в виде пыли. Камерная топка состоит из горелок и топочной камеры. *Горелка* – устройство, предназначенное для подачи топлива к месту смешения его с воздухом и сжигания, обеспечения стабильного сжигания и регулирования горения.

По способу подачи в топочную камеру газа и воздуха и условий их смешения все газовые горелки разделяются на горелки без предварительного смешения (диффузионные), горелки с полным предварительным смешением (кинетические), горелки с неполным предварительным смешением (диффузионно-кинетические).

Широко распространена классификация газовых горелок по способу подачи воздуха. По этому признаку горелки подразделяются на бездутьевые (воздух поступает в топку за счет разряжения в ней), инжекционные (воздух засасывается за счет энергии газовой струи), с принудительной подачей воздуха (воздух подается в горелку или в топку с помощью дутьевого вентилятора).

В диффузионных горелках газ смешивается с воздухом в топке вследствие взаимной диффузии газа и воздуха на границах вытекающего потока. Диффузионные горелки дают более длинный светящийся факел. В инжекционных горелках воздух подсасывается за счет инжекции газовой струей, выходящей из сопла с большой скоростью. Такие горелки могут быть как с полным предварительным смешением газа с воздухом (инжекционные горелки среднего давления), так и с неполной инжекцией воздуха (инжекционные горелки низкого давления).

В горелках с принудительной подачей воздуха процесс образования газозадушной смеси начинается в самой горелке и завершается

в топке. Такие горелки называются двухпроводными и смесительными (газ и воздух подаются по двум трубам и смешиваются в горелке). Газ для лучшего перемешивания выходит через многочисленные отверстия, направленные под углом к потоку воздуха. В зависимости от направления газового потока различают горелки с центральной подачей газа, если поток направлен от центра к периферии, и горелки с периферийной подачей газа, если поток газа направлен от периферии к центру горелки. В большинстве таких горелок воздуху придается вращательное движение с помощью завихрителей, либо придавая горелке улиткообразную форму или вводя воздух в цилиндрическую горелку тангенциально.

Эффективное и экономичное сжигание мазута достигается в результате его тонкого и однородного распыления, хорошего смешивания с воздухом и создания условий для стабилизации фронта загорания и стойкого факела необходимой формы и направления.

Мазутные горелки состоят из форсунки, воздухонаправляющего устройства и амбразуры. Форсунки предназначены для распыления жидкого топлива и регулирования его подачи, а воздухонаправляющие устройства и амбразуры – для создания однородной воздушно-мазутной смеси и ее распределения в топочном пространстве.

Чаще всего форсунки классифицируются по способу распыления топлива. Форсунки, в которых распыление топлива происходит за счет потенциальной энергии мазута, находящегося под высоким давлением, называются *механическими*. Форсунки, в которых для распыления мазута используется кинетическая энергия распыляющего агента (пар, воздух), называются *пневматическими*. Форсунки, в которых для распыления мазута используется механическая энергия вращательного распылителя (диск или стакан), называются *ротационными*.

В механических форсунках подогретое топливо под давлением пропускается через мелкие отверстия распыливающей головки. Механические форсунки компактны, но чувствительны к отклонениям от расчетных режимов работы и загрязнениям топлива. Паровые форсунки характеризуются высоким качеством распыления, но расходуют большое количество пара. Комбинированные паромеханические форсунки обеспечивают удовлетворительное распыление мазута в широком диапазоне изменения мощности форсунки (от 20 до 100 %) при существенно меньшем расходе пара.

Широкое применение находят комбинированные газомазутные горелки, предназначенные для раздельного и совместного сжигания газа и мазута. За основу создания таких горелок принимают обычно газовые горелки, в центральную часть которых устанавливают мазутную форсунку (рис. 1.11).

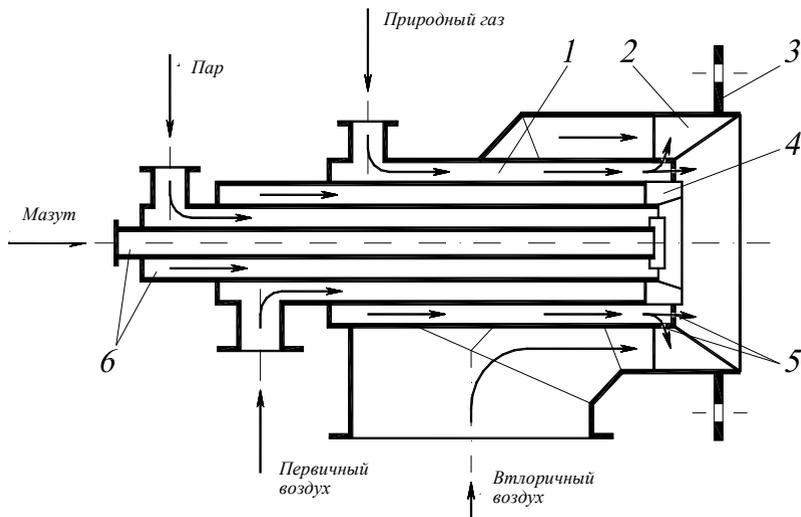


Рис. 1.11. Схема газомазутной горелки ГМГМ: 1) газовый канал; 2) завихритель вторичного воздуха; 3) монтажная плита; 4) завихритель первичного воздуха; 5) газовыходные отверстия; 6) паромеханическая форсунка

Для обеспечения нормального процесса горения топлива воздух, необходимый для горения, подогревается в воздухоподогревателе. Температура подогрева воздуха зависит от сорта топлива и способа удаления шлака из топки.

1.8. Барабаны, устройства для сепарации пара от влаги

В верхнем барабане котельной установки происходит отделение пара от воды. Барабаны современных котлоагрегатов высокого давления с естественной циркуляцией имеют внутренний диаметр 1600 мм, толщину стенок более 100 мм и длину до 20 м. Масса такого барабана составляет около 100 т. Барабаны изготавливаются сварными из листовой стали и имеют штуцера, к которым привариваются трубы. Тепловое расширение барабанов обеспечивается роликовыми опорами, ус-

танавливаемыми на основных балках каркаса. Во время работы барабан удлиняется на 70...100 мм.

Пар, выходящий из барабана, не должен уносить с собой капли воды в пароперегреватель, так как при испарении воды содержащиеся в ней соли могут отлагаться в трубах, что связано с опасностью их пережога. Для уменьшения уноса воды из барабана паром внутри барабана устанавливаются сепарационные устройства, предназначенные для разделения (сепарации) влаги и пара. Этим условиям отвечают циклонные сепараторы, размещаемые внутри барабана, так называемые внутрибарабанные циклоны, получившие широкое распространение (рис. 1.12).

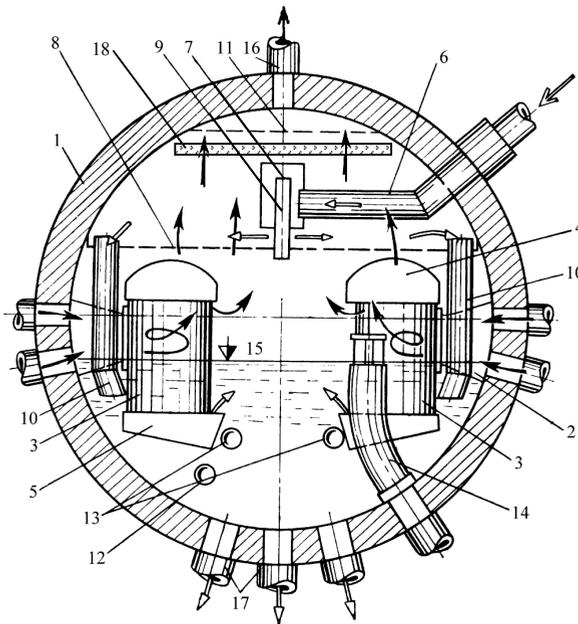


Рис. 1.12. Сепарационные внутрибарабанные циклоны: 1) барабан; 2) короб для вводимой в барабан пароводяной смеси; 3) циклон; 4) крышка циклона; 5) поддон циклона; 6) труба, подающая питательную воду; 7) короб, раздающий питательную воду; 8) промывочный щит; 9) насадка, отводящая воду помимо промывочных щитов; 10) труба для слива питательной воды; 11) верхний дырчатый лист; 12) труба для подачи фосфатов; 13) труба для парового разогрева барабана при растопке котлоагрегата; 14) труба аварийного сброса воды; 15) средний уровень воды; 16) выход насыщенного пара; 17) водоупускные трубы экранов; 18) жалюзийные щиты

Пароводяная смесь вводится в циклон по касательной к поверхности цилиндра через короб 2; центробежная сила прижимает крупные капли воды к стенкам циклона, по которым они стекают вниз. Благодаря поддону, расположенному под циклоном, вихревое движение не передается воде, находящейся в водяном пространстве барабана, и поверхность воды остается спокойной. Пар выходит из верхней части циклона и проходит через верхний дырчатый лист 11, улавливающий мелкие капли воды, оставшиеся в паре.

В барабанах котлоагрегатов большой паропроизводительности устанавливаются десятки таких циклонов. Часто для сепарации пара применяются жалюзийные щиты 18, состоящие из гофрированных стальных пластин, которые устанавливаются в верхней части барабана. Пар поднимается по каналам, образуемым пластинами, и находящиеся в нем капли влаги оседают на пластинах и стекают вниз, а капли воды, оставшиеся в паре, улавливаются дырчатым листом.

Для хорошей сепарации влаги в жалюзийных щитах не должно оставаться щелей, по которым мог бы протекать пар помимо каналов, образуемых пластинами.

Котловая вода содержит значительное количество растворенных щелочей и фосфатов, которые способствуют образованию слоя пены на поверхности воды в барабане. При интенсивном парообразовании часть пены может уноситься с паром из барабана и растворенные в ней вещества могут образовать в трубах пароперегревателя слой опасной накипи. Для борьбы с этим явлением применяют размыв пены питательной водой через трубу 6, в которой содержится меньше солей. Благодаря этому пена растворяется в питательной воде и ее слой уменьшается.

При генерации пара не происходит глубокого выпаривания воды, поэтому большинство находящихся в растворенном состоянии примесей постепенно может достичь предельной концентрации. Для поддержания в котловой воде концентрации примесей на заданном уровне часть воды из барабанных котлов непрерывно удаляется.

Так как с непрерывной продувкой происходит потеря тепла и чем выше концентрация солей, тем больше величина продувки, что экономически невыгодно. Поэтому в современных барабанных котлах для снижения доли непрерывной продувки организовано двух- и трехступенчатое испарение.

При двухступенчатом испарении водяной объем барабана разделяется перегородками на чистый и один (или два) солевых отсека (рис. 1.13). К каждому из отсеков присоединяется своя группа экранов. В солевые отсеки обычно выделяют один или оба торцевых участка барабана и от 5 до 30 % поверхности нагрева экранов.

Предположим, что в экранах двух солевых отсеков образуется 15 % пара, производимого котлоагрегатом. Солеосодержание питательной воды принимаем равным 40 мг/л. Питательная вода поступает в чистый отсек; пусть котловая вода в нем имеет солеосодержание 320 мг/л. Тогда 85 % воды испаряется при сравнительно невысоком солеосодержании котловой воды в чистом отсеке, и с паром уносится относительно мало солей. Часть котловой воды из чистого отсека перетекает в солевые отсеки через отверстия в разделительных перегородках. Эта вода с солеосодержанием 320 мг/л является питательной водой для солевых отсеков, в которых котловая вода имеет значительно более высокое солеосодержание (порядка 1600 мг/л). Пар, образуемый в солевых отсеках, осушают более тщательно. Непрерывная продувка из солевого отсека удаляет с каждым литром воды 1600 мг солей вместо 320 мг при отсутствии ступенчатого испарения.

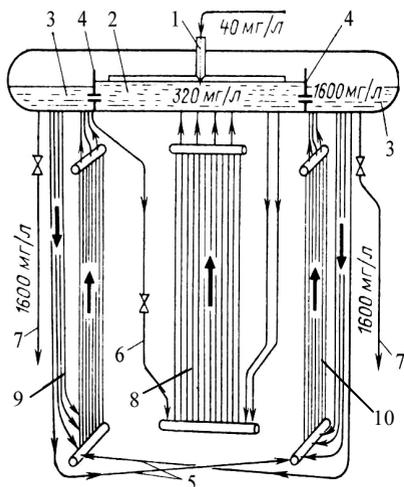


Рис.1.13. Схема работы двух-ступенчатого испарения: 1) ввод питательной воды; 2) чистый отсек; 3) солевой отсек; 4) разделительная перегородка; 5) уравнительная труба между солевыми отсеками; 6) труба с вентилем для регулирования солеосодержания воды в солевых отсеках; 7) непрерывная продувка; 8) обогреваемые экраны чистого отсека; 9) водоспускные трубы солевого отсека; 10) экраны трубы солевого отсека

Таким образом, ступенчатое испарение снижает продувку котлоагрегата примерно в 5 раз. Ступенчатое испарение наиболее эффективно у котлоагрегатов с высоким солеосодержанием питательной воды, что бывает обычно на ТЭЦ.

Иногда используются выносные сепарационные циклоны как вторая или третья ступень испарения и питаются котловой водой из чистого отсека или из отсеков второй ступени. В циркуляционном контуре, присоединенном к выносному циклону, вода не проходит через барабан. Пароводяная смесь, поступающая из экранных труб направляется в циклон тангенциально. При вращательном движении в

циклоне вода отделяется от пара и отводится в нижний коллектор экрана. Пар поднимается в верхнюю часть циклона и по паропроводящей трубе направляется в барабан.

1.9. Конструкции радиационных экранов

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.

Топочные находятся в зоне наиболее высоких температур газов, требуют тщательного конструктивного выполнения для обеспечения надежной работы металла труб. Экраны выполняются обычно из гладких труб, соединенных при помощи сварки. Кроме того, что экраны воспринимают теплоту из топки, они защищают обмуровку стен топки от разрушающего влияния высокой температуры и химического воздействия жидкого шлака. Температура обмуровки за трубами экранов в современных котлоагрегатах не превышает 500 °С, что позволяет облегчить обмуровку и увеличить срок ее службы. Трубы экранов современных котлоагрегатов высокого давления с естественной циркуляцией имеют наружный диаметр 60 мм, котлоагрегатов среднего давления – 83 мм, просвет между трубами – соответственно 4 и 19 мм. Концы экранных труб привариваются к штуцерам горизонтальных коллекторов круглого сечения, изготовляемых из толсто-стенных труб (рис. 1.14), или непосредственно к коллектору.

По конструкции различают экраны гладкотрубные, в которых трубы расположены вдоль стены топки с небольшим зазором 4...6 мм (рис. 1.15 а), 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. 1.15 б), либо с применением плавниковых труб, сваренных между собой (рис. 1.15 в).

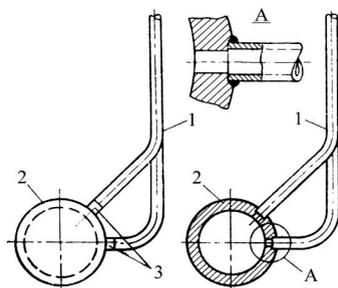


Рис. 1.14. Соединение труб с коллекторами: 1) трубы; 2) коллектор; 3) штуцера

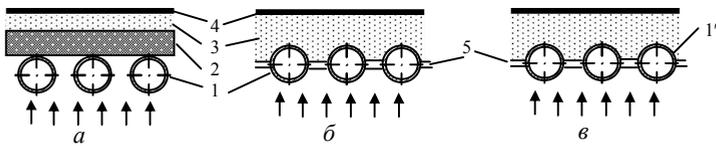


Рис. 1.15. Радиационные экраны: а) гладкотрувные; б) с вваренными проставками; в) газоплотный экран из плавниковых труб: 1) труба; 1') плавниковая труба; 2) огнеупорный бетон; 3) тепловая изоляция; 4) уплотнительный слой (обмазка, металлический лист); 5) металлическая проставка

Экраны из таких сваренных между собой панелей образуют монолитную цельносварную газоплотную конструкцию, их называют мембранными. Для создания 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 шпихах. Такие экраны называются футерованными экранами (рис. 1.16).

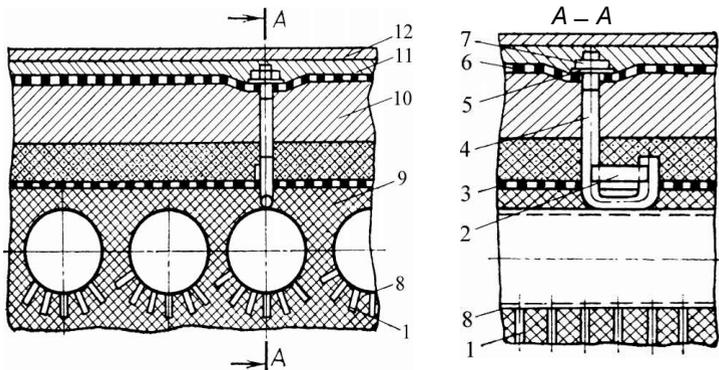


Рис. 1.16. Закрытые экраны: 1) шпиг; 2) планка; 3) проволочная сетка; 4) стержень; 5) шайба; 6) проволочная сетка; 7) гайка; 8) труба экрана; 9) шамотный бетон; 10) изоляционные плиты; 11) уплотняющая штукатурка; 12) уплотнительная обмазка

Почти у всех котельных установок большой паропроизводительности экраны подвешены к верхним коллекторам или барабану. При растопке экранные трубы от нагревания удлиняются, а при остановке – укорачиваются. При длине экранных труб 25 м тепловое расширение достигает 90 мм и более. Удлиняются также коллекторы экранов вдоль своих осей. Поэтому нижние коллекторы экранов должны иметь возможность свободного перемещения вниз.

Каждую трубу или группу труб, соединенных планками, во избежание прогиба в сторону топки присоединяют в двух-трех местах по высоте к неподвижным конструкциям каркаса, либо к горизонтальным балкам, опоясывающим топочную камеру и перемещающимся вместе с трубами.

В экранях прямооточных котлоагрегатов движение рабочей среды происходит под воздействием напора питательного насоса. Поэтому здесь не имеет такого значения, как в котлах с естественной циркуляцией, величина сопротивления движению рабочей среды в трубах и допускаются более высокие ее скорости. Для изготовления экранов прямооточных котлов обычно используют трубы с наружным диаметром 32, 38 и 42 мм. Применяют как панели с прямыми вертикальными трубами, так многопетлевые панели. Широкое распространение получили в современных прямооточных котлоагрегатах одноходовые и многоходовые трубные панели.

Многоходовые панели (рис. 1.17 *а*) имеют меньшее количество промежуточных коллекторов, меньшую массу и гидравлическое сопротивление, однако нарушения устойчивости движения рабочей среды в них возможны при меньших отклонениях от нормального режима работы котлоагрегата.

Из этих соображений в последних конструкциях котлоагрегатов сверхкритического давления нижняя радиационная часть (НРЧ), расположенная в зоне ядра факела, где следует особенно опасаться неравномерного обогрева отдельных труб, выполнена из одноходовых панелей (рис. 1.17 *б*). Верхние ярусы экранов (СРЧ, ВРЧ) имеют многоходовые панели (рис. 1.17).

Устойчивое движение рабочей среды в трубах радиационной части обеспечивается лишь при достаточно высокой ее скорости. Однако необходимая скорость рабочей среды должна быть обеспечена и при малых нагрузках котлоагрегата; тогда при полной его нагрузке скорость рабочей среды оказывается еще выше. По этой максимальной скорости определяют гидравлическое сопротивление котлоагрегата, которое превышает 5 МПа (50 кгс/см^2), и рассчитывают напор питательных насосов.

Надежной работы котлоагрегата при номинальной его паропроизводительности можно достигнуть при гораздо меньшей скорости рабочей среды. Для этого необходимо повышать скорость рабочей среды в наиболее теплонапряженных экранах в период растопки котлоагрегата и работы его с низкой нагрузкой путем организации принудительной многократной циркуляции воды дополнительными насосами. Во избежание возникновения дополнительных напряжений в

трубах все экранные поверхности должны иметь возможность свободного перемещения при нагревании и охлаждении котлоагрегата.

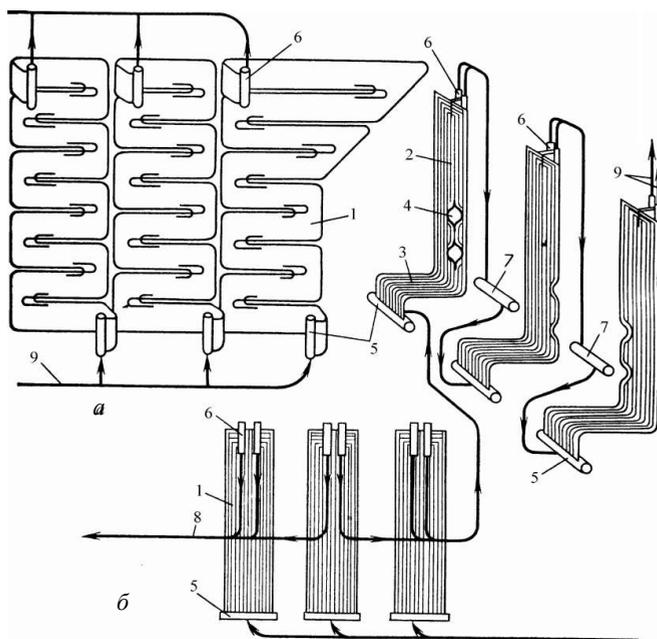


Рис. 1.17. Схема движения рабочей среды в трубных панелях радиационной части котлоагрегата сверхкритического давления типа ТГМП-314 паропроизводительностью 1000 т/ч: а) схема соединений одноходовых панелей НРЧ (вид со стороны обмуровки); б) то же многоходовых панелей СРЧ; 1 и 2) панели правой боковой и задней стен топки; 3) подовый экран; 4) отверстие для горелки; 5 и 6) входной и выходной коллекторы; 7) промежуточный коллектор; 8) трубопровод подачи рабочей среды к фронтальным панелям НРЧ; 9) трубопровод подачи рабочей среды из НРЧ и СРЧ

В многопетлевых вертикальных трубных панелях укрепляется только верхняя часть, а нижняя свободно расширяется вниз.

В вертикальных одноходовых панелях равномерное тепловое расширение труб не может быть обеспечено укреплением только верхнего коллектора и свободным перемещением нижнего, так как неодинаковый нагрев отдельных труб вызывал бы различное тепловое удлинение и дополнительные напряжения в трубах. Поэтому в одноходовых панелях закрепляют как верхний, так и нижний коллекторы, а тепловое расширение труб компенсируется изгибами труб в районе

нижнего коллектора панели 2 (рис. 1.17 б). Крепление труб панелей к каркасу должно обеспечивать возможность их теплового расширения и не допускать их прогиба в сторону топки.

Радиационная часть котлоагрегатов, работающих под наддувом, выполнена в виде цельносварных трубных панелей, образующих стены топки и потолок котлоагрегата. Стены конвективной шахты также выполняются из цельносварных трубных панелей. Таким образом, все стены котлоагрегата образуют плотный газонепроницаемый корпус. В цельносварных панелях отдельные трубы соединяют между собой приваркой вдоль труб промежуточных планок или применяют ребристые трубы сваривая ребра по всей длине между собой.

Котлоагрегаты, работающие под наддувом, имеют более высокий КПД за счет отсутствия присосов воздуха и потребляют меньше электроэнергии на собственные нужды (из-за отсутствия дымососов). Вместо тяжелой обмуровки применяется легкая натрубная изоляция, что способствует уменьшению ее массы и облегчению ремонтных работ.

1.10. Конструкции 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. Змеевики пароперегревателя и коллекторы, выполненные из углеродистой стали, могут работать при температурах перегрева до 425 °С.

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; *полурadiационные*, 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 паро-

перегревателях 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. 1.18) 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.

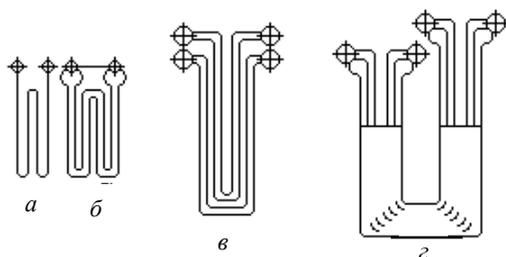


Рис. 1.18. Типы конвективных змеевиков пароперегревателя: а) однорядный; б) двухрядный; в) четырехрядный; г) многорядный (ленточный).

Радиационная часть пароперегревателя, расположенная на стенах и потолке топочной камеры (рис 1.19), воспринимает лучистую теплоту и по конструкции мало, чем отличается от экранов – состоит из труб, приваренных к коллекторам круглого сечения. В каждой панели радиационной части пароперегревателя пар движется по трубам сначала сверху вниз, а затем через нижний коллектор поступает в другие трубы, по которым направляется вверх. В нескольких местах по высоте труб устанавливают направляющие опоры, прикрепляемые к балкам каркаса; эти крепления не препятствуют вертикальному перемещению труб при изменении их температуры. Крепление горизонтальных потолочных труб также не должно препятствовать их тепловому удлинению. Эти трубы подвешиваются на тросах к потолочному перекрытию каркаса.

Полурадиационная часть пароперегревателя (ширмы) 9, расположенная в верхней части топки и в горизонтальном газоходе, воспринимает как лучистую теплоту за счет радиации, так и теплоту, передаваемую конвекцией.

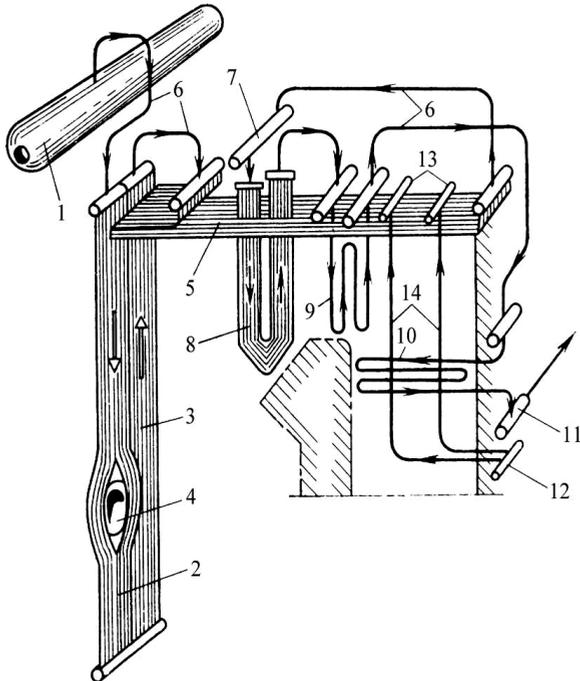


Рис. 1.19. Схема движения пара в современном котлоагрегате с естественной циркуляцией: 1) барабан; 2) опускные трубы панели радиационной части пароперегревателя; 3) подъемные радиационные трубы панелей; 4) проем для горелки; 5) потолочные трубы панели; 6) необогреваемые перепускные трубы; 7) пароохладитель; 8) ширмы; 9, 10) змеевики вертикального и горизонтального пакетов конвективной части пароперегревателя; 11) коллектор перегретого пара; 12 и 13) входной и выходной коллекторы подвесных труб; 14 - подвесные трубы

Конвективная часть пароперегревателя расположена в горизонтальном газоходе и в конвективной шахте. В котлоагрегатах среднего давления, в которых на перегрев пара расходуется только 20 % всей теплоты, весь пароперегреватель размещается в горизонтальном газоходе.

В котлоагрегатах высокого и сверхкритического давления часть пароперегревателя расположена в конвективной шахте. Эта часть па-

роперегревателя представляет собой трубные пакеты из горизонтальных или вертикальных змеевиков, расположенных друг от друга на расстоянии около 100 мм, между которыми проходят дымовые газы. Горизонтальные змеевики опираются на вертикальные стойки, передающие нагрузку на охлаждаемые воздухом балки (рис. 1.20) или на планки, приваренные к вертикальным подвесным трубам, охлаждаемые водой.

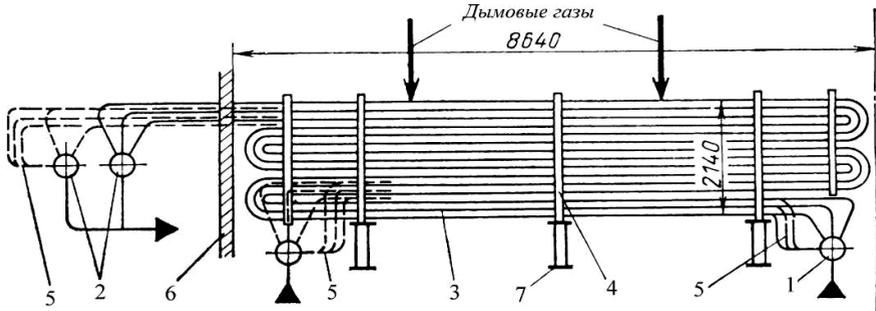


Рис. 1.20. Крепление конвективного трубного пакета с горизонтальными змеевиками: 1) входной коллектор; 2) выходной коллектор; 3) трубный пакет; 4) дистанционирующая стойка; 5) включение в коллектор крайних змеевиков трубного пакета; 6) боковая стена газохода; 7) опорная балка, охлаждаемая воздухом

Вертикальные змеевики висят на коллекторах круглого сечения, к которым они приварены, или на подвесках, прикрепляемых к верхним гибам змеевиков. Скобы и планки, соединяющие трубы друг с другом, не дают змеевикам искривляться и выходить из плоскости.

Промежуточный пароперегреватель, служащий для перегрева пара, возвращаемого из турбины, имеет относительно небольшую поверхность нагрева. Трубы промежуточного пароперегревателя охлаждаются паром при давлении 3 МПа (30 кгс/см²) менее интенсивно по сравнению с первичным пароперегревателем, омываемым паром большей плотности. Во избежание недопустимого перегрева труб пакеты промежуточного пароперегревателя устанавливаются в конвективной шахте, т. е. в зоне более низких температур дымовых газов.

В схеме движения пара в пароперегревателе котлоагрегата с естественной циркуляцией, показанной на рис. 1.19, видно, что насыщенный пар из барабана направляется последовательно в радиационную часть пароперегревателя, в трубные панели на потолке, в ширмы и, наконец, в конвективную часть пароперегревателя, состоящую из вертикальных и горизонтальных пакетов. Промежуточный паропере-

греватель располагается обычно по ходу газов за конвективными пакетами первичного пароперегревателя.

В связи с тем, что ширина современных мощных котлоагрегатов достигает 25 м и более, трудно обеспечить равномерный обогрев труб пароперегревателя, расположенных в разных местах газохода. Во избежание недопустимого перегрева отдельных труб широко применяют промежуточное перемешивание пара между отдельными трубными панелями и пакетами при помощи необогреваемых перепускных труб.

Опыт эксплуатации современных энергетических котлов показывает, что даже комбинированные радиационно-конвективные пароперегреватели в эксплуатационных условиях не обеспечивают постоянной температуры перегрева пара в пределах допустимых отклонений, в связи с чем каждый паровой котельный агрегат оборудуется устройствами для регулирования температуры перегретого пара.

Первичные пароперегреватели современных котлоагрегатов рассчитывают так, чтобы температура пара при полной нагрузке была на 15...20 °С выше номинальной. Для снижения температуры применяют впрыскивающие пароохладители (рис. 1.21), устанавливаемые в промежуточных коллекторах пароперегревателя. Все впрыскивающие пароохладители имеют рубашку, внутри которой разбрызгивается впрыскиваемая питательная вода или конденсат пара. Рубашка предохраняет от попадания капель воды на сильно нагретый корпус и от образования трещин. Впрыск воды в пар осуществляется через боль-

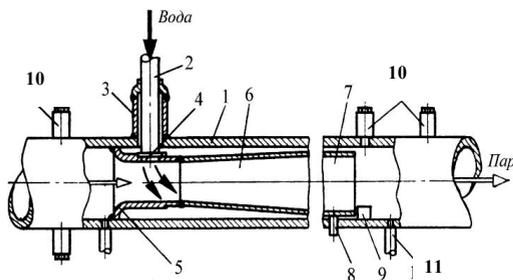


Рис. 1.21. Пароохладитель: 1) корпус; 2) водоподводящая труба; 3) защитный патрубок; 4) отверстие для распыления воды; 5) сопло; 6) диффузор; 7) цилиндр защитной рубашки; 8) шпилька; 9) упор; 10) лючок для КИП; 11) дренаж коллектора

шое количество отверстий малого диаметра в узком сечении сопла.

Температуру пара регулируют также в поверхностных пароохладителях; с помощью газового регулирования путем изменения расхода дымовых газов через пароперегреватель.

1.11. Водяные экономайзеры

В экономайзере питательная вода перед подачей в барабан котла подогревается дымовыми газами за счет использования их теплоты в конвективной шахте. Наряду с предварительным подогревом возможно частичное испарение питательной воды. В зависимости от температуры, до которой ведется подогрев воды, экономайзеры подразделяются на *кипящие* и *некипящие*. В некипящих экономайзерах по условиям надежности их работы подогрев воды ведут до температуры на 20 °С ниже температуры насыщенного пара в паровом котле или температуры кипения воды при имеющемся рабочем давлении в водогрейном котле. В кипящих экономайзерах происходит частичное испарение (до 15 мас %) подогреваемой воды.

Экономайзеры бывают чугунные и стальные. Чугунные используют при давлении в барабане не более 2,4 МПа, а стальные при любых давлениях. Схема включения чугунного экономайзера с устройством сгонной линии представлена на рис. 1.22.

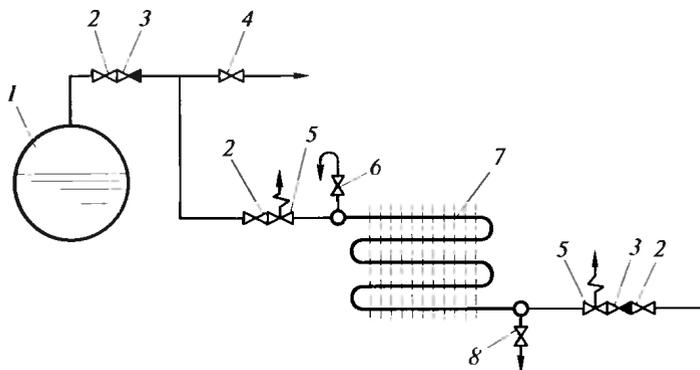


Рис. 1.22. Схема включения чугунного экономайзера: 1) барабан; 2) запорный вентиль; 3) обратный клапан; 4) вентиль на сгонной линии; 5) предохранительный клапан; 6) вентиль удаления воздуха; 7) чугунный водяной экономайзер; 8) дренажный вентиль

В современных котлоагрегатах применяют водяные экономайзеры кипящего типа. Экономайзеры выполняют в виде трубных пакетов (рис. 1.23), устанавливаемых в конвективной шахте котлоагрегата по ходу дымовых газов за конвективным пароперегревателем. Пакеты состоят из змеевиков, изготовляемых из труб наружным диаметром от 25 до 42 мм, привариваемых к штуцерам или непосредственно к коллектору. В экономайзере кипящего типа котлоагрегатов высокого давления не должно быть участков с движением воды вниз во избежание

образования паровых пробок. В котлоагрегатах сверхкритического давления в водяном потоке не могут появиться паровые пробки, так как вода превращается в пар по всему сечению. В таких котлоагрегатах допустимо движение воды в трубах сверху вниз, и змеевики водяного экономайзера можно размещать более тесно.

Змеевики устанавливаются в шахматном порядке; по высоте

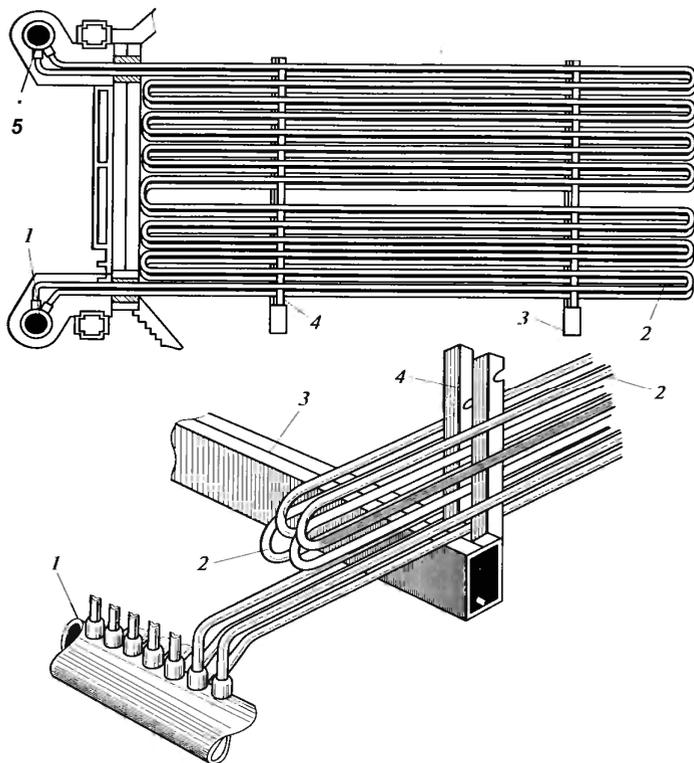


Рис. 1.23. Стальной трубчатый экономайзер: 1) входной коллектор; 2) змеевик; 3) опорная балка; 4) дистанционная гребенка; 5) выходной коллектор

экономайзер делится на отдельные пакеты (с высотой не более 2 м), устанавливаемые с промежутками для удобства их очистки от золы и производства ремонтных работ.

В экономайзерах современных котлоагрегатов высокого давления коллекторы расположены внутри газохода, что предотвращает присос воздуха в местах прохода труб змеевиков через обмуровку.

Крепление змеевиков осуществляется при помощи вертикальных опорных стоек или подвесок, нагрузка через которые передается охлаждаемым воздухом горизонтальным опорным балкам 3 или сборным коллекторам, находящимся в газоходе. Иногда трубы змеевиков верхних пакетов, находящихся в зоне наиболее высокой температуры, опираются на кронштейны, приваренные к вертикальным опорным трубам, охлаждаемые водой. Водяной экономайзер часто устанавливают между отдельными частями (ступенями) воздухоподогревателя. При установке пакетов водяного экономайзера в зоне более высоких температур дымовых газов коллекторы размещают обычно снаружи газохода. Ввиду удлинения коллекторов при нагревании концы присоединенных к ним змеевиков немного перемещаются вместе с ними, поэтому нельзя жестко уплотнять места прохода труб через обмуровку. Для уменьшения присосов наружного воздуха коллекторы помещают в плотный стальной кожух («теплый ящик»).

1.12. Воздухоподогреватели

В современных котельных агрегатах воздухоподогреватель имеет существенную роль, воспринимая теплоту от отходящих газов и передавая ее воздуху, он уменьшает наиболее заметную статью потерь теплоты с уходящими дымовыми газами. При использовании подогретого воздуха повышается температура горения топлива, интенсифицируется процесс сжигания, повышается коэффициент полезного действия котельного агрегата. В то же время воздухоподогреватель увеличивает аэродинамические сопротивления воздушного и дымового трактов, которые преодолеваются созданием искусственной тяги, т.е. путем установки дымососа и вентилятора.

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. 1.24), 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.

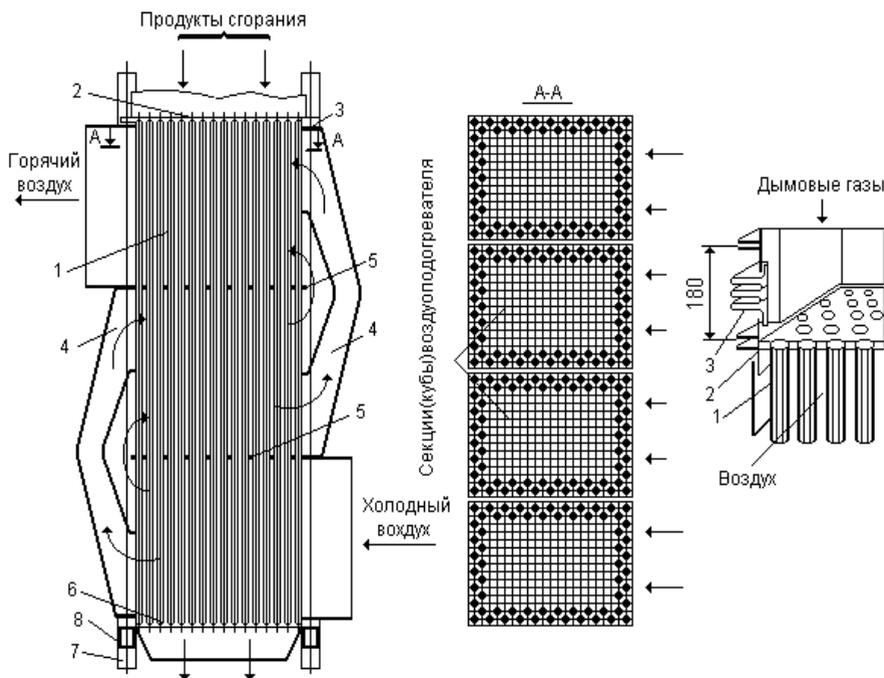


Рис. 1.24. Конструкция трубчатого воздухоподогревателя: 1) стальные трубы; 2, 6) верхняя и нижняя трубные доски; 3) компенсатор тепловых расширений; 4) воздухоперепускной короб; 5) промежуточная трубная доска; 7) опорные колонны; 8) горизонтальные балки.

Внутри труб движутся продукты сгорания (продольное омывание), теплота которых передается воздуху, движущемуся между трубами (поперечное омывание). Для образования перекрестного тока воздуха трубная система по высоте делится на несколько ходов промежуточными перегородками—досками; в местах поворота установлены воздушные перепускные короба. 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 обеспечивает плотность газохода за счет установки линзового компенсатора по всему ее периметру (рис. 1.24).

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 воздухоподогревателе обычно подается одним потоком по его широкой стороне (рис. 1.24). Такая схема называется однопотоковой.

Двухпотоковая по воздуху схема (рис. 1.25 а) позволяет уменьшить высоту хода, увеличить число ходов и соответственно повысить температурный напор. При большой мощности котла переходят к многопотоковой схеме движения воздуха (рис. 1.25 б). Из-за невысокого коэффициента теплопередачи $15 \dots 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ и низкого температурного напора между газами и нагреваемым воздухом ($50 \dots 80^\circ\text{C}$) 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. 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 $250 \dots 320^\circ\text{C}$ (значения $300 \dots 320^\circ\text{C}$ относятся к газоплотным котлам и топливам, имеющим $\Delta t_{\text{вх}} = \vartheta_{\text{yx}} - t'_{\text{в.п}} \approx 100^\circ\text{C}$).

Для подогрева воздуха до более высокой температуры ($350 \dots 450^\circ\text{C}$) трубчатые воздухоподогреватели выполняются двухступенчатыми, с расположением второй ступени воздухоподогревателя выше поверхности экономайзера в зоне более высоких температур газов (рис. 1.25 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.

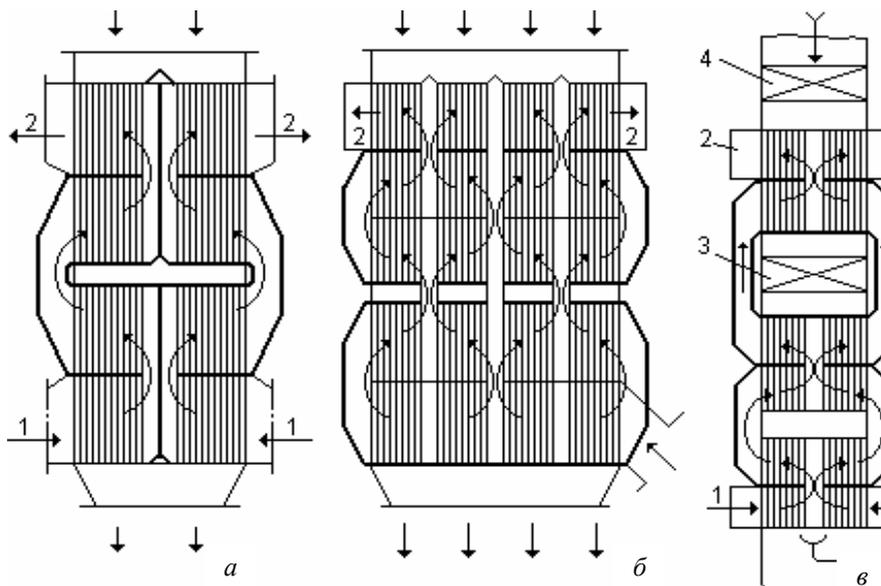


Рис. 1.25. Компоновки трубчатых воздухоподогревателей с различным подводом воздуха: а) двухпоточная; б) четырехпоточная; в) двухпоточная и двухступенчатая; 1) вход холодного воздуха; 2) выход горячего воздуха; 3, 4) первая и вторая ступени экономайзера.

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.

Пластинчатый воздухоподогреватель (рис. 1.26) – 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,

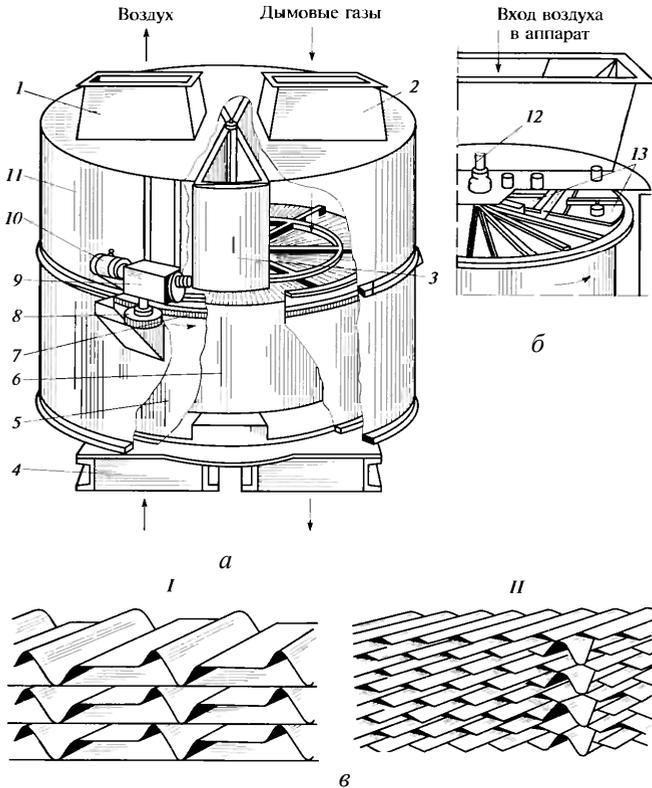


Рис. 1.26. Регенеративный воздухоподогреватель: *а*) общий вид; *б*) схема установки радиальных уплотнений; *в*) листовая набивка (I) – гладкая и (II) – интенсифицированная; 1, 2) воздушный и газовый патрубки; 3) разделительная перегородка; 4) опорная рама; 5) ротор; 6) набивка; 7, 8) зубчатое колесо и шестерня; 9) редуктор; 10) электродвигатель; 11) корпус; 12) вал; 13) уплотнение

отдавая избыточную теплоту. Поверхностью теплообмена служат тонкие гофрированные и плоские стальные листы (пластины) образующие каналы малого эквивалентного диаметра ($d_э = 8...9$ мм) для прохода продуктов сгорания и воздуха.

Регенеративный воздухоподогреватель имеет металлический корпус 11, внутри которого на валу 12 вращается ротор 5 с набивкой 6 из тонких (0,6...1 мм) стальных гофрированных и плоских листов, образующих каналы малого сечения для прохода воздуха и продуктов сгорания. Набивкой, которая служит поверхностью теплообмена, заполняется пустотелый ротор, разделенный сплошными перегородками на изолированные один от друга секторы. На корпусе, опирающемся на раму 4, установлены патрубки 1 и 2 соответственно подвода и отвода воздуха и дымовых газов, привод зубчатого колеса 7, включающий шестерню 8, редуктор 9 и электродвигатель 10, а также разделительные перегородки 3. под которым расположены уплотнительные плиты 13, обеспечивающие радиальное уплотнение.

Ротор медленно вращается в неподвижном корпусе. Пластины ротора нагреваются газом (при прохождении под газовыми патрубками), а после поворота ротора (при прохождении под воздушными патрубками) отдает теплоту проходящему воздуху.

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.

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 (расход воздуха больше, чем необходимо для котла), снижается тепловая эффективность работы и несколько увеличивается температура газов на выходе. Во избежание перетекания воздуха в дымовые газы аппарат имеет кольцевое периферийное уплотнение, кольцевое внутреннее уплотнение вокруг вертикального вала и радиальные уплотнения между газовым и воздушным коробами.

1.13. Каркас и обмуровка котельной установки

Металлическая конструкция, воспринимающая нагрузку от барабана, поверхностей нагрева, обмуровки, площадок и лестниц и других элементов котельного агрегата и передающую ее на фундамент или на строительные конструкции здания называется каркасом котельной установки.

Каркас котлового агрегата большой паропроизводительности (рис. 1.27) имеет сложную конструкцию и состоит из вертикальных колонн 1, соединяющих их горизонтальных балок и ферм 5, диагональных связей 2 упорядоченной конструкции из балок 6 потолочного перекрытия. Почти все элементы каркаса: колонны, фермы, балки и связи изготавливаются из сварных профильных балок большого размера и соединяют сваркой, что обеспечивает устойчивость и прочность каркаса. Только балки, могущие при тепловом расширении или изгибе создавать значительные дополнительные напряжения в колоннах, свободно опираются на каркас и прикрепляются болтами через овалы отверстия. Для уменьшения удельной нагрузки на фундамент под колонны устанавливаются опорные башмаки 3, состоящие из опорных плит 7 и ребер жесткости 8. Раскосы 2 фермы выполняют из профильного проката, связывая их между собой сваркой накладками 4.

Башмаки жестко прикрепляют к фундаменту и заливают бетоном. Колонны и балки каркаса не обогреваются дымовыми газами. Этим облегчаются условия работы металла и предупреждаются значительные тепловые напряжения. Разность температур несущих элементов каркаса при закрытых компоновках котлоагрегатов все же достигает 60 °С. Для уменьшения термических напряжений в каркасе основные несущие его элементы располагают за пределами газоходов и их обмуровки. Сочленения же оборудованных балок (например, опорных балок поверхностей нагрева конвективной шахты) с балками каркаса выполняются в виде скользящей опоры с одной стороны, при неподвижном креплении – с другой.

В ряде конструкций полые балки для опирания водяного экономайзера проходят через конвективную шахту и обогреваются дымовыми газами. Эти балки охлаждаются продуваемым внутри воздухом, а их наружная поверхность покрывается тепловой изоляцией. К каркасу относятся также обшивочные щиты и рамы, на которые опираются обмуровка и отдельные поверхности нагрева. Основные колонны и балки изготавливаются сварными из листовой стали, а более мелкие элементы каркаса – из швеллера и других профилей проката.

Лестницы и площадки, используемые для обслуживания и ремонта котла, часто размещают на горизонтальных фермах.

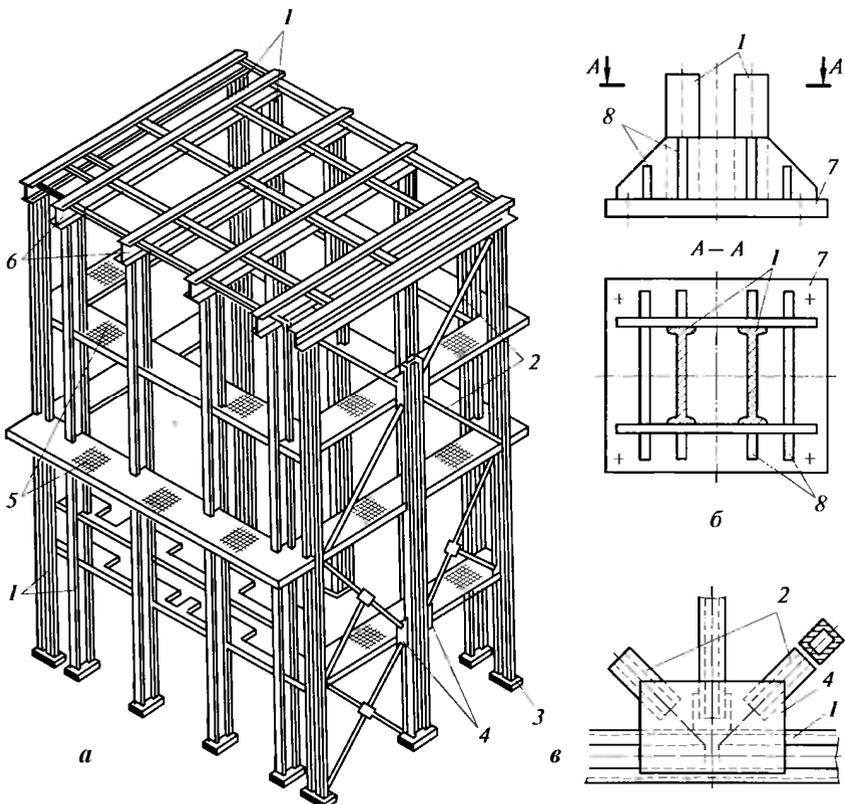


Рис. 1.27. Каркас котлового агрегата и его элементы: *а*) общий вид; *б*) башмак; *в*) сочленение балок с раскосами; 1) колонны; 2) раскосы-связи; 3) опорный башмак; 4) накладки; 5) горизонтальные фермы; 6) балки потолочного перекрытия; 7) опорная плита; 8) ребра жесткости

В котлоагрегатах с естественной циркуляцией большая часть нагрузки от барабана и экранов, висящих на верхних коллекторах, передается главным образом на верхнюю часть каркаса. В прямоточных котлоагрегатах значительная часть нагрузки от трубных панелей НРЧ, СРЧ и ВРЧ передается на среднюю и нижнюю части каркаса, что позволяет уменьшить сечение верхней части основных колонн. Нагрузка каркаса от элементов котлоагрегата вызывает сжатие и изгиб колонн и основных балок. Кроме того, в элементах каркаса возникают напряжения в результате неравномерных тепловых расширений этих эле-

ментов. Эти напряжения могут стать опасными только при повреждении обмуровки и перегреве несущих элементов каркаса.

К основному каркасу прикрепляют обшивочные рамы, а к ним – обмуровку и трубы радиационных поверхностей нагрева.

Обмуровка котла служит для ограждения топочной камеры и газоходов от окружающей среды и для направления движения потока дымовых газов в пределах котельного агрегата. Она работает при достаточно высоких температурах и резком их изменении и должна обеспечивать минимальные потери теплоты в окружающую среду, быть плотной, механически прочной, простой и доступной для ремонта.

Обмуровку подразделяют на тяжелые, облегченные и легкие, а по способам крепления – на свободно стоящие (на фундаментах), накаркасные (опирающиеся на каркас) и натрубные.

Внутренняя часть свободно стоящей обмуровки (рис. 1.28 а), обращенная в сторону высоких температур, выполняется из огнеупорного кирпича и называется *футеровкой*. Наружная часть обмуровки, называемая *лицевкой*, выполняется из строительного кирпича.

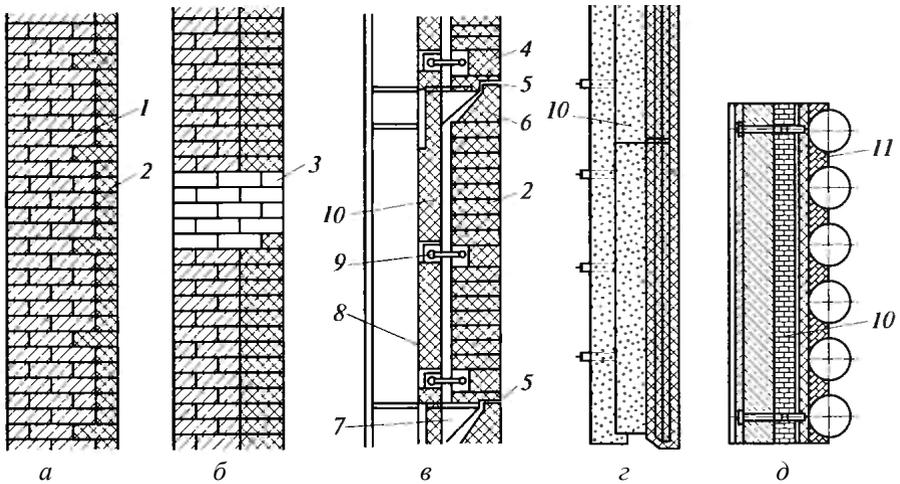


Рис. 1.28. Обмуровка котельного агрегата: а) свободно стоящая; б) массивная; в) облегченная накаркасная; z) щитовая; д) натрубная; 1, 2) красный шамотный кирпич; 3) перевязочный ярус; 4, 6) шамотные и фасонные шамотные кирпичи; 5) температурный шов; 7) кронштейн; 8) металлическая обшивка; 9) разгрузочный пояс; 10) теплоизолированные плиты; 11) хромитовая или шамотная масса

Кирпичную массивную (рис. 1.28 б) обмуровку с перевязочным ярусом из огнеупорного материала выполняют в котлах небольшой производительности. Для котлов производительностью 50...75 т/ч и выше применяют облегченную накаркасную обмуровку (рис. 1.28 в), состоящую из слоя шамотного 4 и шамотного фасонного 6 кирпичей, образующих футеровку, и слоя легковесной теплоизолирующей шамотной массы. Через каждые 2,5...3 м устанавливают разгрузочные кронштейны, на которые опирается обмуровка.

Щитовую (рис.1.28 з) обмуровку выполняют в виде отдельных прямоугольных щитов, которые укреплены на каркасе котла. Щит делают многослойным из огнеупорного бетона, армированного стальной сеткой, и теплоизолирующих слоев.

Натрубная (рис.1.28 д) обмуровка крепится непосредственно к трубам и состоит из слоя хромитовой или шамотной массы и изоляционного слоя из минераловатных матрацев, на которые нанесена газонепроницаемая магнезиальная обмазка.

В последние годы получили распространение щитовые каркасы. При щитовом каркасе на фундамент котлоагрегата устанавливается портал, имеющий высоту нижних отметок коллекторов поверхностей нагрева. На портал устанавливают вертикальные обшивочные щиты, рамы которых выполнены из швеллеров или двутавров. К щитам прикрепляют поверхности нагрева и обмуровку. Следовательно, такие каркасы не имеют отдельных несущих колонн. На нижний ярус щитов опирается верхний ярус, на щиты которого опираются горизонтальные потолочные балки. Щиты соединяются между собой на сварке. Каркас щитового типа применяется для прямоточных котлоагрегатов, у которых трубные панели радиационной части крепятся к соответствующим обшивочным щитам, а также для котлоагрегатов с естественной циркуляцией Барнаульского котельного завода производительностью до 420 т/ч. Щитовые каркасы дают экономию металла в размере 5...7% и облегчают монтажные работы.

Обмуровка современных котлоагрегатов большой производительности, работающих под разрежением, состоит из обращенного внутрь топки или газохода огнеупорного слоя, изоляционного и наружного уплотнительного слоев. Наружный слой выполняется в виде стальной обшивки или газонепроницаемой уплотнительной обмазки.

При разогреве экранные трубы холодной воронки удлиняются и укрепленная на них обмуровка перемещается вниз. Зазор между натрубной обмуровкой и обмуровкой вертикальных стен топки уплотняют гидравлическим затвором, представляющим собой длинный короб с водой, присоединенный к трубам, в который опущен вертикальный стальной нож, закрепленный к неподвижной обмуровке топки.

1.14. Приготовление твердого топлива к сжиганию

Твердое топливо при сжигании в современных камерных топках предварительно измельчают и в виде пыли в смеси с воздухом вдувают в топочную камеру, где он сгорает, находясь в потоке газов во взвешенном состоянии. Для превращения крупных кусков влажного топлива в пригодную для сжигания сухую угольную пыль твердое топливо подвергают процессу подготовки в системе пылеприготовления, заключающемуся в предварительном грубом дроблении на куски в несколько десятков миллиметров, подсушке и дальнейшем размоле до пылевидного состояния с размером частиц в несколько десятков или сотен микрон. Последняя стадия происходит для данного котла непосредственно в котельном отделении, и оборудование пылеприготовления включается в состав котельной установки. На рис. 1.29 показаны наиболее характерные варианты схем пылеприготовления.

При центральной системе пылеприготовления (рис. 1.29 *а*) предварительно подготовленное топливо из бункера 1 сырого дробленого угля поступает в сушилку 2, далее в мельницу 3, а затем в центральный бункер 4 готовой пыли. Насосом 5 пыль подается в расходные пылевые бункера 6 котлов. Из бункера пыль подают в топочную камеру 8 через горелочное устройство. Одновременно в горелку вентилятором 7 подается подогретый воздух.

Центральная система пылеприготовления, представляющая со-

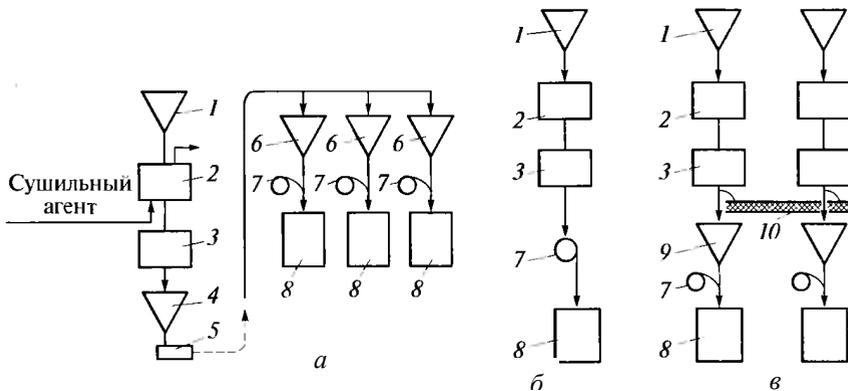


Рис. 1.29. Схемы систем пылеприготовления: *а*) центральная; *б*) индивидуальная с прямым вдуванием; *в*) индивидуальная с промежуточным пылевым бункером; 1) бункер сырого дробленого угля; 2) сушилка; 3) мельница; 4) центральный бункер готовой пыли; 5) насос для пыли; 6) расходные бункера; 7) вентиляторы; 8) топочные камеры котлов; 9) промежуточный бункер; 10) шнек для пыли

бой фактически пылезавод, применяется в настоящее время для энергоблоков мощностью более 500...800 МВт.

В индивидуальной системе пылеприготовления предусмотрено приготовление пыли непосредственно у котельной установки с использованием для сушки топлива и его пневмотранспортировки горячего воздуха или продуктов сгорания, образующихся в котле. Различают индивидуальные системы пылеприготовления с прямым вдуванием и с промежуточным пылевым бункером.

Индивидуальная система пылеприготовления с прямым вдувом (рис. 1.29 б) требует изменения режима мельничного оборудования с изменением нагрузки котла. В индивидуальной системе пылеприготовления с промежуточным пылевым бункером 9 (рис. 1.29 в) работа оборудования пылеприготовления не зависит от работы котла. Связь мельничных устройств отдельных котлов, обеспечивающая возможность с помощью пылевого шнека 10 передавать пыль в случае необходимости от одного котла другому повышает надежность установки.

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. 1.30.

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 выносится 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 размоле 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.

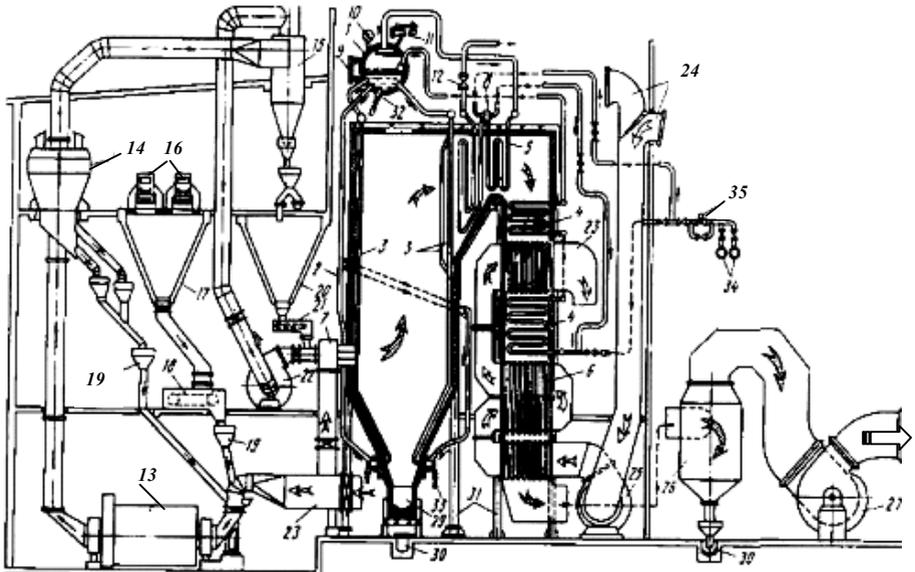


Рис. 1.30. Котельная установка с барабанным паровым котлом при сжигании твердого топлива: 1) барабан-сепаратор; 2) опускные трубы из барабана; 3) экранные подъемные трубы; 4) экономайзер; 5) пароперегреватель; 6) воздухоподогреватель; 7) горелочное устройство; 8) пароохладитель; 9) указатель уровня воды; 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; 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 клапан

Валковая среднеходная мельница (СМ) обеспечивает размол топлива за счет раздавливания кусков топлива валками на вращающемся плоском столе. Ее применение рационально для достаточно сухих ка-

менных 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.

1.15. Системы подачи жидкого топлива

Мазут может использоваться как основное топливо, а также как резервное (например, в зимнее время), аварийное и растопочное, когда основным является сжигаемое в пылевидном состоянии твердое топливо. При сливе из железнодорожных цистерн мазут самотеком движется в приемные баки. Из приемных резервуаров погружными нефтяными насосами перекачивается в основные большие мазутные баки (резервуары). В приемных и основных резервуарах мазут подогревается до 70°C обычно трубчатыми подогревателями поверхностного типа, обогреваемые паром. Для уменьшения опасности донных отложений и загрязнения поверхностей нагрева при длительном хранении к мазуту добавляют жидкие присадки типа ВНИИНП-102 и ВНИИНП-103. Из резервуаров мазут подается в главный корпус к паровым котлам после ряда операций его подготовки.

Технологический тракт подготовки мазута к сжиганию в топках котлов включает (рис. 1.31): приемно-сливное устройство (сливные эстакады с желобами, приемные резервуары с погружными перекачивающими насосами), основные резервуары для хранения постоянного запаса мазута, мазутонасосную, систему трубопроводов для мазута и пара, группу подогревателей мазута и фильтры. Подготовка мазута перед сжиганием заключается в удалении механических примесей, повышении давления мазута и его подогреве, необходимых для снижения потерь энергии на транспорт мазута к котлам и его тонкого распыления в форсунках горелочных устройств. Температура мазута в баках поддерживается на уровне 60...80°C в любое время года за счет циркуляционного подогрева путем возврата в бак части (до 50%) разогретого во внешних подогревателях мазута.

Типовой является двухступенчатая схема подачи топлива. По этой схеме подача топлива в устройства для подготовки к сжиганию (подогрев, перемешивание мазута в резервуарах, фильтрация от внешних загрязнений) осуществляется при низком давлении мазута (около 1 МПа), а насосы второго подъема перекачивают в главное здание мазут при высоком давлении (3,5–4,5 МПа).

При высокой скорости мазута в распыливающих форсунках может иметь место сильный абразивный износ металла мазутных каналов форсунки и быстрый выход ее из строя. Кроме того, при размере каналов менее 3 мм не исключено их забивание крупными твердыми частицами или сгустками асфальтосмолистых веществ. Очистка мазута от твердых фракций происходит сначала в фильтрах грубой очистки с размером ячеек сетки $1,5 \times 1,5 \text{ мм}^2$, а затем в фильтрах тонкой очистки с ячейками 0,3–0,5 мм, установленных перед насосами второй ступени на подогретом мазуте.

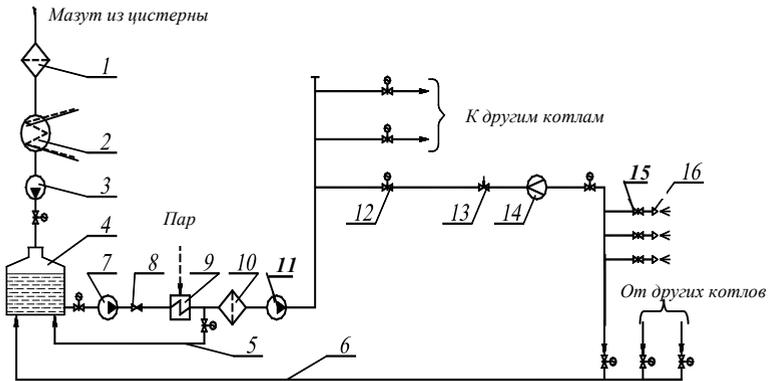


Рис. 1.31. Технологическая схема подготовки мазута к сжиганию:

- 1) фильтр грубой очистки; 2) сливной резервуар с подогревом; 3) перекачивающий насос; 4) основной резервуар; 5, 6) линии рециркуляции мазута; 7) насос первого подъема; 8) обратный клапан; 9) подогреватель мазута; 10) фильтр тонкой очистки; 11) насос второго подъема; 12) запорная арматура; 13) регулятор расхода; 14) расходомер; 15) задвижка; 16) форсунка

Повышение температуры мазута обеспечивается в паровых подогревателях до температуры, меньшей температуры вспышки паров. Для поддержания температуры мазута на нужном уровне независимо от потребления его котлом обеспечивается непрерывный его расход через линию за счет частичного возврата в бак (рециркуляция).

1.16. Газоснабжение котельных

Подача газа в промышленные котельные производится от распределительных сетей среднего давления. Система газоснабжения предприятия включает в себя части: ввод распределительных газопроводов на территорию предприятия, межцеховые газопроводы, газорегуляторный пункт (ГРП) или газорегуляторная установка (ГРУ), цеховые газопроводы и газопроводы в пределах котлоагрегата (обвязочные газопроводы). К наружным газопроводам относятся вводы и межцеховые газопроводы, к внутренним – цеховые газопроводы и газопроводы в пределах котлоагрегатов. Схема газопроводов промышленной котельной показана на рис. 1.32.

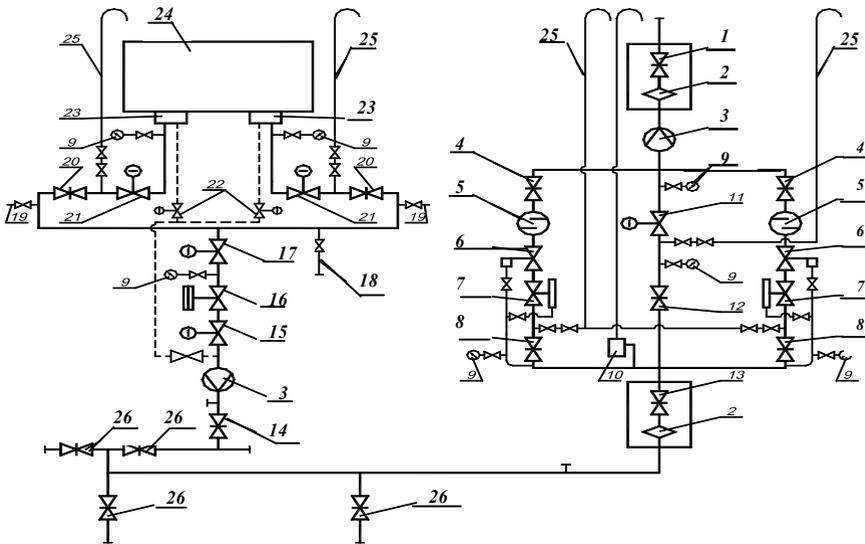


Рис. 1.32. Схема газопроводов промышленной котельной: 1) отключающее устройство на вводе в ГРП; 2) линзовый компенсатор; 3) расходомер; 4) отключающее устройство перед регулятором; 5) газовый фильтр; 6) предохранительный запорный клапан; 7) регулятор давления; 8) отключающее устройство за регулятором давления; 9) манометр; 10) предохранительный сбросной клапан; 11) первая по ходу газа задвижка на байпасе (с электроприводом); 12) вторая по ходу газа задвижка на байпасе; 13) отключающее устройство за ГРП; 14) первое по ходу газа отключающее устройство на котел; 15) второе по ходу газа отключающее устройство на котел; 16) газовый отсечной клапан; 17) регулирующая заслонка; 18) импульсный трубопровод на защиту; 19) пробоотборники; 20) первое по ходу газа отключающее устройство на горелку; 21) второе по ходу газа отключающее устройство на горелку; 22) электромагнитный клапан на запальник; 23) газовая горелка; 24) котел; 25) трубопровод безопасности; 26) секционные задвижки

Предприятием обслуживаются газопроводы от отключающего устройства на вводе распределительного газопровода до газовых горелок. Отключающее устройство на вводе распределительного газопровода обслуживается предприятием газового хозяйства.

Газорегуляторные пункты (ГРП) и установки (ГРУ) предназначены для снижения давления газа и поддержания его на необходимом в эксплуатации уровне независимо от изменений потребления газа и его давления перед регуляторными пунктами и установками. Одновременно с этим ГРП и ГРУ выполняют следующие функции: прекращают подачу газа при повышении или понижении давления после регулятора сверх заданных пределов, очищают газ от механических примесей, производят учет расхода газа и обеспечивают возможность контроля за входным и выходным давлением газа и его температурой.

В состав основного оборудования газорегуляторного пункта (ГРП) или установки (ГРУ) входят: газовый фильтр, предохранительный запорный клапан (ПЗК), регулятор давления, предохранительный сбросной клапан (ПСК), расходомер.

Газовые фильтры устанавливаются в ГРП и ГРУ перед предохранительными запорными клапанами и регуляторами давления. Они предназначены для очистки газа от пыли, ржавчины и других твердых частиц.

Предохранительные запорные клапаны (ПЗК) предназначены для автоматического прекращения подачи газа к потребителям в случае недопустимого повышения или понижения его давления относительно заданных пределов. В ГРП (ГРУ) ПЗК устанавливаются на газопроводе перед регулятором давления, а импульс конечного давления к нему подводят от контролируемой точки газопровода за регулятором.

ПЗК настраивается так, чтобы подача газа прекращалась:

- при давлении, превышающем максимально допустимое рабочее давление газа в газопроводе за регулятором на 25 %;
- при понижении давления до минимально возможного по конструктивным характеристикам ПЗК, либо до давления, на 200–300 Па (при низком давлении) или на 2000–3000 Па (при среднем давлении) большего того, при котором может прекратиться горение газа у горелок или произойти проскок пламени в них.

Основным устройством ГРП (ГРУ) является *регулятор давления*. Регулятор давления автоматически снижает давление газа и поддерживает его постоянным на заданном уровне независимо от расхода газа и колебаний давления на входе. Элементами регулятора давления являются дроссельный орган (клапан), чувствительный элемент (мембрана) и управляющий элемент (пружина или командный прибор).

Основным элементом любого регулятора давления является регулирующий (дросселирующий) орган, который схематично можно представить себе как отверстие, перекрываемое в процессе регулирования клапаном или заслонкой. По существу – это переменное гидравлическое сопротивление на газопроводе.

Предохранительный сбросной клапан предназначен для стравливания в атмосферу газа из газопровода за регулятором в случае кратковременного повышения давления в нем при резком уменьшении расхода газа потребителями или внезапном повышении давления перед регулятором. Это предотвращает срабатывание в таких случаях предохранительного запорного клапана (ПЗК).

Для измерения количества газа, проходящего через газопровод за отрезок времени, применяются *ротационные счетчики* или *измерительные диафрагмы*.

Для подачи газа потребителю во время ремонта или ревизии оборудования основной линии в ГРП (ГРУ) предусмотрен *обводной газопровод (байпас)* с двумя последовательно размещенными запорными устройствами. Между запорными устройствами на байпасе устанавливается продувочный газопровод.

Кроме того, в комплект ГРП (ГРУ) входят *сбросные и продувочные трубопроводы*, предназначенные для сброса газа в атмосферу от предохранительных сбросных клапанов и продувки газопроводов и оборудования; *контрольно-измерительные приборы* – манометры для измерения давления до и после фильтра, после регулятора и термометры для измерения температуры газа; *импульсные трубки*, предназначенные для соединения отдельных элементов оборудования между собой и с контролируемыми точками газопроводов, а также для присоединения средств измерения к газопроводам в контролируемых точках.

Подача газа к отдельным котлам осуществляется от газопровода, называемого газовым коллектором. На ответвлении от коллектора к котлу устанавливается общее на котел запорное устройство. Перед запорным устройством на газопроводе должны быть установлены изолирующие фланцы для защиты от блуждающих токов. К наиболее удаленному участку коллектора присоединяют продувочный трубопровод, диаметром не менее 20 мм для вытеснения из газопровода воздуха перед пуском котельной и для удаления газа воздухом при длительной ее остановке. От газопровода каждого котла также предусмотрен продувочный трубопровод. Для отбора проб на продувочном трубопроводе имеется штуцер с пробкой.

Схема газопроводов котла зависит от количества и расположения горелок, способа подачи воздуха в горелки, степени их

автоматизации и мощности. Перед горелкой с номинальной мощностью должен быть один газовый автоматический запорный орган, перед горелкой мощностью более 0,35 МВт до 1,98 МВт – два автоматических запорных органа, мощностью более 1,98 МВт – два автоматических запорных органа с автоматическим запорным органом утечки газа между ними. Орган утечки включает трубопровод безопасности при выключении запорных органов и выключает трубопровод безопасности при их включении. Трубопроводы безопасности и продувочные свечи с отключающими устройствами, которые у неработающих котлов должны быть открыты, необходимы для предотвращения попадания газа в топку котла при неисправных отключающих устройствах.

На ранее смонтированных газопроводах котлов с ручным обслуживанием горелок также имеются газопроводы безопасности, присоединенные между двумя запорными устройствами перед горелкой. Штуцер с заглушкой на трубопроводе безопасности используют для периодической проверки плотности запорных устройств.

Трубопроводы продувочный и безопасности выводят на высоту не менее 1 м выше карниза крыши, в места, где обеспечено безопасное рассеивание газа. Для предохранения от попадания в них атмосферных осадков концы этих трубопроводов загивают вниз. Допускается объединение продувочных трубопроводов с одинаковым давлением газа в общий продувочный трубопровод.

Кроме арматуры и контрольно-измерительных приборов на газопроводе перед каждым котлом обязательно должно быть установлено автоматическое устройство, обеспечивающее безопасную работу котла. Таким устройством является клапан-отсекатель. При возникновении аварийной ситуации по любому параметру защиты сигнал от первичного датчика поступает на щит управления. На щите управления размыкается электрическая цепь, электромагнит клапана-отсекателя обесточивается, сердечник электромагнита падает, и при этом клапан садится в седло, перекрывая проход газа.

Газопроводы котельных низкого давления окрашивают в желтый цвет, а среднего – в желтый с красными кольцами.

2. Основы горения топлива и тепловой баланс котла

2.1. Общие понятия о топливе и горении

Топливом называют вещество, выделяющее при определенных условиях большое количество тепловой энергии, которую используют в различных отраслях народного хозяйства для получения водяного пара или горячей воды систем отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и производства электроэнергии. Топливо бывает горючее и расщепляющееся. Горючее – топливо, которое выделяет теплоту при взаимодействии с окислителем (воздухом), а расщепляющееся (ядерное) – выделяет теплоту в процессе торможения продуктов деления тяжелых ядер химических элементов, при взаимодействии их с нейтронами. Горючее топливо делится на органическое и неорганическое.

В теплогенерирующих котельных установках (ТГУ) применяют органическое топливо, которое по агрегатному состоянию делят на твердое, жидкое и газообразное, а по способу получения – на естественное и искусственное. Естественные: уголь, торф, сланцы, древесина, природный газ, попутный газ нефтяных месторождений. Искусственные (синтетические, композиционные): топливные брикеты, торфяной кокс, дизельное и соляровое топливо, мазут (топочный, бытовой), топливные эмульсии и суспензии, доменный, коксовый, сланцевый газ.

Горением называется быстрый процесс экзотермического окисления горючего вещества, сопровождающийся выделением значительного количества тепловой энергии. Особенности процесса горения, отличающее его от родственных процессов окисления: высокая температура; быстротечность по времени; неизотермичность; изменение концентрации компонентов, структуры и формы поверхности реагирования во времени.

По своей природе горение – процесс, протекающий при непрерывном подводе горючего и окислителя в зону горения и отводе газообразных продуктов сгорания. В основе процесса горения лежат экзотермические и эндотермические реакции, которые описываются стехиометрическими уравнениями и принципиальной особенностью которых является их обратимость. Для протекания реакции необходимо перемешивание компонентов на молекулярном уровне, иными словами, необходим процесс массопереноса реагирующих компонентов в зону реакции и продуктов реакции из нее.

Процесс массопереноса осуществляется в турбулентном потоке за счет турбулентной диффузии, а в ламинарном потоке, неподвижной среде и в пограничном слое – за счет молекулярной диффузии, которые при постоянной температуре и давлении описываются законом

Фика. Если реакция горения протекает мгновенно, то это явление называется *взрывом*.

В зависимости от фазового состояния реагирующих веществ химические реакции горения делят на: 1) *гомогенные* – протекающие в объеме между компонентами, находящимися в одной фазе (газ и воздух); 2) *гетерогенные* – протекающие на поверхности раздела фаз (уголь или капля мазута и воздух).

Топливо в том виде, в каком оно поступает к потребителю, называется *рабочим*, а вещество, составляющее его – *рабочей массой*. В элементарный химический состав рабочей массы топлива, выражаемый следующим образом:

$$C^P + H^P + O^P + N^P + S_{\text{ор+к}}^P + A^P + W^P = 100\%, \quad (2.1)$$

входят горючие вещества: углерод С, водород Н, сера S, а также кислород О и азот N, находящиеся в сложных высокомолекулярных соединениях, негорючие минеральные примеси, превращающиеся при сжигании топлива в золу А и влагу W. Влага и зола составляют внешний балласт топлива, а кислород и азот – внутренний его балласт.

Минеральные примеси и влажность одного и того же сорта топлива в разных районах его месторождения могут быть различными, а также могут несколько изменяться при транспортировке и хранении. Более постоянным является состав горючей массы топлива, не включающий в себя золу и влагу. Для сравнительной теплотехнической оценки различных сортов топлива введены условные понятия сухой, горючей и органической массы топлива.

Сухой называется обезвоженная масса рабочего топлива. *Безводная* и *беззольная* масса топлива называется *горючей*. Исключение из горючей массы колчеданной серы S_к приводит к *органической* массе топлива.

Твердое топливо с установившейся в естественных условиях влажностью называется *воздушно-сухим*. Проба такого топлива, поступающего для лабораторного анализа, носит название *аналитической* пробы топлива.

Составляющие этих условных масс топлива, выраженные в процентах, обозначаются теми же символами, что и составляющие рабочей массы, но соответственно с индексами «с», «г», «о» и «а».

Перерасчет состава топлива с одной массы на другую, более обогащенную горючими, производится следующим образом. Определяется количество пересчитываемого элемента в заданной массе и выражается в процентах количества массы, на которую производится перерасчет. Так, для пересчета содержания углерода в рабочей на

сухую массу, количество углерода в рабочей массе $C^P/100$, кг/кг, выражают в процентах количества содержащейся в ней сухой массы:
 $(100 - W^P)/100$ кг/кг, что дает

$$C^C = C^P \frac{100}{100 - W^P} . \quad (2.2)$$

Пользуясь этим пересчетным коэффициентом, можно пересчитать и остальные составляющие заданной массы. При пересчете на массу, менее богатую горючими, коэффициентом пересчета становится обратное значение коэффициента в выражении (2.2), т.е. $(100 - W^P)$.

Углерод С – главная составляющая топлив. При окислении с кислородом образуется углекислый газ CO_2 и 34 МДж/кг теплоты. При недостатке воздуха или плохой тяге образуется окись углерода CO , или *угарный газ*, который без цвета, запаха и вкуса, токсичен, легче воздуха ($\rho = 1,25$ кг/м³), горюч, взрывоопасен. Угарный газ скапливается в «мертвых» зонах газоходов и при взаимодействии с воздухом может произойти взрыв, поэтому в обмуровке не должно быть трещин и неплотностей. На человека действует отравляюще.

Окись углерода может догореть (при $t = 650$ °С), если подвести добавочный воздух.

Водород Н – его содержание небольшое, но дает теплоты в четыре раза больше, чем углерод, т.е. 120 МДж/кг.

Сера S – встречается в трех видах: органическая и колчеданная или летучая горючая сера, а также сульфатная негорючая сера. Летучая сера дает 10 МДж/кг теплоты. Сернистые соединения в сочетании с водяными парами вызывает коррозию стальных труб и повышает точку росы уходящих газов. Сернистый газ SO_2 вредно действует на окружающую среду.

Кислород О – находится в соединении с горючими элементами топлива, поэтому не способствует выделению химической энергии топлива.

Азот N – содержится в топливе в малых количествах, в горении не участвует и переходит в свободном состоянии в продукты сгорания.

Влага W – разделяется на внешнюю, попавшую в пласт при добыче, транспортировке, хранении, из атмосферного воздуха, и внутреннюю, входящую в состав кристаллогидратов минеральных примесей топлива. Влага отрицательно влияет на качество топлива и работу теплогенератора, так как на ее испарение в топке используется полезная теплота, увеличивается температура точки росы, увеличивается коли-

чество дымовых газов, что приводит к перерасходу электроэнергии для их удаления и т.д.

Зола А, или зольность, понятие условное, так как зола в топливе не содержится, а получается при сжигании. Легкоплавкая зола вызывает зашлаковывание котлов и колосниковых решеток, что препятствует доступу воздуха к топливу. Летучая зола – пылевидные фракции, выносимые продуктами сгорания из топки и осаждающиеся в газоходах на трубках котла, экономайзера, воздухоподогревателя, что снижает теплопередачу от топочных газов к воде, уменьшает КПД и увеличивает расход топлива. Для очистки от золы используют обдувку в паровых и дробеочистку в водогрейных и паровых котлах.

Если твердое топливо нагревать без доступа воздуха до 850 °С (сухая перегонка), то из топлива выделяются летучие вещества (углеводороды, сера, водород, кислород, азот, влага) и остается твердый остаток (углерод и зола) – *кокс*. Количество летучих веществ определяют в процентах к рабочей или горючей массе топлива и называют *выходом летучих*. Чем больше выход летучих, тем легче воспламеняется топливо, и выше его реакционная способность при горении, но необходимо иметь более высокие топки.

Жидкое топливо получается из нефти методом термической разгонки (крекинга). В зависимости от температуры получают фракции: бензин (200...225 °С), керосин (140...300 °С), дизельные топлива (190...350 °С), мазуты (> 350 °С). Мазуты для котельных делятся на:

- флотские Ф-5 и Ф-12 – для использования в судовых котлах, газотурбинных установках и двигателях;
- топочные мазуты М-40, М-100 и другие, которые в зависимости от содержания серы делятся на малосернистые ($S < 0,5\%$), сернистые ($S = 0,5...2\%$), высокосернистые ($S > 2\%$);
- топочные печные бытовые (ТПБ).

Количество теплоты, выделяемое при полном сгорании единицы массы (или объема) топлива, называется его теплотворностью, или *теплотой сгорания* и измеряется в кДж/кг или кДж/м³.

Природный газ представляет собой смесь различных углеводородов, основными компонентами являются: метан CH_4 , содержание которого доходит до 86...98%; тяжелые углеводороды $\text{C}_m\text{H}_n = 4...9\%$; азот $\text{N}_2 = 1...5\%$.

Процентный состав природного газа выражается уравнением

$$\text{CH}_4 + \sum \text{C}_m\text{H}_n + \text{N}_2 + \text{CO}_2 + \text{H}_2\text{S} + \dots = 100\%, \quad (2.3)$$

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.

В табл. 2.1 приведена общая структура используемых в энергетике котельных топлив.

Таблица 2.1

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 _m H _n , H ₂ S, Г= 91...99,5%	Негорючие газы CO ₂ , N ₂ , O ₂ , Б=0,5...9,0%

2.2. Теплота сгорания топлива и расход воздуха на горение

Теплота сгорания топлива – количество теплоты, выделяемое при полном сгорании единицы массы (кДж/кг) или объема (кДж/м³) топлива.

Различают высшую Q_v^p и низшую Q_n^p теплоту сгорания. Высшей теплотой сгорания топлива называют количество теплоты, выделенное 1 кг (или 1 м³) рабочего топлива, с учетом конденсации водяных паров образующихся от окисления водорода и испарения влаги топлива. Низшей теплотой сгорания топлива называют количество теплоты, выделенное 1 кг (или 1 м³) рабочего топлива, без учета конденсации водяных паров из топочных газов. Теплота сгорания Q_n^p меньше Q_v^p на теплоту парообразования водяных паров (2460 кДж/кг).

В реальных условиях дымовые газы и, в том числе, водяные пары уходят в атмосферу без конденсации и поэтому для расчетов расхода топлива используют низшую теплоту сгорания топлива.

Низшая теплота сгорания топлив может быть подсчитана по формуле Менделеева

$$Q_H^P = 0,34C^P + 1,03H^P + 0,11(S^P + O^P) - 0,025W^P, \text{ МДж/кг}, \quad (2.4)$$

где C^P , H^P , S^P , O^P и W^P выражены в процентах.

Погрешность формулы Менделеева не превышает 2 %.

Элементарный состав некоторых мазутов приведен в табл. 2.2.

Таблица 2.2.

**Элементарный состав, в %, и низшая теплота сгорания
некоторых мазутов**

Вид мазута	C^P	H^P	S^P	$\frac{N^P}{O^P}$	A^P	W^P	Q_H^P , МДж/кг
Малосернистый	84,65	11,7	0,3	0,3	0,05	3,0	40,3
Сернистый	83,8	11,2	1,4	0,5	0,1	3,0	39,6
Высокосернистый	83,0	10,4	2,8	0,7	0,1	3,0	38,8

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

$$Q_H^c = 0,01(Q_{CH_4} \cdot CH_4 + Q_{C_2H_2} \cdot C_2H_2 + \sum Q_{C_mH_n} \cdot C_mH_n). \quad (2.5)$$

Здесь CH_4 , C_2H_6 – содержание горючих газов в топливе, % по объему; Q_{CH_4} , $Q_{C_2H_2}$ – объемная теплота сгорания соответствующих газов, кДж/м³.

Теплофизические свойства некоторых газов приведены в табл. 2.3.

Можно пересчитать с учетом плотности природного газа его теплоту сгорания Q_H^c , кДж/м³, на единицу массы Q_{HM}^c , кДж/кг, тогда

$$Q_{HM}^c = Q_H^c / (\rho_r + d_r \cdot 10^{-3}), \quad (2.6)$$

где ρ_r – плотность сухого газа при нормальных условиях, кг/м³; d_r – влажесодержание газа, г/м³.

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 $Q_{y,t} = 29\ 310$ кДж/кг (7000 ккал/кг). Потребление разных видов топлив электростанциями пересчитывается на условное топливо на основании баланса тепловыделения $B_n Q_n^p = B_{y,t} Q_{y,t}$, тогда

$$B_{y,t} = B_n Q_n^p / Q_{y,t}, \quad (2.7)$$

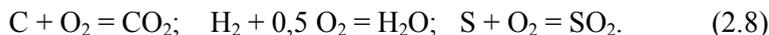
где $B_{y,t}$, B_n – расход соответственно условного и натурального топлива, кг/с. Отношение $Q_n^p / Q_{y,t}$ называют тепловым эквивалентом топлива. На основе тепловых эквивалентов можно пересчитать в условное топливо потребление природного и других горючих газов электростанций.

Таблица 2.3

Теплофизические характеристики газов

Газ	Символ	μ , г/моль	ρ , кг/м ³	Q_v , МДж/м ³	Q_n , МДж/м ³	Объем воздуха для сгорания, м ³ /м ³	Объем продуктов сгорания, м ³ /м ³
Водород	H ₂	2,016	0,089	12,75	10,75	2,38	2,88
Метан	CH ₄	16,04	0,717	39,82	35,88	9,52	10,52
Этан	C ₂ H ₆	30,07	1,355	70,38	64,44	16,66	18,16
Пропан	C ₃ H ₈	44,1	2,011	100,9	92,91	23,8	25,80
Бутан	C ₄ H ₁₀	58,12	2,708	131,8	121,7	30,94	33,44
Этилен	C ₂ H ₄	28,054	1,261	63,43	59,5	14,28	15,28
Пропилен	C ₃ H ₆	42,08	1,913	93,75	87,72	21,42	22,92
Бутилен	C ₄ H ₈	56,108	2,597	123,5	115,6	28,56	30,56
Сероводород	H ₂ S	34,082	1,539	26,8	23,383	7,14	3,88
Оксид углерода	CO	28,01	1,25	12,62	12,62	2,38	2,88

Количество воздуха, необходимого для сжигания топлива, определяется согласно закону Дальтона: в изолированных, как и в совместных параллельных и последовательных, реакциях исходные вещества реагируют друг с другом и образуют новые продукты в определенных, так называемых стехиометрических соотношениях. Расход кислорода и количество образующихся продуктов сгорания определяются из стехиометрических уравнений горения, записанных для одного киломоля каждого горючего составляющего, т.е. углерода, водорода и серы



Для 1 кг горючего эти уравнения соответственно примут вид

$$1 \text{ кг С} + \frac{32}{12,01} \text{ кг О}_2 = \frac{44,01}{12,01} \text{ кг СО}_2; \quad (2.9)$$

$$1 \text{ кг Н}_2 + \frac{32}{4,032} \text{ кг О}_2 = \frac{36,032}{4,032} \text{ кг Н}_2\text{О}; \quad (2.10)$$

$$1 \text{ кг S} + \frac{32}{32,06} \text{ кг О}_2 = \frac{64,06}{32,06} \text{ кг SO}_2. \quad (2.11)$$

Из формул следует, что для полного сгорания горючих элементов в количествах, содержащихся в 1 кг топлива, с образованием CO_2 , SO_2 , H_2O соответственно необходимо количество кислорода, $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$\left. \begin{aligned} V_{\text{O}_2}^{\text{CO}_2} &= \frac{C^p \cdot 32}{100 \cdot 12,01 \rho_{\text{O}_2}}, \\ V_{\text{O}_2}^{\text{SO}_2} &= \frac{S_{\text{ор+к}}^p \cdot 32}{100 \cdot 32,06 \rho_{\text{O}_2}}, \\ V_{\text{O}_2}^{\text{H}_2\text{O}} &= \frac{H^p \cdot 32}{100 \cdot 4,032 \rho_{\text{O}_2}}. \end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$

При этом образуется диоксид углерода

$$V_{\text{CO}_2} = \frac{C^p \cdot 44,01}{100 \cdot 12,01 \rho_{\text{CO}_2}}; \quad (2.13 \text{ а})$$

диоксид серы

$$V_{\text{SO}_2} = \frac{S_{\text{ор+к}}^p \cdot 64,04}{100 \cdot 32,06 \rho_{\text{SO}_2}}; \quad (2.13 \text{ б})$$

водяной пар

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H^p \cdot 36,032}{100 \cdot 4,032 \rho_{\text{H}_2\text{O}}}. \quad (2.13 \text{ в})$$

В формулах (2.12) и (2.13): $\rho_{\text{O}_2} = 1,428$; $\rho_{\text{CO}_2} = 1,964$; $\rho_{\text{SO}_2} = 2,858$; $\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 0,804$ – соответственно плотность кислорода, оксидов углерода и серы и водяного пара, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Суммируя затраты кислорода на сжигание горючих элементов, содержащихся в 1 кг топлива (см.(2.12)), и вычитая количество кислорода топлива, получаем теоретически необходимое количество кислорода для сжигания 1 кг твердого или жидкого топлива

$$V_{O_2}^o = 1,866 \frac{C^p}{100} + 0,7 \frac{S_{op+k}^p}{100} + 5,55 \frac{H^p}{100} - \frac{O^p}{100\rho_{O_2}}. \quad (2.14)$$

В формуле (2.14): C^p , S_{op+k}^p , H^p , O^p – соответственно массовое содержание углерода, серы, водорода и кислорода в топливе, %; ρ_{O_2} – плотность кислорода, $кг/м^3$.

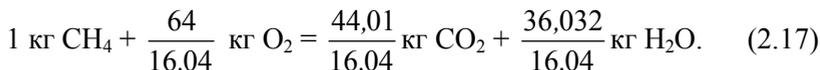
В воздухе содержится кислорода примерно 21 % по объему, поэтому теоретически необходимое количество воздуха для горения V^o , $м^3/кг$, т.е. количество воздуха, которое необходимо для полного сжигания 1 кг топлива при условии, что весь содержащийся в нем кислород прореагирует, составляет

$$V^o = V_{O_2}^o / 0,21 = 0,0899(C^p + 0,375S_{op+k}^p) + 0,265H^p - 0,0333O^p, \quad (2.15)$$

или в $кг/кг$

$$L^o = 0,115(C^p + 0,375S_{op+k}^p) + 0,342H^p - 0,0431O^p. \quad (2.16)$$

Горение метана с образованием CO_2 и H_2O можно представить уравнением



На 1 кг метана приходится 4 кг или $2,8 \text{ м}^3$ кислорода, 2,75 кг или $1,4 \text{ м}^3$ диоксида углерода и 2,25 кг или $2,79 \text{ м}^3$ водяных паров. На 1 м^3 метана приходится 2 м^3 кислорода, 1 м^3 диоксида углерода и 2 м^3 водяных паров.

Теоретический объемный расход воздуха при сжигании 1 м^3 сухого газа, $м^3/м^3$

$$V^o = 0,0476 (0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \sum(m+n/4)C_mH_n - O_2). \quad (2.18)$$

В процессе горения по мере расходования топлива и кислорода и уменьшения их действующих концентраций выгорание замедляется. В топках условия реагирования ухудшаются и из-за недостаточно совершенного смешения вступающих в процесс горения больших масс топлива и воздуха. Поэтому для горения воздуха подается больше его теоретически необходимого количества.

Отношение количества воздуха, действительно поступившего в топку V_b , к теоретически необходимому его количеству называется *коэффициентом избытка воздуха*:

$$\alpha = V_b / V^o. \quad (2.19)$$

Для пылеугольных топок по условиям достижения большего значения КПД и интенсификации процесса горения оптимальными являются $\alpha = 1,2 \dots 1,25$, при этом нижний предел относится к бурым и каменным углям, а верхний – к тощим углям и антрацитам. При размоле бурых и каменных углей в молотковых мельницах рекомендуется выбирать верхний предел. При жидком шлакоудалении из-за повышения температуры в топке и уменьшения присосов может быть снижен для однокамерных топок до 1,2, для двухкамерных и циклонных топок – до 1,1. При сжигании природных газов и мазута в котлах, снабженных автоматикой регулирования процесса горения и регуляторами давления в газопроводе, α может быть снижен до 1,05.

На действующих котлах балансowymi испытаниями при различных нагрузках определяется оптимальное значение α , при котором суммарные потери окажутся минимальными.

2.3. Расчет объемов продуктов сгорания и энтальпии газов

Определение объемов продуктов сгорания твердых и жидких топлив, производимое на основе стехиометрических уравнений горения (2.9 – 2.11), ведется на 1 кг в последовательности, изложенной ниже с теоретическим количеством воздуха $\alpha = 1$.

Азот, входящий в состав топлива, и азот, находящийся в теоретически необходимом количестве воздуха, предопределяют теоретический объем азота

$$V_{N_2}^o = 0,79V^o + 0,8 \frac{N^p}{100}, \frac{M^3}{кг}, \quad (2.20)$$

где число 0,8 представляет частное от деления единицы на плотность азота, равную 1,251 кг/м³.

Объемы трехатомных газов полного сгорания углерода и серы подсчитываются согласно формулам (2.13 а), (2.13 б) и выражаются

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2} = \frac{1,866}{100} (C^p + 0,375 S_{op+k}^p), \frac{M^3}{кг}. \quad (2.21)$$

Теоретическое количество водяного пара включает в себя: пар, образующийся в результате полного сгорания водорода топлива, количество которого подсчитывается по формуле (2.13 в); пар, полученный при испарении влаги топлива; пар, вносимый в топку влажным воздухом, в котором примерно 0,0161 – количество водяного пара в 1 м³ воздуха; пар используемый для распыления при сжигании мазута (G_f , кг/кг),

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^o = 0,111\text{H}^p + 0,0124\text{W}^p + 0,0161\text{V}^o + 1,24 G_{\text{ф}},$$

и водяной пар, находящийся в избыточном воздухе,

$$0,0161(\alpha - 1) V^o.$$

В результате общее количество водяного пара

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^o + 0,0161(\alpha - 1) V^o, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}. \quad (2.22)$$

Объем трехатомных сухих газов в сумме с теоретическим объемом азота и водяного пара составляет теоретический объем продуктов сгорания,

$$V_{\text{г}}^o = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^o + V_{\text{H}_2\text{O}}^o. \quad (2.23)$$

При сжигании топлива с $\alpha > 1$ объем других составляющих продуктов сгорания определяется по следующим формулам

$$V_{\text{N}_2} = V_{\text{N}_2}^o + 0,79(\alpha - 1) V^o, \quad V_{\text{O}_2} = 0,21(\alpha - 1) V^o. \quad (2.24)$$

Поэтому общий объем продуктов сгорания составляет

$$V_{\text{г}} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2}. \quad (2.25)$$

Объемные доли трехатомных газов

$$r_{\text{RO}_2} = V_{\text{RO}_2} / V_{\text{г}}, \quad (2.26)$$

$$r_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}} / V_{\text{г}}. \quad (2.27)$$

Теоретические (минимальные) объемы продуктов сгорания, полученные при полном сгорании газообразного топлива с теоретически необходимым количеством воздуха ($\alpha = 1$) определяются следующим образом, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$\left. \begin{aligned} V_{\text{N}_2}^o &= 0,79V^o + 0,01\text{N}_2, \\ V_{\text{RO}_2}^o &= 0,01(\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \sum m \cdot \text{C}_m\text{H}_n), \\ V_{\text{H}_2\text{O}}^o &= 0,01\left(\text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + \sum \frac{n}{2} \text{C}_m\text{H}_n + 0,124d_{\text{г}}\right) + 0,0161V^o, \end{aligned} \right\} \quad (2.28)$$

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

Объемы продуктов сгорания при $\alpha > 1$ определяются по формулам (2.22) – (2.25).

Для выполнения тепловых расчетов топочных устройств необходимо знать энтальпию продуктов сгорания, отнесенную к 1 кг твердого или жидкого топлива (кДж/кг) или к 1 м³ газообразного топлива (кДж/м³), в виде суммы энтальпий газов $I_{ог}$ при $\alpha = 1$ и энтальпии избыточного воздуха $(\alpha - 1)I_{ов}$ так, что

$$I_{г} = I_{ог} + (\alpha - 1)I_{ов}. \quad (2.29)$$

Энтальпия газов и теоретически необходимого воздуха при $\alpha = 1$ и температуре ϑ (°C), кДж/кг (кДж/м³)

$$I_{ог} = V_{CO_2}^o (c_p \vartheta)_{CO_2} + V_{N_2}^o (c_p \vartheta)_{N_2} + V_{H_2O}^o (c_p \vartheta)_{H_2O}, \quad (2.30)$$

$$I_{ов} = V^o (c_p \vartheta)_{в}, \quad (2.31)$$

где c_p – объемная изобарическая теплоемкости соответствующих газов.

Энтальпии основных газов приведены в приложении в табл. П1.

Масса продуктов сгорания $G_{г}$ складывается из обеззоленной массы топлива и воздуха, подаваемого для горения:

$$G_{г} = 1 - \frac{A^p}{100} + 1,306 \alpha V^o. \quad (2.32)$$

2.4. Тепловой баланс котельного агрегата

Тепловой баланс котла представляется в виде уравнения, устанавливающего связь между теплотой, поступающей в котельную установку, и теплотой, которая в нем расходуется. Тепловой баланс котлов, работающих на твердом и жидком топливах составляется в кДж на 1 кг твердого или жидкого топлива (кДж/кг), а котлов, работающих на газообразном топливе в кДж на 1 м³ сжигаемого топлива при нормальных условиях (кДж/м³).

Общее уравнение теплового баланса котла записывают в следующем виде:

$$Q_p + Q_{в.вн} + Q_{ф} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6,$$

где Q_p – располагаемая теплота топлива, кДж/кг (кДж/м³);

$Q_{в.вн}$ – теплота, вносимая в топку подогреваемым воздухом вне котла (паром из отбора турбин, другими способами), кДж/кг (кДж/м³);

$Q_{ф}$ – теплота, вносимая в топку с паровым дутьем (при сжигании мазута «форсуночным» паром), кДж/кг;

Q_1 – теплота, полезно используемая в котле на нагрев воды, ее испарение, перегрев пара и на другие нужды, кДж/кг (кДж/м³);

Q_2 – потеря теплоты с уходящими газами, кДж/кг (кДж/м³);

Q_3 – потеря теплоты от химической неполноты сгорания топлива, кДж/кг (кДж/м³);

Q_4 – потеря теплоты от механической неполноты сгорания топлива, кДж/кг (кДж/м³);

Q_5 – потеря теплоты от наружного охлаждения, кДж/кг (кДж/м³);

Q_6 – потеря теплоты со шлаком и на охлаждение панелей и балок топки, не включенных в циркуляционную схему котла, кДж/кг (кДж/м³).

Величины Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6 входящие в правую часть уравнения теплового баланса, являются тепловыми потерями котельной установки. Их относят к располагаемой теплоте топлива Q_p :

$$q_i = \frac{Q_i}{Q_p} \cdot 100, \%$$

Таким образом, относительные потери теплоты выражают в % и обозначают q_2, q_3, q_4, q_5 и q_6 .

Потери теплоты с уходящими газами q_2 и от наружного охлаждения q_5 считаются общими для котельной установки, а потери теплоты от химической и механической неполноты сгорания топлива q_3 и q_4 , а также потеря теплоты со шлаком – топочными.

Тепловой баланс котельного агрегата составляется с целью определения КПД брутто и расчетного расхода топлива. Последовательность расчета приводится ниже.

1. Определяется располагаемая теплота:

1 кг твердого или жидкого топлива, кДж/кг

$$Q_p = Q_n^p + i_{\text{тл}} + (1 - k)Q_{\text{крб}}, \quad (2.33)$$

1 м³ газообразного топлива, кДж/м³

$$Q_p = Q_n^c + i_{\text{тл}}, \quad (2.34)$$

где Q_n^p, Q_n^c – низшая теплота сгорания рабочей массы твердого (жидкого) и сухой массы газообразного топлива, кДж/кг (кДж/м³); $i_{\text{тл}}$ – физическая теплота, внесенная топливом, кДж/кг (кДж/м³); $Q_{\text{крб}} = 40k(\text{CO}_2)_{\text{крб}}$ – теплота, затраченная на разложение карбонатов (учитывается только при сжигании сланцев), кДж/кг (кДж/м³); k – коэффициент разложения карбонатов, равный при слоевом сжигании 0,7; при камерном – 1,0.

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

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

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

где $c_{\text{тл}}$ – удельная теплоемкость рабочего топлива, кДж/(кг·К) или кДж/(м³·К); $t_{\text{тл}}$ – температура рабочего топлива, °С.

Теплоемкость рабочей массы твердого топлива

$$c_{\text{тл}}^p = 4,19 \frac{W_t^p}{100} + c_{\text{тл}}^c \frac{100 - W_t^p}{100}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad (2.35)$$

мазута при температуре $t_m < 100$ °С, кДж/(кг·К)

$$c_{\text{тл}} = 1,89 + 0,0053t, \quad (2.36)$$

а при температуре $t_m = 100 \dots 150$ °С, кДж/(кг·К)

$$c_{\text{тл}} = 1,30 + 0,0112t; \quad (2.37)$$

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

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

где c_{H_2} , c_{CO} , c_{CH_4} , ..., c_{CO_2} , $c_{\text{H}_2\text{O}}$ – теплоемкости компонентов газообразного топлива, определяемые при температуре топлива из табл. П2, П3; W_t^p – содержание влаги в рабочей массе топлива, %; $c_{\text{тл}}^c$ – теплоемкость сухой массы топлива, кДж/(кг·К); H_2 , CO , CH_4 , ..., CO_2 , H_2O – содержание компонентов в сухой массе газообразного топлива, %; $d_{\text{г}}$ – влагосодержание газообразного топлива, г/м³.

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

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

$$Q_{в.вн} = (\beta' - \beta_{изб}) (I'_{0.вп} - I_{0.х.в}), \quad (2.38)$$

где β' – отношение количества воздуха на входе в воздушный тракт к теоретически необходимому. При рециркуляции горячего воздуха (в том числе и при схеме с избыточным воздухом) доля рециркулирующего воздуха не включается в β' ; $\beta_{изб}$ – отношение количества избыточного (отдаваемого «на сторону») воздуха к теоретически необходимому; $I'_{0.вп}$ – энтальпия теоретически необходимого количества воздуха на входе в воздухоподогреватель (котел), кДж/кг (кДж/м³), определяется по I - β -таблице П2 (При составлении I - β -таблицы для каждого α определяются значения I в области, перекрывающей ожидаемый диапазон температур в газоходе, и ΔI – приращение энтальпии для заданного интервала температур) при температуре воздуха на входе в воздухоподогреватель (табл. П5); $I_{0.х.в}$ – энтальпия теоретически необходимого количества воздуха на входе в воздушный тракт (перед калорифером, вентилятором и т.п.), кДж/кг (кДж/м³). Температура холодного воздуха принимается равной 30 °С, если не задана другая величина.

Отношение количества воздуха, поступающего в воздушный тракт котла к теоретически необходимому определяется по формуле

$$\beta' = \alpha_t - \Delta\alpha_t - \Delta\alpha_{пл} - \Delta\alpha_{вп}, \quad (2.39)$$

где α_t – коэффициент избытка воздуха в топке (табл. П6); $\Delta\alpha_t$, $\Delta\alpha_{пл}$, $\Delta\alpha_{вп}$ – присос воздуха в топку, систему пылеприготовления и воздухоподогреватель (приводится в табл. П7).

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

$$Q_{\phi} = G_{\phi} (i_{\phi} - 2400), \quad (2.40)$$

где G_{ϕ} – расход пара на распыливание 1 кг мазута, кг/кг ($G_{\phi} = 0,30$ – $0,35$ кг/кг); i_{ϕ} – энтальпия пара, подаваемого в форсунки кДж/кг (определяется из таблиц для водяного пара по его параметрам, кДж/кг).

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

$$q_4 = \frac{Q_4}{Q_p} 100 = \frac{\left(a_{\text{шл+пр}} \frac{\Gamma_{\text{шл+пр}}}{100 - \Gamma_{\text{шл+пр}}} + a_{\text{ун}} \frac{\Gamma_{\text{ун}}}{100 - \Gamma_{\text{ун}}} \right) 32,7 \cdot 10^3 A^p}{Q_p}, \quad (2.41)$$

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

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

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

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_p} 100 = \frac{I_{\text{yx}} - (\alpha_{\text{yx}} - \beta') I_{0,\text{прс}} - \beta' I_{0,\text{х.в}} (100 - q_4)}{Q_p}, \quad (2.42)$$

где I_{yx} – энтальпия уходящих газов при избытке воздуха α_{yx} и температуре ϑ_{yx} (определяется по I - ϑ -таблице агрегата (табл. П2)), кДж/кг (кДж/м³); $I_{0,\text{прс}}$ – энтальпия воздуха, присасываемого в газоходы котла, кДж/кг (кДж/м³).

Для определения потери теплоты с уходящими газами необходимо произвести выбор температуры уходящих газов (табл. 2.4).

Таблица 2.4

Температура уходящих газов

Топливо	Рекомендуемые значения ϑ_{yx} , °С, при температуре питательной воды $t_{\text{пв}}$, °С				
	150	215...235	265		
	Содержание серы (для мазута), %				
	до 1	1,1...2	2,1...3	> 3	
Твердое топливо с приведенной влажностью, %/(1000 кДж/кг):	сухое, $W_{\text{пр}}^r < 0,7$	110...120	120...130	130...140	
	влажное, $W_{\text{пр}}^r = 1-5$	120...130	140...150	150...160	
	сильно влажное, $W_{\text{пр}}^r > 5$	130...140	160...170	170...180	
Мазут	140	150	160	165	
Газ без сернистых соединений	Не ниже 90				

Выбор производится на основе технико-экономического расчета по условию оптимального использования топлива и расхода металла на хвостовые поверхности нагрева. Однако во избежание низкотемпературной коррозии при температурах металла, меньших температуры точки росы, приходится выбирать повышенные температуры уходящих газов по сравнению с экономически выгодной или принимать специальные меры по защите воздухоподогревателя.

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

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_p} 100, \quad (2.43)$$

где Q_3 – теплота сгорания продуктов неполного сгорания, остающихся в уходящих газах.

Потеря теплоты с химическим недожогом для пылеугольных топок с твердым и жидким шлакоудалением принимается равной $q_3 = 0$. Для слоевых топок с пневмомеханическими забрасывателями и цепными решетками обратного хода $q_3 < 0,1$, а для топок с пневмомеханическими забрасывателями и решеткой с поворотными колосниками, а также для топок с цепной решеткой прямого хода $q_3 < 1,0$. Для камерных топок газомазутных котлов значения этих потерь приведены в табл. 2.5.

Таблица 2.5

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

№ п/п	Топливо	Суммарный недожог $q_3 + q_4$, %		
		при нагрузках котла в процентах от номинальной		
		$D = 100$	$70 \leq D < 100$	$D < 70$
1	Мазут	0,10...0,15 (0,15...0,20)*	0,15...0,20 (0,20...0,25)*	0,30...0,40 (0,40...0,50)*
2	Природный газ	0,05...0,07	0,05...0,10	0,10...0,15

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

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

7. Определяется потеря теплоты от наружного охлаждения. Потери теплоты от наружного охлаждения при номинальной нагрузке ($q_{5ном}$) для стационарных паровых котлов приведены в табл. 2.6, для водогрейных котлов – в табл. 2.7. При производительности котла, превышающей 250 кг/с (900 т/ч) принимается $q_{5ном} = 0,2$ %.

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

$$q_5 = q_{5\text{НОМ}} \frac{D_{\text{НОМ}}}{D}; \quad q_5^{\text{в.к}} = q_{5\text{НОМ}}^{\text{в.к}} \frac{N_{\text{НОМ}}}{N}, \quad (2.44)$$

где $D_{\text{НОМ}}$ – номинальная нагрузка парогенератора, т/ч; D – расчетная нагрузка парогенератора, т/ч; $N_{\text{НОМ}}$ – номинальная мощность водогрейного котла, МВт; N – расчетная мощность водогрейного котла, МВт.

Таблица 2.6

Потери теплоты от наружного охлаждения парогенератора

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

Таблица 2.7

Потери теплоты от наружного охлаждения водогрейного котла (ориентировочно)

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

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

$$\varphi = 1 - q_5 / (\eta_k + q_5), \quad (2.45)$$

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

8. Определяется потеря в виде физической теплоты шлаков. Потеря с теплом шлака q_6 вводится в расчет для всех твердых топлив при камерном сжигании с жидким шлакоудалением и слоевом. При камерном сжигании с твердым шлакоудалением q_6 может не учитываться при

$$A^p \leq \frac{Q_n^p}{400}.$$

Потеря тепла определяется по формуле, %

$$q_6 = \frac{Q_6}{Q_p} 100 = \frac{a_{\text{шл}} (c\vartheta)_{\text{шл}} A^p}{Q_p}, \quad (2.46)$$

где $a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{ун}}$ – доля золы в топливе, перешедшей в шлак; $a_{\text{ун}}$ – доля золы топлива в уносе (приводится в справочной литературе при указании характеристик топочных устройств); $(c\vartheta)_{\text{шл}}$ – энтальпия шлака, кДж/кг.

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

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

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

$$\eta_k = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \quad (2.47)$$

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

$$Q_k = D_{\text{пе}}(I_{\text{пе}} - I_{\text{п.в}}) + D_{\text{н.п}}(I''_s - I_{\text{п.в}}) + D_{\text{пр}}(I'_s - I_{\text{п.в}}); \quad (2.48)$$

$$Q_{\text{вк}} = G_{\text{в}}(I_{\text{г.в}} - I_{\text{х.в}}), \quad (2.49)$$

где $D_{\text{пе}}$ – расход выработанного перегретого пара, кг/с; $D_{\text{н.п}}$ – расход выработанного насыщенного пара и пара, отданного потребителям помимо пароперегревателя, кг/с; $D_{\text{пр}}$ – расход продувочной воды, кг/с (при $D_{\text{пр}} < 0,02 D_{\text{пе}}$ теплоту продувочной воды можно не учитывать); $I_{\text{пе}}$, $I_{\text{п.в}}$, I''_s , I'_s – энтальпия перегретого пара, питательной воды, насы-

щенного пара при давлении в барабане и воды на линии насыщения при давлении в барабане, кДж/кг; G_v – расход воды через водогрейный котел, кг/с; $I_{х.в}$ $I_{г.в}$ – энтальпии сетевой воды на входе и на выходе из водогрейного котла, кДж/кг. Энтальпии пара и воды определяются по табл. П9–П11 приложения.

Расход продувочной воды определяется по формуле, кг/с

$$D_{пр} = 0,01 p_{пр} (D_{пе} + D_{н.п}), \quad (2.50)$$

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

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

$$B_{нг} = \frac{Q_k}{\frac{Q_p \eta_k}{100} + Q_{в.вн} + Q_\phi}; \quad B_{в.к} = \frac{Q_{вк}}{\frac{Q_p \eta_k}{100} + Q_{в.вн} + Q_\phi}. \quad (2.51)$$

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

$$B_p = B(1 - q_4/100), \quad (2.52)$$

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

13. Для последующих расчетов по формуле (2.45) определяется коэффициент сохранения тепла ϕ .

2.5. Расчет теплообмена в топочной камере

В инженерной практике для определения суммарных тепловых характеристик котельного агрегата применяется интегральный метод расчета теплообмена в топке, основанный на совместном использовании для расчетов законов лучистого теплообмена и приложения теории подобия к топочным процессам. Функциональные зависимости определяющих критериев от различных факторов установлены на основе экспериментальных данных.

Для проведения расчета теплообмена в топке необходимо знать геометрические характеристики топочной камеры (рис. 2.1). Границами объема топки являются осевые плоскости экранных труб или обращенные в топку поверхности защитного огнеупорного слоя; в мес-

тах, не защищенных экранами, – стены топочной камеры. В выходном сечении топочной камеры ее объем ограничивается плоскостью,

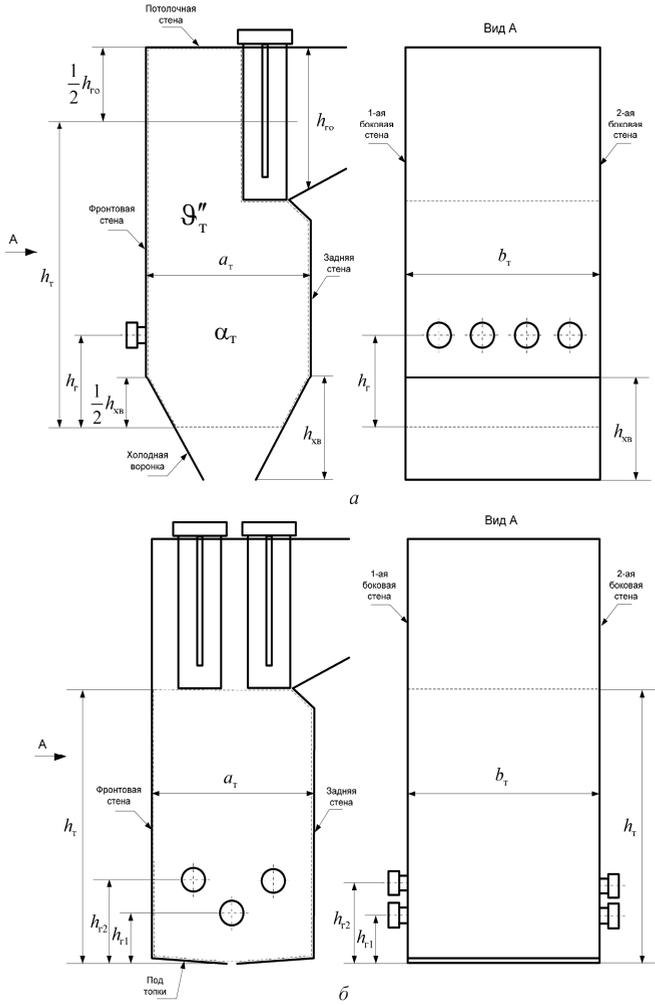


Рис. 2.1. К определению границ расчетного объема топки и основных расчетных размеров: *a* – топка с твердым шлакоудалением с одним рядом ширм, оснащенная одним ярусом горелочных устройств, расположенных на фронтальной стене; *б* – топка с жидким шлакоудалением с двумя рядами ширм, оснащенная двумя ярусами горелочных устройств, расположенных на боковых стенах; h_T – высота топки; h_{T0} – высота расположения горелочных устройств; $h_{ХВ}$ – высота холодной воронки; $h_{Г0}$ – высота газового окна в плоскости заднего экрана; a_T – глубина топки; b_T – ширина топочной камеры (ширина котла)

проходящей через оси первого ряда ширм, фестона или котельного пучка. Если ширмовые пакеты сверху топки расположены по всему ее сечению, то верхней границей топки служит проходящая под ширмами горизонтальная плоскость (рис. 2.1 *a*), даже если расстояния от стенки до пакета и между пакетами больше шага ширм. Нижней границей объема топки служит под. При наличии холодной воронки за нижнюю границу объема топки условно принимается горизонтальная плоскость, отделяющая ее нижнюю половину.

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

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

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

Полная поверхность стен топки $F_{ст}$, без ширм, включенных в ее объем, вычисляется как сумма плоскостей $F_{пл}$, ограничивающих объем топочной камеры (рис. 2.1), и двусветных экранов, м²

$$F_{ст} = \Sigma F_{пл}. \quad (2.53)$$

Площадь стены, занятая экраном, $F_{пл}$, м², определяется по расстоянию между осями крайних труб данного экрана и освещенной длине экранных труб. Площадь поверхности ширм, включенных в объем топки, и двусветных экранов определяется как удвоенное произведение расстояния между осями крайних труб экранов (ширм) на освещенную факелом длину труб.

Лучевоспринимающая поверхность топки, не имеющей ширм, включенных в ее активный объем, определяется по формуле, м²

$$H_{л} = \Sigma F_{пл} x. \quad (2.54)$$

где x – угловой коэффициент облученности экрана.

Угловой коэффициент гладкотрубных экранов в зависимости от их конструкции определяется по номограммам (рис. 2.2). Для ошипованных и плавниковых экранов, а также для экранов, закрытых чугунными плитами, $x = 1$. Угловой коэффициент плоскости, проходящей через оси первого ряда труб котельного пучка (фестона, ширм), расположенного в выходном окне топки, также равен 1. При расчете последующих поверхностей нагрева следует учитывать, что коэффици-

ент самого котельного пучка (фестона, ширм) может быть меньше единицы и часть падающего из топки тепла проходит сквозь пучок на расположенные за ним поверхности нагрева. Для участков стен, не закрытых экранами (в том числе горелки, лазы, сопла), угловой коэффициент равен $x = 0$.

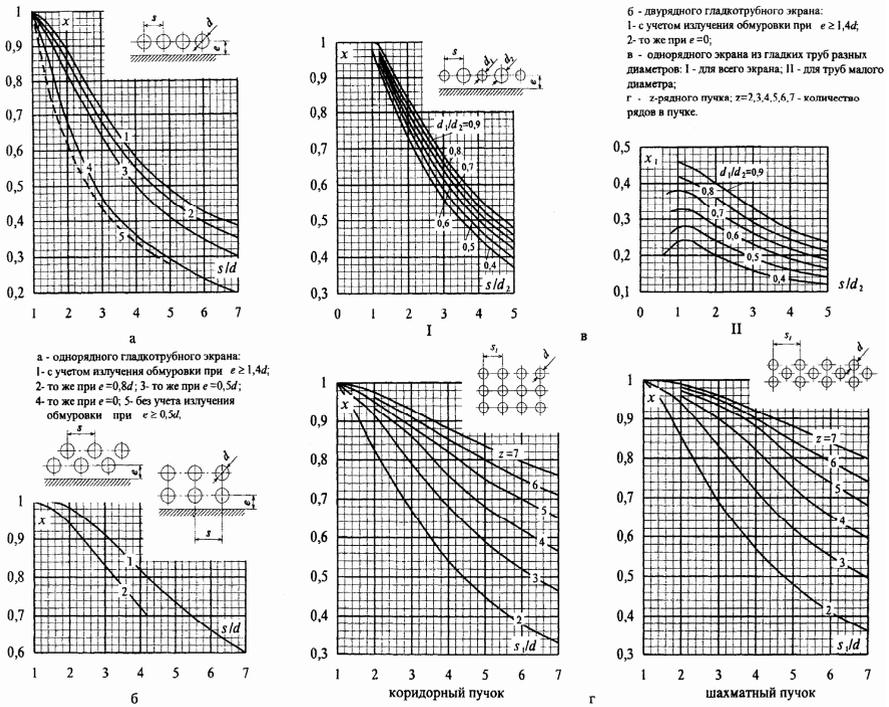


Рис. 2.2. Угловые коэффициенты экранов x : а – однорядный гладкотрубный настенный экран: 1) с учетом излучения обмуровки при $e \geq 1,4d$; 2) то же при $e = 0,8d$; 3) то же при $e = 0,5d$; 4) то же при $e = 0$; 5) без учета излучения обмуровки при $e \geq 0,5d$; б – двухрядный гладкотрубный экран: 1) с учетом излучения обмуровки при $e \geq 1,4d$; 2) то же при $e = 0$; в – однорядный экран из гладких труб разных диаметров: I – для всего экрана; II – для труб малого диаметра; г – z-рядного пучка; $z = 2, 3, 4, 5, 6, 7$ – количество рядов в пучке

При выполнении курсового проекта расчетно-пояснительная записка завершается построением тепловой схемы парового котла и сводной таблицей расчетных величин. Чтобы иметь представление о величинах, которые надо будет определить при последующих расче-

тах, пример тепловой схемы барабанного парового котла приведем заранее на рис. 2.3.

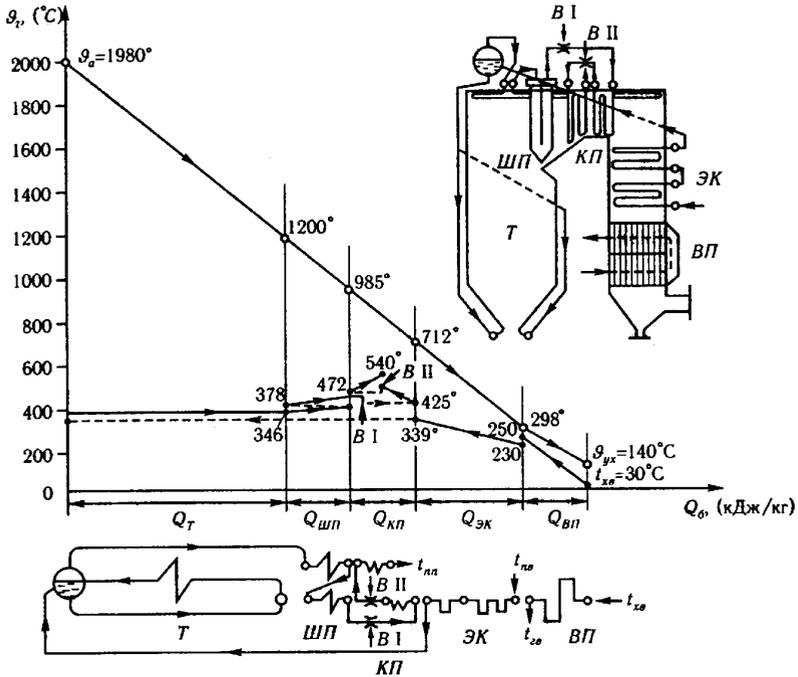


Рис. 2.3. Тепловая схема барабанного котла: Т – топочная камера; ШП, КП – ширмовый и конвективный пароперегреватель; ЭК – экономайзер; ВП – воздухоподогреватель; В – впрыскивающий пароохладитель

Тепловая схема отображает распределение передачи тепла от дымовых газов рабочей среде между поверхностями нагрева и устанавливает последовательность их размещения вдоль газового тракта котла. По оси ординат откладываются значения температуры газов и рабочей среды t на концах каждой поверхности нагрева. В результате тепловая схема дает представление об условиях работы каждой поверхности, позволяет определить температурные напоры и оценить в дальнейшем надежность работы металла поверхностей нагрева.

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

1. При поверочном расчете топочной камеры котельного агрегата предварительно принимается, а при конструктивном задается значение температуры газов на выходе из топки (перед фестоном или фестонированной частью конвективного пакета) ϑ''_T , °С. Рекомендации по ее выбору содержатся в табл. П5 приложения.

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

$$Q_v = \beta'_T I''_{0,v} + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{пл}) I_{0,прс} \quad (2.55)$$

где β'_T – количество воздуха, подаваемое в топку из воздухоподогревателя, отнесенное к теоретически необходимому для сгорания топлива; $\Delta\alpha_T$, $\Delta\alpha_{пл}$ – величины присосов воздуха, соответственно, в топке и пылеприготовительной системе (определяются по табл. П6 приложения); $I''_{0,v}$, $I_{0,прс}$ – энтальпии теоретически необходимого количества воздуха при температуре за воздухоподогревателем (рекомендации по выбору температуры в табл. 2.8) и присасываемого воздуха (определяются по I- ϑ -таблице).

Таблица 2.8

Температура горячего воздуха на выходе из воздухоподогревателя

Топочное устройство	Система пылеприготовления	Топливо	$t_{г,в}$, °С
Топки с твердым шлакоудалением	Замкнутая, с воздушной сушкой	Антрацитовый штыб (АШ)	450–470
		Тощий (Т)	420–450 ^{*1}
		Прочие каменные угли	300–420 ^{*1}
		Бурые угли, торф	350–400 ^{*2}
		Сланцы	250–300
	Замкнутая, с газовой сушкой	Бурые угли	300–350 ^{*3}
Топки с жидким шлакоудалением	Разомкнутая, с газовой сушкой	Для всех топлив	Не более 350
	Полуразомкнутая или разомкнутая, с подачей пыли горячим воздухом	АШ	450–470
Т		400–450 ^{*1}	
Газомазутные топки	–	Газ, мазут	230–270

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

^{*2} При высоковлажном торфе $W''_{пр} \geq 50\%$ принимается $t_{г,в} = 400$ °С.

^{*3} Большие значения при высокой влажности топлива.

Относительное количество воздуха β'_T определяется по формуле

$$\beta'_T = \alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл} - (\alpha_{отб} - 1)r_T, \quad (2.56)$$

где α_T – коэффициент избытка воздуха на выходе из топки (принимается по табл. П5 приложения); $\alpha_{отб}$ – коэффициент избытка воздуха в месте отбора газов на рециркуляцию; r_T – коэффициент рециркуляции газов в низ топки или горелки (при отсутствии рециркуляции $r_T = 0$).

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

$$Q_T = Q_p \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_\phi + Q_B + \sum rI_{г.отб}, \quad (2.57)$$

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

4. По полезному тепловыделению Q_T в топке при избытке воздуха α_T из I-9-таблицы (см. табл. П2) определяется адиабатическая температура горения ϑ_a , °С – это такая температура, которая была бы в топке при отсутствии в ней какого-либо теплообмена. Тогда энтальпия дымовых газов была бы равна полезному тепловыделению в топке.

5. По принятому с последующим уточнением значению температуры продуктов сгорания на выходе из топки ϑ''_T при коэффициенте избытка воздуха на выходе из топки α_T из I-9-таблицы определяется энтальпия продуктов сгорания 1 кг (1 м³) топлива на выходе из топки I''_T .

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

$$(Vc)_{cp} = \frac{Q_T - I''_T}{\vartheta_a - \vartheta''_T}. \quad (2.58)$$

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

$$M = M_0 (1 - 0,4x_T) \sqrt[3]{r_v}, \quad (2.59)$$

где M_0 – коэффициент (значения M_0 приведены в табл. 2.9); x_T – относительный уровень расположения горелок в топке; r_v – параметр забалластированности топочных газов, м³/м³.

Таблица 2.9

Значения параметра M_0

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

Относительный уровень расположения горелок в топке определяется как отношение среднего уровня расположения настенных и угловых горелок h_r к высоте топочной камеры h_T (см. рис. 2.1)

$$x_r = h_r / h_T. \quad (2.60)$$

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

$$h_r = \frac{\sum^m nBh_r}{\sum^m nB}, \quad (2.61)$$

где m – число ярусов горелок; n – число горелок в ярусе; B – расход топлива, подаваемого в горелку яруса, кг/с ($\text{м}^3/\text{с}$); h_r – уровень расположения осей горелок в ярусе (см. рис. 2.1); определяется как расстояние от середины холодной воронки (пода топки) до оси горелок в ярусе.

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

$$r_v = \frac{V_r (1+r)}{V_{N_2} + V_{RO_2}}, \quad (2.62)$$

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

8. Определяется эффективная толщина излучающего слоя топки, м

$$s = 3,6V_T/F_{ст}, \quad (2.63)$$

где V_T , $F_{ст}$ – объем и поверхность стен топки, м^3 и м^2 .

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

$$k_r = k_r^0 r_n = \left(\frac{7,8 + 16r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{10pr_n s}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T''}{1000} \right) r_n, \quad (2.64)$$

где k_r^0 – базовый коэффициент поглощения газов (можно определить по номограмме 2 Нормативного метода); $r_n = r_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{RO}_2}$ – суммарная объемная доля трехатомных газов в продуктах сгорания; T'' – абсолютная температура дымовых газов на выходе из топки, К; p – давление в топочной камере, МПа.

Объемные доли трехатомных газов $r_{\text{RO}_2} = V_{\text{RO}_2} / V_r$ и $r_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}} / V_r$ определяются при расчете горения топлива (см. формулы 2.26 и 2.27).

Давление в топочной камере котлов с уравновешенной тягой принимается равным 0,1 МПа. Для котлов, работающих под наддувом, в формулу (2.64) подставляется значение рабочего давления в топочной камере.

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

$$k_c = \frac{1,2}{1 + \alpha_T} \left(\frac{C^p}{H^p} \right) \left(1,6 \frac{T''}{1000} - 0,5 \right), \quad (2.65)$$

где α_T – коэффициент избытка воздуха на выходе из топки; C^p/H^p – соотношение углерода и водорода в рабочей массе топлива.

При сжигании газа

$$\frac{C^p}{H^p} = 0,12 \sum \frac{m}{n} C_m H_n, \quad (2.66)$$

где m и n – соответственно, количество атомов углерода и водорода в соединении; $C_m H_n$ – содержание отдельных углеводородов в топливе, % об.

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

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

$$k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}} = \frac{10^4 A_{\text{зл}}}{\sqrt[3]{(T''/1000)^2}} \frac{\mu_{\text{зл}}}{1 + 1,2 \mu_{\text{зл}} s}, \quad (2.67)$$

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

Коэффициент $A_{\text{зл}}$ для топок с твердым шлакоудалением принимается по табл. 2.10. Для топок с жидким шлакоудалением $A_{\text{зл}}$ принимается на 0,1 выше приведенных в табл. 2.10.

Таблица 2.10

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

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

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

$$\mu_{зл} = A^P \alpha_{ун} / (100G_T), \quad (2.68)$$

где A^P – зольность, отнесенная к рабочей массе топлива, %; $\alpha_{ун}$ – доля золы топлива, уносимой газами (приводится в справочной литературе при указании характеристик топок для сжигания твердого топлива); G_T – масса продуктов сгорания, кг/кг вычисляется по формуле (2.32).

Коэффициент поглощения лучей частицами кокса $k_{\text{кокс}}\mu_{\text{кокс}}$ принимается по табл. 2.11

Таблица 2.11

Значения коэффициента поглощения лучей частицами кокса

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

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

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

$$k = k_T + k_{зл}\mu_{зл} + k_{\text{кокс}}\mu_{\text{кокс}}. \quad (2.69)$$

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

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

$$Bu = kps. \quad (2.70)$$

14. По найденному значению Bu определяется эффективное значение критерия Бугера

$$B\tilde{u} = 1,6 \ln \left(\frac{1,4Bu^2 + Bu + 2}{1,4Bu^2 - Bu + 2} \right). \quad (2.71)$$

Эффективное значение критерия Бугера можно определить по графику, представленному на рис. 2.4.

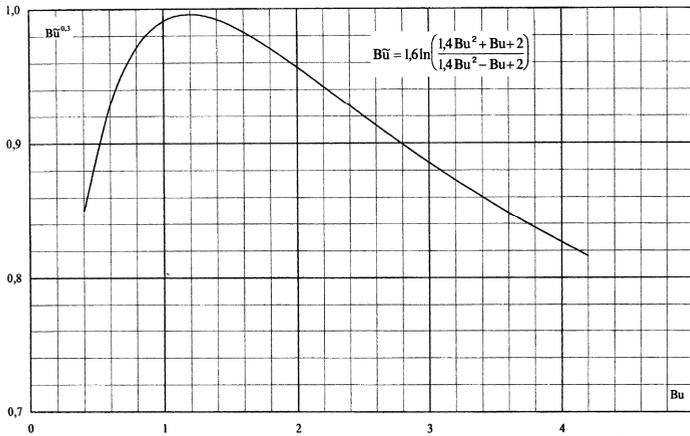


Рис. 2.4. Эффективное значение критерия Бугера

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

$$\psi = x \zeta. \quad (2.72)$$

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

$$\psi_{cp} = \Sigma \psi F_{ст} / F_{ст}. \quad (2.73)$$

Для неэкранированных участков топочных стен принимается $\psi = 0$. Угловой коэффициент экранов x определяется по рис. 2.2.

Коэффициент ζ , учитывающий снижение тепловосприятости экрана при его загрязнении или закрытии его поверхности изоляцией, принимается по табл. 2.12.

Таблица 2.12

Значения коэффициента ζ

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

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

$$\zeta_{\text{вых}} = \zeta \cdot \beta, \quad (2.74)$$

где ζ – коэффициент, принимаемый по табл. 2.12 таким же, как для настенных экранов; β – коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между топкой и поверхностью нагрева.

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

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

- при расчете температуры газов в конце топки, °С

$$\vartheta''_T = \frac{T_a}{1 + MB\tilde{u}^{0,3} \left[\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \psi_{cp} F_{ct} T_a^3}{\varphi B_p (Vc)_{cp}} \right]^{0,6}} - 273, \quad (2.75)$$

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

Если рассчитанная по формуле (2.75) выходная температура газов отличается от принятой более, чем на ± 100 °С, следует уточнить величины Bu и $(Vc)_{cp}$ по найденному значению температуры газов и повторить расчет.

- при определении площади поверхности стен топочной камеры, м²

$$F_{ct} = \frac{B_p Q_{л3} \sqrt{\frac{1}{M^2} \left(\frac{T_a}{T''_T} - 1 \right)^2}}{5,67 \cdot 10^{-11} M \psi_{cp} Bu^{0,3} T''_T \cdot T_a^3}. \quad (2.76)$$

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

17. По рассчитанному значению температуры продуктов сгорания на выходе из топки ϑ''_T при коэффициенте избытка воздуха на выходе из топки α_T из I - ϑ -таблицы определяется расчетное значение энтальпии продуктов сгорания 1 кг (1 м³) топлива на выходе из топки I''_T .

18. Рассчитывается количество тепла, воспринятого в топке на 1 кг (1 м³) топлива, кДж/кг (кДж/м³)

$$Q_{л} = \varphi(Q_T - I''_T). \quad (2.77)$$

Распределение тепловосприятия по высоте топочной камеры можно определить «зональным» или «дифференциальным» методами расчета топок.

2.6. Расчет настенных радиационных поверхностей пароперегревателя

На рис. 2.5. показаны наиболее характерные схемы расположения пароперегревателей барабанных и прямоточных паровых котлов. Настенные поверхности радиационного тепловосприятия, как правило, используются на начальном этапе процесса нагрева пара в котле.

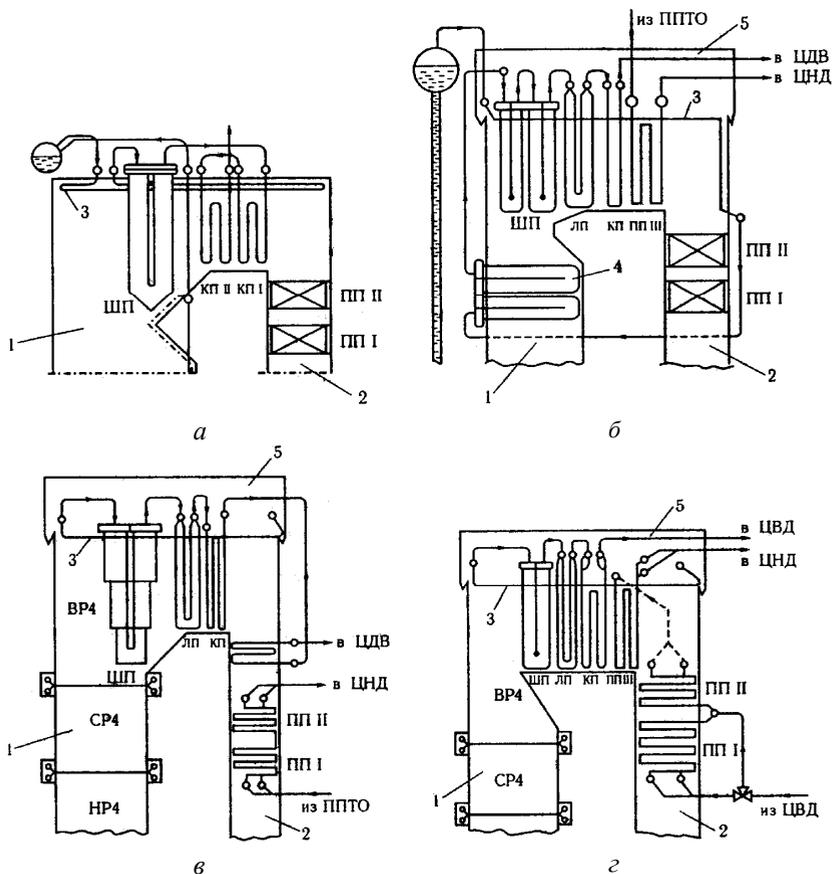


Рис. 2.5. Компоновка пароперегревателей в барабанных и прямоточных котлах: а) в барабанных котлах при $D_n < 420$ т/ч; б) то же при $D_n = 670$ т/ч; в) в прямоточном котле при сверхкритическом давлении и сжигании твердого топлива; г) то же при сжигании газа и мазута; 1) топочная камера; 2) конвективная шахта; 3) потолочный радиационный перегреватель; 4) настенный радиационный перегреватель в топке; 5) уплотнительный короб; ШП, ЛП, КП – ширмовый, ленточный и конвективный пароперегреватели; ПП – промежуточный пароперегреватель; ППТО – паро-паровой теплообменник; ЦВД, ЦНД – цилиндры высокого и низкого давления паровой турбины; ЭК – экономайзер

В настенные пароперегреватели в барабанных котлах подается насыщенный пар из барабана, и в котлах с паропроизводительностью $D < 117$ кг/с их чаще всего размещают на потолке топки и горизон-

тального газохода, от фронтальной стены топки до задней стенки поворотной камеры. В новых модификациях барабанных паровых котлов при $D < 139$ кг/с (500 т/ч) размеры настенных поверхностей существенно увеличены за счет экранирования боковых и задней стен поворотной камеры, а также боковых стен горизонтального газохода. В этих случаях поток насыщенного пара из барабана движется несколькими параллельными подпотоками (рис. 2.6). В прямоточных котлах настенные пароперегреватели занимают обычно верхнюю часть топки, включая потолок, стены горизонтального газохода и поворотной камеры. В газоплотных котлах к ним добавляются экранированные стены конвективной шахты.

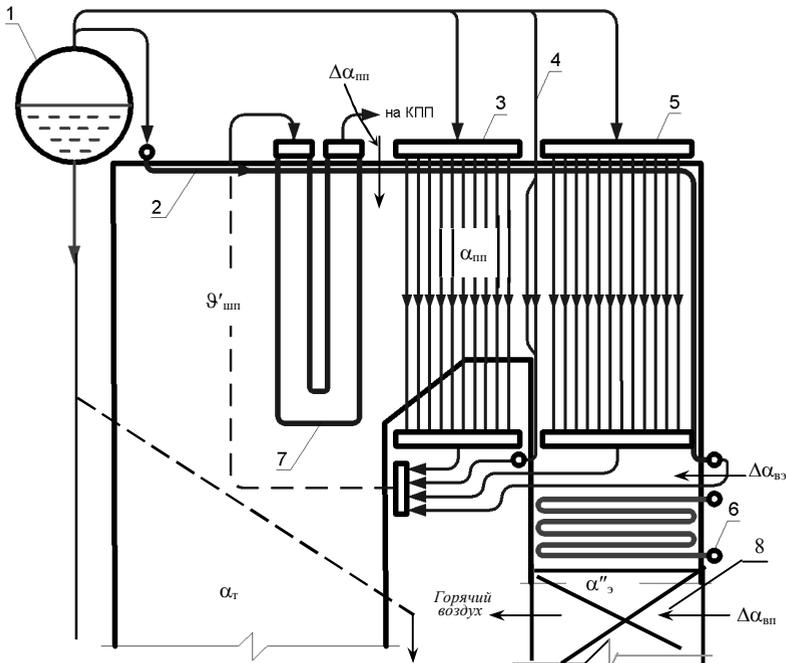


Рис. 2.6. Схема движения пара в радиационных настенных поверхностях нагрева барабанного котла: 1) барабан; 2) экран потолка и задней стены конвективной шахты; 3) экраны горизонтального газохода; 4) экраны передней стены конвективной шахты; 5) экраны боковой стены конвективной шахты; 6) водяной экономайзер; 7) ширмовой пароперегреватель; 8) воздухоподогреватель

Для определения тепловосприятости настенных радиационных поверхностей пароперегревателя котла используются усредненные тепловые напряжения 1 м^2 поверхности нагрева, т.е. средняя поверхность-

ная плотность лучистых потоков к экранированным поверхностям в топочной камере $q_{л}$, определяемая после теплообмена в топке:

$$q_{л} = B_p Q_{л} / (\chi F_{ст}), \text{ кВт/м}^2, \quad (2.78)$$

где B_p – расчетный расход топлива на топку; $Q_{л}$ – общее количество теплоты, переданное излучением продуктов сгорания суммарным поверхностям топки $F_{ст}$; χ – степень экранирования стен топки, которая для современных топок близка к единице. Неэкранированными являются лишь места разводки труб для горелок, лазов, лючков, которые все вместе составляют примерно 2–3 % поверхностей стен топки, тогда значение $\chi = 0,975–0,985$ (большее принимается при установке ширм в объеме топки).

Тепловосприятие настенного и потолочного радиационного пароперегревателя в пределах топочной камеры (включая зону выступающих в топку ширм) определяют по формуле:

$$Q_{пот} = q_{л} \eta_v F_{пот} / B_p, \text{ кДж/кг} \quad (2.79)$$

где $F_{пот}$ – площадь поверхности потолка топки, занятая пароперегревателем, м^2 ; η_v – коэффициент неравномерности тепловосприятия для потолка верхней части топки (табл. 2.13).

Таблица 2.13

Коэффициенты неравномерности тепловосприятия по высоте топки

Характеристики топки	η_v в верхней части	η_v для потолка
Пылеугольная с жидким шлакоудалением	0,7	0,6
Пылеугольная с твердым шлакоудалением	0,8	0,6...0,7*
Мазутная топка	0,6	0,5
Газовая топка	0,8	0,6

* меньшее значение – для бурых углей

Тепловосприятие поверхностей нагрева в области горизонтального газохода можно определить по выражению

$$Q_{гр} = \frac{q_o (\bar{T}_{гр} / 1273)^2 F_{гр}}{B_p}, \text{ кДж/кг}, \quad (2.80)$$

а поверхностей в поворотной камере из формулы

$$Q_{пк} = \frac{q_o (s_{пк} / 2,8)^{0,25} (\bar{T}_{пк} / 1273)^2 F_{пк}}{B_p}, \text{ кДж/кг}. \quad (2.81)$$

В этих формулах q_o – удельное теплonaпряжение поверхности, кВт/м², при средней температуре газов в горизонтальном газоходе 1000 °С и в поворотной камере – 890 °С (табл. 2.14); $\bar{T}_{гг}$ – средняя температура продуктов сгорания в горизонтальном газоходе (принимается ориентировочно $\bar{T}_{гг} = (T''_т + \bar{T}_{пк})/2$, где $\bar{T}_{пк}$ – температура газов на входе в поворотную камеру); $\bar{T}_{пк} = T''_т - \Delta\theta_{гг}$, где $\Delta\theta_{гг}$ – снижение температуры газов в горизонтальном газоходе. Принимается $\Delta\theta_{гг} = 250\text{--}500$ °С. Меньшие значения $\Delta\theta_{гг} = 250\text{...}300$ °С при наличии двухрядных ширм и настенных поверхностей нагрева в горизонтальном газоходе, большие – $\Delta\theta_{гг} = 400\text{...}500$ °С – при наличии кроме ширм, 2-3 пакетов конвективного пароперегревателя. $F_{гг}$, $F_{пк}$ – площади поверхности стен, закрытых экранами, горизонтального газохода и поворотной камеры, м²; $s_{пк} = 3,6 V_{пк}/F_{пк}$ – эффективная толщина излучения объема газов в поворотной камере.

Таблица 2.14

Удельные тепловые напряжения q_o , кВт/м², настенных экранов

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

В барабанном котле суммарное тепловосприятие радиационного пароперегревателя составит величину

$$Q_{рпп} = Q_{пот} + Q_{гг} + Q_{пк}, \text{ кДж/кг.} \quad (2.82)$$

Прирост энтальпии пара $\Delta I_{рпп}$ в радиационном пароперегревателе определяется по формуле

$$\Delta I_{рпп} = (Q_{рпп} B_p) / (D_{пе} - D_{впр}), \text{ кДж/кг,} \quad (2.83)$$

где $D_{пе}$ – номинальный расход перегретого пара на выходе из котла; $D_{впр}$ – расход воды на впрыск, кг/с.

В экранях топки и радиационных настенных поверхностях общий расход рабочей среды (пара) меньше, чем выход перегретого пара на количество воды, используемой для регулирования перегрева во впрыскивающих пароохладителях $D_{впр}$. Обычно принимают $D_{впр} = (0,05\text{...}0,07) D_{пе}$.

Найденное значение $\Delta I_{рпп}$ позволяет определить энтальпию пара на входе в последующие поверхности пароперегревателя согласно принятой схеме его компоновки. В барабанном котле в радиационный потолочный пароперегреватель поступает, как правило, насыщенный

пар после выхода из барабана с энтальпией $I_{\text{пп}} = I''(t_s(p_5))$, кДж/кг. Тогда энтальпия пара за радиационным пароперегревателем составит

$$I''_{\text{рпп}} = I_{\text{пп}} + \Delta I_{\text{рпп}}. \quad (2.84)$$

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

2.7. Тепловой расчет ширмовой поверхности пароперегревателя

При расчете трубных поверхностей нагрева используется понятие коэффициента теплопередачи k , это количество теплоты, передаваемой через единицу поверхности нагрева в единицу времени при разности температур греющей и нагреваемой сред, равной одному К. Единица измерения коэффициента теплопередачи – Вт/(м²·К).

При расчете поверхностей нагрева котельной установки коэффициент теплопередачи с достаточной точностью может быть определен так же, как для плоской стенки, омываемой с двух сторон теплоносителями. Слоями такой стенки являются загрязнения на наружной поверхности труб, металлическая стенка трубы и отложения на внутренней поверхности труб.

Коэффициент теплопередачи многослойной плоской стенки определяется выражением:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_M}{\lambda_M} + \frac{\delta_{\text{го}}}{\lambda_{\text{го}}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от греющей среды к стенке; α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемой среде, Вт/(м²·К); δ_3, λ_3 – толщина слоя золовых загрязнений на греющей стороне труб поверхности нагрева, м и коэффициент его теплопроводности, Вт/(м·К); δ_M, λ_M – толщина стенки труб, м и коэффициент теплопроводности металла, Вт/(м·К); $\delta_{\text{го}}, \lambda_{\text{го}}$ – толщина слоя отложений на внутренней поверхности труб, м и коэффициент его теплопроводности, Вт/(м·К).

Термическим сопротивлением металла труб (δ_M/λ_M) в расчетах можно пренебречь, так оно намного меньше термического сопротивления со стороны теплоносителей ($1/\alpha_1$ и $1/\alpha_2$). Не учитывается в рас-

четах и термическое сопротивление слоя отложений со стороны пара или воздуха (δ_{60}/λ_{60}).

Термическое сопротивление слоя загрязнений поверхностей труб со стороны продуктов сгорания (δ_3/λ_3) зависит от большого числа факторов. При тепловом расчете поверхностей котельных агрегатов используются два метода оценки влияния загрязнения на процесс передачи тепла:

- с помощью коэффициента загрязнения $\varepsilon = \delta_3/\lambda_3$, являющегося тепловым сопротивлением слоя загрязнений, который используется при ширмовых поверхностях нагрева;
- с помощью коэффициента тепловой эффективности ψ , представляющего собой отношение коэффициентов теплопередачи загрязненных и чистых труб.

Конструктивные размеры ширмовой поверхности на выходе из топki жестко связаны с размерами топki. Поэтому габаритные размеры ширм и необходимые конструктивные размеры перед их тепловым расчетом принимают на основе эскиза типового котлового агрегата и выполняют поверочный тепловой расчет ширмовой поверхности. В поперечном и продольном разрезах определяют высоту, глубину ширм, расстояние между ширмами, диаметр, шаг и число труб в лентах ширм, число ширм. Указывают схемы включения по обоим средам (взаимное движение сред, число ходов, наличие перебросов и пароохладителей) а также данные по температурам сред на входе в пароперегреватель – $\vartheta'_{ш}$ и $t'_{ш}$ (см. рис. 2.7).

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

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

Рекомендуется тепловосприятие ширм определять в целом для всей поверхности без разделения на отдельные ходы (по пару) или ступени (по газу). Ширмы находятся в зоне температур газов, при ко-

торых возможно шлакование их поверхности $\vartheta'_{ш} = \vartheta'_T > t_1$. Поэтому шаг между соседними ширмами (s_1) выбирается таким, чтобы во всех возможных случаях исключить перекрытие свободного пространства между ними нарастающим до определенного предела слоем шлака. Рекомендуется выбирать $s_1 = 0,55...0,8$ м. Отсюда число ширм в одной ступени по ширине газохода

$$z_1 = b_T/s_1 - 1, \tag{2.85}$$

где b_T – ширина газохода (ширина котла), м.

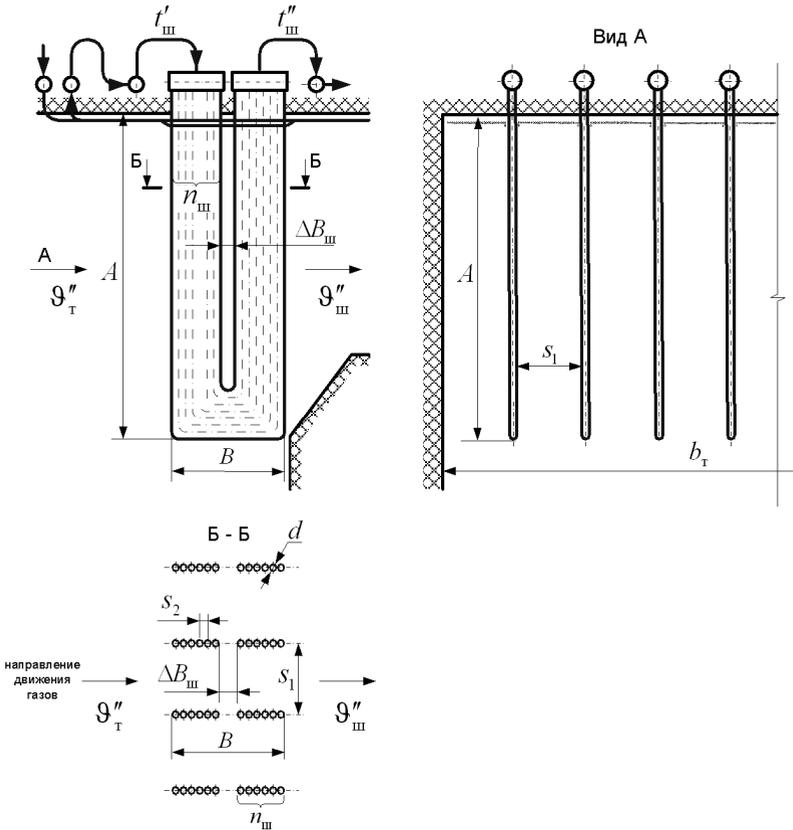


Рис. 2.7. Эскиз ширмового пароперегревателя

Полученное значение z_1 принимают целым четным числом.

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

$$n_{\text{ш}} = (B - \Delta B_{\text{ш}})/(2s_2) + 1, \quad (2.86)$$

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

Массовая скорость пара в ширмах $w_{\text{шпп}}^{\text{м}}$ определяется по действительному расходу пара в ширмах $D_{\text{шп}} = D_{\text{пе}} - D_{\text{впр}}$:

$$w_{\text{шпп}}^{\text{м}} = \frac{D_{\text{шп}} n_{\text{x}}}{0,785 d_{\text{вн}}^2 z_1 n_{\text{ш}}}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \text{с}}, \quad (2.87)$$

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

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

При наличии вслед за первой ступенью второй ступени ширм, их ширина суммируется $B = B_1 + B_2$; а высота и шаг между соседними ширмами усредняется: $A = (A_1 + A_2)/2$; $s_1 = (s_{11} + s_{12})/2$, а число параллельно включенных труб в одной ленте ширмы равно

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

Тепло, полученное прямым излучением из топки, учитывает взаимный теплообмен между топкой, ширмовым пароперегревателем, потолочным пароперегревателем в районе ширм и поверхностью нагрева за ширмами. Для упрощения расчетов при курсовом проектировании можно учитывать только тепловые потоки к ширмам из топки

$$Q_{\text{шпп}}^{\text{л}} = Q_{\text{вх}}^{\text{л}} - Q_{\text{вых}}^{\text{л}}, \quad (2.88)$$

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

$$Q_{\text{вх}}^{\text{л}} = \beta_{\text{ш}} \eta_{\text{вгл}} F_{\text{вок}} / B_{\text{р}}. \quad (2.89)$$

Здесь коэффициент η_v следует принимать по табл. 2.13 по значениям для верхней части топки; $\beta_{ш}$ – коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между объемом топки и ширмовой поверхностью. Коэффициент определяется по формуле $\beta_{ш} = A / \vartheta''_T$, где A – температурный коэффициент, принимающий следующие значения: 1100 °С – для твердых топлив; 900 °С – для мазута; 700 °С – для природного газа. Средняя теплонапряженность $q_{л}$, температура газов на выходе из топки ϑ''_T и расчетный расход топлива B_p берутся из теплового расчета топки.

Тепло излучения из топки и ширм на поверхность нагрева, расположенную за ширмами (обычно конвективный пароперегреватель):

$$Q_{\text{ВЫХ}}^{\text{л}} = \frac{Q_{\text{ВХ}}^{\text{л}} (12 - a_{\text{ш}}) x_{\text{ш}}}{\beta_{\text{ш}}} + \frac{5,67 \cdot 10^{-11} a_{\text{ш}} F_{\text{ВЫХ}}^{\text{л}} T_{\text{ср}}^4 \varepsilon_{\text{п}}}{B_p}. \quad (2.90)$$

Здесь $x_{\text{ш}}$ – угловой коэффициент ширм (доля теплового излучения из топки, воспринятая поверхностью ширм), его значение определяется шириной ширм B и шагом между ними s_1 (см. рис. 2.6):

$$x_{\text{ш}} = \sqrt{\left(\frac{B}{s_1}\right)^2 + 1} - \frac{B}{s_1};$$

$F_{\text{ВЫХ}}^{\text{л}} = h_{\text{го}} b_{\text{г}}$ – выходная излучающая поверхность ширм, определяется как произведение высоты выходного окна за ширмами $h_{\text{го}}$ на ширину газохода $b_{\text{г}}$, м²; $\varepsilon_{\text{п}}$ – поправочный коэффициент (принимается при сжигании углей, жидких топлив – 0,5, сланцев – 0,2, природного газа – 0,7); $T_{\text{ср}} = \vartheta_{\text{ср}} + 273 = (\vartheta'_{\text{ш}} + \vartheta''_{\text{ш}})/2 + 273$ – средняя температура газов в ширмах, К; $\vartheta'_{\text{ш}} = \vartheta''_T$ – температура газов на входе в ширмовую поверхность (принимается равной температуре газов на выходе из топки), °С; $\vartheta''_{\text{ш}}$ – температура газов на выходе из ширм.

При тепловом расчете ширмовых поверхностей определяется и средний температурный напор между продуктами сгорания и паром внутри труб ширм, а также коэффициент теплопередачи между ними. Для этого предварительно задают температуру газов на выходе из ширм $\vartheta''_{\text{ш}}$. Ее принимают исходя из ожидаемого снижения температуры дымовых газов при прохождении ширм:

$\Delta\vartheta_{\text{шпп}} = 100 \dots 150$ °С – для одноступенчатой ширмы при сжигании твердых топлив и мазута (большее значение 140...150 °С – принимается для мазута и маловлажных топлив, меньшие значения 100...120 °С – для влажных твердых топлив);

$\Delta\vartheta_{\text{шпп}} = 140 \dots 180$ °С – при сжигании природного газа.

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

Степень черноты газового слоя в области ширм $a_{\text{ш}}$ определяется величиной суммарной оптической толщины двухфазного (запыленно-го) газового потока $kps_{\text{ш}}$:

$$a_{\text{ш}} = 1 - e^{-kps_{\text{ш}}} \quad (2.91)$$

Степень черноты можно определить графику, построенной по формуле (2.91) и представленной на рис. 2.8.

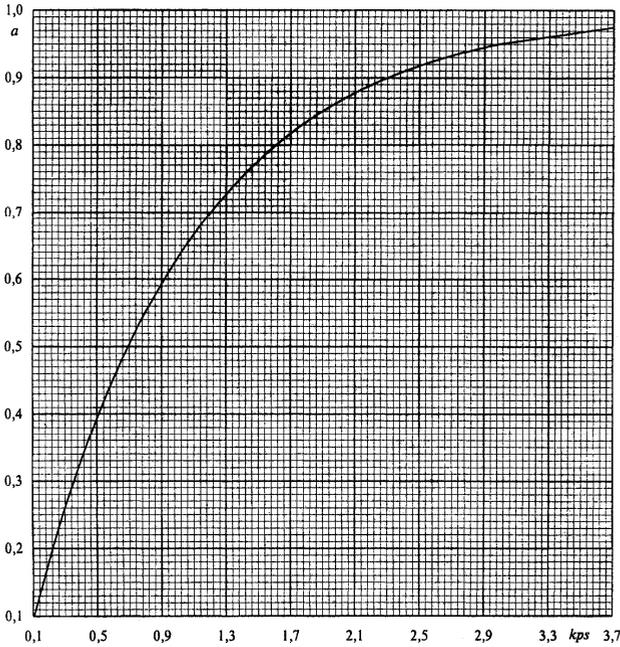


Рис. 2.8. Поглощательная способность (степень черноты) дымовых газов

Суммарная оптическая толщина двухфазного газового потока определяется по формуле

$$kps_{\text{ш}} = (k_{\text{г}} + k_{\text{зл}}\mu_{\text{зл}})ps_{\text{ш}}, \quad (2.92)$$

где $k_{\text{г}}$ – коэффициент поглощения излучения газовой фазой продуктов сгорания ($\text{RO}_2, \text{H}_2\text{O}$), $1/(\text{м}\cdot\text{МПа})$, определяется по формуле (2.64) с за-

меной температуры газов на выходе из топки T_T'' на температуру газов на выходе из ширм $T_{ш}'' = \vartheta_{ш}'' + 273$, а вместо s_T подставив эффективную толщину излучающего слоя в ширмах

$$s_{ш} = 1,8 / \left(\frac{1}{A} + \frac{1}{B} + \frac{1}{s_1} \right), \quad (2.93)$$

где A, B, s_1 – высота, ширина и глубина камеры, образованной двумя соседними ширмами, м (рис. 2.6).

Коэффициент ослабления излучения взвешенными в продуктах сгорания летучей золы $k_{эл,μ_{эл}}$ определяется по формуле (2.67), $1/(м \cdot МПа)$ с указанными выше заменами температур; давление в топке принимается $p = 0,1$ МПа.

После определения $Q_{шпп}^н$ необходимо найти действительную температуру газов за ширмовым пароперегревателем. Известными величинами являются температура $\vartheta_{ш}' = \vartheta_T''$ и энтальпии газов $I_{ш}' = I_T''$; температура $t_{ш}' = t_{рпп}''$ и энтальпия $I_{шп}' = I_{рпп}''$ пара на входе в ширмы. Известна также конвективная поверхность нагрева ширм, за которую принимают удвоенную плоскость, проходящую по осям труб, с учетом загрязненности межтрубных зазоров:

$$F_{шпп} = 1,92ABz_1, \quad (2.94)$$

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

Неизвестными величинами являются: температура $t_{ш}''$ и энтальпия пара $I_{шп}''$ на выходе из ширм; температура $\vartheta_{ш}''$ и энтальпия газов $I_{ш}''$ за ширмовой поверхностью нагрева.

Количество теплоты, отданное газами ширмовому пароперегревателю из межтрубного пространства

$$Q_{шпп}^6 = \varphi(I_{ш}' - I_{ш}''), \quad \text{кДж/кг}, \quad (2.95)$$

где $I_{ш}''$ – энтальпия газов на выходе из ширм определяется по I - ϑ таблице П2 по значению предварительно заданной температуры газов на выходе из ширм $\vartheta_{ш}''$ по колонке при α_T ; φ – коэффициент сохранения тепла (см. формулу (2.45)).

Определив величину $Q_{шпп}^6$ далее определяют значение энтальпии пара на выходе из ширм

$$I_{шп}'' = I_{шп}' + (Q_{шпп}^6 + Q_{шпп}^н)B_p/D_{шп}, \quad (2.96)$$

где $D_{\text{шт}} = D_{\text{не}} - D_{\text{впр}}$ – расход пара через ширмовый пароперегреватель, кг/с; $D_{\text{впр}}$ – расход собственного конденсата на впрыск (оценивался при расчете радиационного пароперегревателя).

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

Живое сечение для прохода продуктов сгорания

$$f_{\text{штп}}^r = Ab_r - z_1 Ad_n, \quad (2.97)$$

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

Средняя скорость продуктов сгорания при средней температуре

$$w_r = \frac{B_p V_r (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{f_{\text{штп}}^r 273}, \quad (2.98)$$

где $\vartheta_{\text{ср}} = (\vartheta'_{\text{ш}} + \vartheta''_{\text{ш}})/2$ – средняя температура газов в ширмах, °С; V_r – объем продуктов сгорания (см. (2.25)).

По полученной величине скорости w_r находят коэффициент теплоотдачи конвекцией α_k (можно оценить по рис. П2 приложения):

$$\alpha_k = 0,2 \frac{\lambda_r}{d_n} \left(\frac{w_r d_n}{\nu_r} \right)^{0,65} \text{Pr}_r^{0,33} C_z C_s, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \quad (2.99)$$

где λ_r – коэффициент теплопроводности, можно определить по рис. П1 приложения; ν_r – коэффициент кинематической вязкости, можно определить по рис. 2.9; Pr_r – число Прандтля для газов (и воздуха), принимается по рис. 2.10; C_z – поправка на число поперечных рядов труб по ходу газов: при $z_2 < 10$ $C_z = 0,91 + 0,0125(z_2 - 2)$, при $z_2 \geq 10$ $C_z = 1$; для ширмового пароперегревателя z_2 принимается равным $2n_{\text{ш}}$; C_s – поправка на компоновку пучка, определяется в зависимости от относительных шагов: поперечного $\sigma_1 = s_1/d$ и продольного $\sigma_2 = s_2/d$:

$$C_s = [1 + (2\sigma_1 - 3)(1 - \sigma_2/2)^3]^{-2}; \quad (2.100)$$

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

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

$$t_3 = t_{cp} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \frac{B_p (Q_{\text{шпп}}^6 + Q_{\text{шпп}}^{\text{II}})}{F_{\text{шпп}}} 10^3, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.101)$$

где $t_{cp} = (t'_{\text{ш}} + t''_{\text{ш}})/2$ – средняя температура пара в ширмах, $^\circ\text{C}$; ε – коэффициент загрязнения ширмовой поверхности, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, при сжигании пылевидного твердого топлива принимают по рис.2.11 в зависимости от свойств топлива (склонности к шлакованию) и средней температуры газов, омывающих ширмы; α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к пару, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, который определяется по (2.99); B_p – расчетный расход топлива, $\text{кг}/\text{с}$; $F_{\text{шпп}}$ – поверхность нагрева ширм (2.94); $Q_{\text{шпп}}^6$ – тепловосприятие ширмовой поверхности нагрева, $\text{кДж}/\text{кг}$ (2.95); $Q_{\text{шпп}}^{\text{II}}$ – теплота, воспринятая ширмовой поверхностью излучением, $\text{кДж}/\text{кг}$ (2.88).

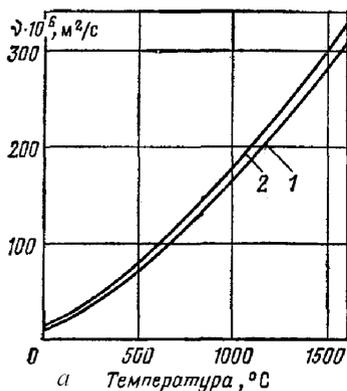
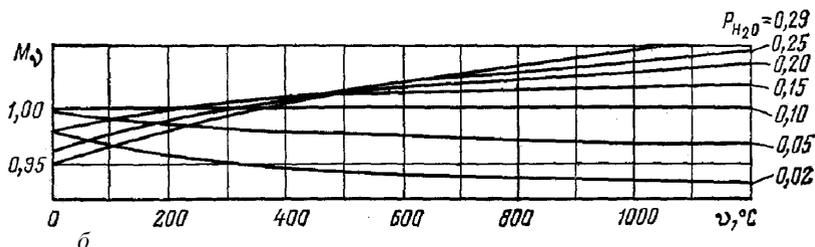


Рис. 2.9. Коэффициент кинематической вязкости продуктов сгорания ($\nu_r = \nu M_v$) и воздуха: а) дымовые газы среднего состава (кривая 1); б) поправка на содержание водяных паров



При продольном омывании поверхности нагрева однофазным потоком воды, пара докритических параметров, дымовых газов или воздуха коэффициент теплоотдачи α_2 , определяется по формуле

$$\alpha_2 = 0,023 \frac{\lambda}{d_3} \left(\frac{wd_3}{\nu} \right)^{0,8} \text{Pr}^{0,4} C_t C_d C_l, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \quad (2.102)$$

где d_3 – эквивалентный диаметр, м, при течении внутри труб он равен внутреннему диаметру; C_t – поправка, учитывающая влияние температурного фактора и зависит от температуры потока (при охлаждении газов и воздуха, а также при охлаждении и нагреве воды и пара $C_t = 1$); C_d – поправка на формы канала (для труб $C_d = 1$); C_l – поправка на относительную длину, для ширм $C_l = 1$. (см. также рис. П4).

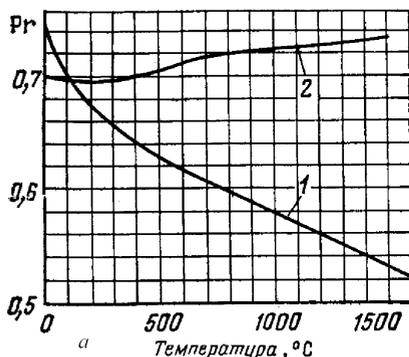
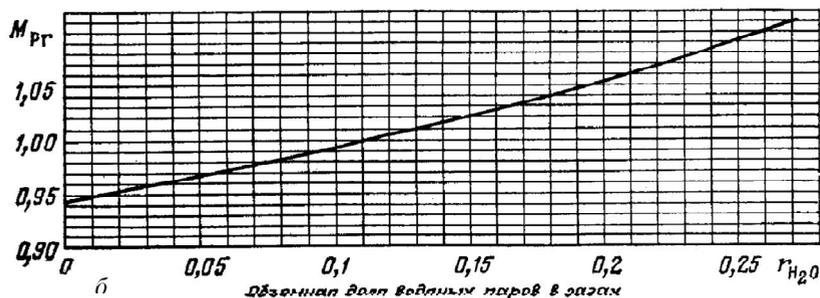


Рис. 2.10. Числа Прандля дымовых газов ($\text{Pr}_r = \text{Pr} M_r$) воздуха: а) продукты сгорания среднего состава (кривая 1) и воздуха (кривая 2); б) поправка на содержание водяных паров



Средняя скорость пара в ширмах рассчитывается по формуле

$$w_{\text{п}} = D_{\text{пп}} \nu_{\text{п}} / f_{\text{п}}, \quad (2.103)$$

где $D_{\text{пп}}$ – расход пара через ширмовый пароперегреватель, кг/с; $\nu_{\text{п}}$ – средний удельный объем пара, $\text{м}^3/\text{кг}$; $f_{\text{п}}$ – площадь живого сечения для прохода пара, м^2 , $f_{\text{п}} = \pi d_{\text{вн}}^2 z_1 n_{\text{ш}} / 4$, где $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр труб ширмового пароперегревателя; z_1 – количество ширм по ширине га-

зохода; $n_{ш}$ – количество параллельно включенных трубок в одной ширме.

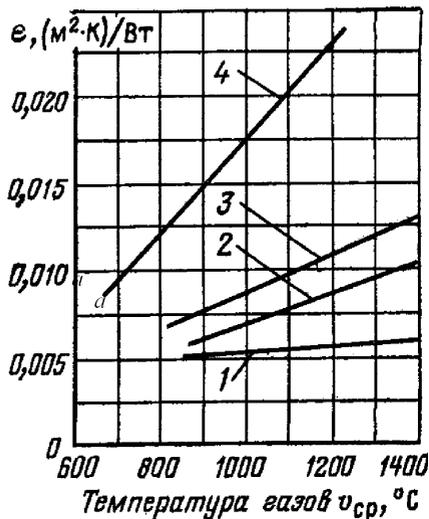


Рис. 2.11. Коэффициент загрязнения ширмовых поверхностей нагрева: 1) для нешлакующих углей типа экибастузских; 2) для умеренно шлакующих с очисткой поверхностей нагрева; 3) для умеренно шлакующих без очистки и сильношлакующих (типа фрезерного торфа и канско-ачинских углей) с очисткой; 4) для сланцев с очисткой

Коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания $\alpha_{л}$ определяется по температуре газов и загрязненной стенки:

для запыленного потока (при учете излучения частиц золы)

$$\alpha_{л} = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{\xi_3 + 1}{2} a_{ш} T_{ср}^3 \frac{1 - (T_3/T_{ср})^4}{1 - (T_3/T_{ср})}; \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \quad (2.104)$$

для чистого газового потока

$$\alpha_{л} = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{\xi_3 + 1}{2} a_{ш} T_{ср}^3 \frac{1 - (T_3/T_{ср})^{3,6}}{1 - (T_3/T_{ср})}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \quad (2.105)$$

где ξ_3 – коэффициент излучения стенок лучевоспринимающих поверхностей парового котла с учетом загрязнений, в расчетах принимается равным $\xi_3 = 0,8$; $a_{ш}$ – поглощательная способность газов в ширмах; $T_{ср} = t_3 + 273$ – температура наружных загрязнений труб, $T_{ср} = \frac{\vartheta'_{ш} + \vartheta''_{ш}}{2} + 273$ – средняя температура газов в ширмах, К.

Эти коэффициенты можно также определить по рис. П5 приложения.

Коэффициент теплоотдачи от газов, отнесенной к расчетной поверхности ширм определяется по формуле

$$\alpha_1 = \xi \left(\alpha_k \frac{\pi d_n}{2s_2 x_{ш}} \right) + \alpha_n, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \quad (2.106)$$

где ξ – коэффициент использования, принимается по рис. 2.12; s_2 – продольный шаг ширм, м; d_n – наружный диаметр труб, м; $x_{ш}$ – угловой коэффициент ширм, принимается по рис. 2.2 а, кривая 4 ($\epsilon = 0$).

Коэффициент теплопередачи k в ширмах учитывает как лучистый, так и конвективный теплообмен газового потока с поверхностью труб и рассчитывается по формуле

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(1 + \frac{Q_{шнп}^н}{Q_{шнп}^б} \right) \left(\epsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \alpha_1}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \quad (2.107)$$

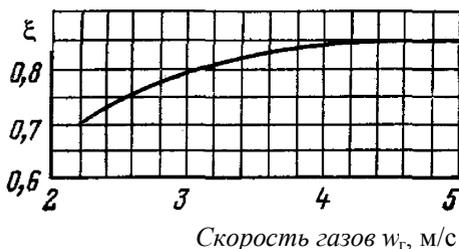


Рис. 2.12. Коэффициент использования ширмовой поверхности нагрева

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

$$\Delta t = (g'_{ш} + g''_{ш})/2 - (t'_{ш} + t''_{ш})/2. \quad (2.108)$$

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

$$Q_{шнп}^т = \frac{kF_{шнп} \Delta t}{10^3 B_p}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (2.109)$$

Полученное значение переданного тепла $Q_{шнп}^т$ сравнивают с тепловосприятием $Q_{шнп}^б$ путем определения расчетной погрешности δQ :

$$\delta Q = \frac{|Q_{шнп}^т - Q_{шнп}^б|}{Q_{шнп}^б} 100\%. \quad (2.110)$$

Расчет поверхности считается законченным, если $\delta Q \leq 2\%$, при этом окончательными считаются температуры и тепловосприятия, вошедшие в уравнения теплового баланса. Если полученное расхождение между $Q_{\text{шпп}}^{\text{б}}$ и $Q_{\text{шпп}}^{\text{т}}$ превышает допустимую погрешность расчетов, то необходимо выполнить расчет второго приближения, задавшись новым значением температуры газов за ширмами. При условии $Q_{\text{шпп}}^{\text{б}} > Q_{\text{шпп}}^{\text{т}}$ необходимо увеличить температуру за ширмой $\vartheta_{\text{ш}}''$, при обратном соотношении температуру необходимо уменьшить по сравнению с ранее заданной температурой. Если и после второго приближения расхождение между $Q_{\text{шпп}}^{\text{б}}$ и $Q_{\text{шпп}}^{\text{т}}$ окажется больше указанного предела δQ , температура может быть найдена линейной интерполяцией по значениям, полученным в двух приближениях.

При аналитической интерполяции расчетная температура газов на выходе из ширм $\vartheta_{\text{ш}}''$ определяется из соотношения

$$\vartheta_{\text{ш}}'' = \vartheta_{\text{ш}2}'' + \frac{(Q_{\text{шпп}}^{\text{б}} - Q_{\text{шпп}}^{\text{т}})_2 (\vartheta_{\text{ш}1}'' - \vartheta_{\text{ш}2}'')}{(Q_{\text{шпп}}^{\text{б}} - Q_{\text{шпп}}^{\text{т}})_2 - (Q_{\text{шпп}}^{\text{б}} - Q_{\text{шпп}}^{\text{т}})_1}. \quad (2.111)$$

Здесь индексы 1 и 2 относятся соответственно к первому и второму приближениям.

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

$$I_{\text{пш}}'' = I_{\text{пш}}' + (Q_{\text{шпп}}^{\text{т}} + Q_{\text{шпп}}^{\text{п}}) \frac{B_{\text{п}}}{D_{\text{пш}}}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (2.112)$$

где $I_{\text{пш}}'$ – энтальпия пара на входе в ширмовые пароперегреватели; $B_{\text{п}}$ – расчетный расход сгоревшего топлива, кг/с; $D_{\text{пш}}$ – расход пара через ширмовый пароперегреватель, кг/с.

3. Расчет конвективных поверхностей и воздухоподогревателя

3.1. Распределение давления в водопаровом тракте

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

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

В котлах с естественной циркуляцией экраны топочной камеры работают самостоятельно, они замкнуты на барабан и не оказывают влияния на изменение давлений в экономайзерном и перегревателемном тракте. Перепад давления в пароперегревателемном тракте (от барабана до выходного (паросборного) коллектора перегретого пара) обычно составляет около 12 % давления перегретого пара, т.е. $\Delta p_{пе} = 0,12p_{пе}$. При этом внутри перегревателемного тракта принимают гидравлическое сопротивление радиационного пароперегревателя и ширмовых поверхностей – $(0,2...0,5)\Delta p_{пе}$, где большее значение соответствует двухступенчатым ширмам, остальное – относится к змеевиковым пакетам конвективного пароперегревателя. Сопротивление экономайзера составляет 4...7 % давления перегретого пара, т.е. $\Delta p_{эк} = (0,04...0,07)\Delta p_{пе}$, где большая цифра соответствует выполнению экономайзера в две ступени с самостоятельными входными коллекторами в каждой ступени.

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

Гидравлическое сопротивление водопарового тракта прямоточного котла СКД (всех трех участках) составляет $\Delta p_к = (0,2...0,25) p_{пе}$ и при давлении перегретого пара в выходном коллекторе котла 25 МПа значение: $\Delta p_к = 5...6,25$ МПа. В том числе экономайзер – $0,1\Delta p_к$, подвесные трубы и экраны конвективной шахты (в газоплотном котле) – $0,2\Delta p_к$, экраны топочной камеры, горизонтального газохода и поворотной камеры – $(0,4...0,5) \Delta p_к$, ширмовые пароперегревательные по-

верхности $-0,1\Delta p_k$, и конвективный змеевиковый пароперегреватель $(0,1\dots0,2)\Delta p_k$.

В итоге давление питательной воды на входе в экономайзер прямоточного котла СКД составляет $p_{пв} = (1,2\dots1,25)p_{пе} = 30\dots31,3$ МПа.

Сопротивление пароводяного тракта прямоточного котла докритического давления несколько меньше $-\Delta p_k = 4\dots5$ МПа, а распределение сопротивления по участкам можно принять таким же, как при СКД.

Давление пара, поступающего из цилиндра высокого давления (ЦВД) турбины на вторичный перегрев, принимают $p'_{вт} = (0,15\dots0,2)p_{пе}$, при этом меньшее значение $(0,15\dots0,16)p_{пе}$ относится к сверхкритическому давлению. Сопротивление парового промпароперегревателя составляет $\Delta p_{вт} = 0.2\dots0,3$ МПа, тогда $p''_{вт} = p'_{вт} - \Delta p_{вт}$.

3.2. Расчет конвективного пароперегревателя

Проектирование конвективного пароперегревателя начинают с эскизной проработки поверхности с выбором конструктивных характеристик: диаметра труб поверхности нагрева пароперегревателя, поперечного и продольного шагов, числа труб, их расположения, габаритов газохода, площадей проходных сечений, эффективной толщины излучающего слоя. Рекомендуемые значения некоторых конструктивных характеристик различных по исполнению конвективных пароперегревателей представлены в табл. 3.1.

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

Пароперегреватели горизонтального газохода (см. рис. 3.1) имеют коридорное расположение труб, что ослабляет наружные загрязнения, пароперегреватели конвективной шахты чаще всего имеют шахматное расположение (интенсифицируется теплообмен).

По выбранному поперечному шагу труб s_1 и ширине газохода b_1 , которая равна ширине топки рассчитывается число труб пароперегревателя в ряду

$$z_1 = b_1/s_1 - 1. \quad (3.1)$$

Пароперегреватели котельных агрегатов средней и большой мощности и высоких параметров имеют несколько ступеней с приращением энтальпии в каждой на $250\dots420$ кДж/кг и перемешиванием пара за каждой ступенью. Для регулирования температуры перегрева пароперегреватели оснащаются пароохладителями, как правило в пры-

скивающего типа. Наличие пароохладителя отражается на величине поверхности нагрева пароперегревателя: чем больше принята величина впрыска $D_{\text{впр}}$, тем больше будет его поверхность нагрева.

Таблица 3.1

Конструктивные характеристики труб поверхностей нагрева

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

Количество тепла, переданного в конвективном пароперегревателе

$$Q_{\text{кпп}}^{\text{б}} = \frac{D_{\text{пе}}}{B_{\text{р}}} (I''_{\text{пкп}} - I'_{\text{пкп}}) - Q_{\text{кпп}}^{\text{л}}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.2)$$

Здесь $Q_{\text{кпп}}^{\text{л}}$ – теплота из топки за счет переизлучения, можно принять, что вся энергия излучения топочного объема, прошедшая через область ширм, поглощается в конвективном пароперегревателе. Тогда $Q_{\text{кпп}}^{\text{л}} = Q_{\text{вых}}^{\text{л}} \cdot I''_{\text{пкп}}, I'_{\text{пкп}}$ – энтальпия пара на выходе и входе в конвективный пароперегреватель. Величина $I''_{\text{пкп}} = I_{\text{пе}} = f(p_{\text{пе}}, t_{\text{пе}})$ является функцией заданных параметров перегретого пара (давления и температуры), кДж/кг. $D_{\text{пе}}$ – расход перегретого пара.

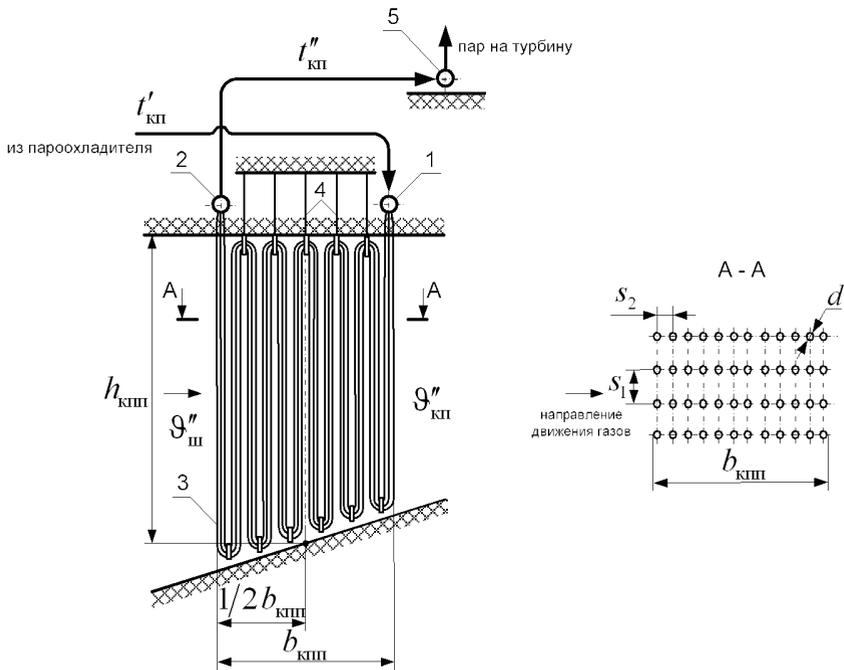


Рис. 3.1. Эскиз конвективного пароперегревателя, расположенного в горизонтальном газоходе: 1) входной коллектор; 2) выходной коллектор; 3) пакет конвективного пароперегревателя; 4) подвеска; 5) паросборный коллектор

Если в конвективный пароперегреватель пар поступает из впрыскивающего пароохладителя, то энтальпия $I'_{\text{пкп}}$ определяется по формуле

$$I'_{\text{пкп}} = I''_{\text{пш}} - \Delta I_{\text{впр}}, \text{ кДж/кг.} \quad (3.3)$$

Здесь $\Delta I_{\text{впр}}$ – уменьшение энтальпии пара во впрыскиваемом пароохладителе

$$\Delta I_{\text{впр}} = D_{\text{впр}}(I''_{\text{пш}} - I_{\text{впр}})/D_{\text{пе}}, \quad (3.4)$$

где $D_{\text{впр}}$ – расход собственного конденсата на впрыск (см. расчет радиационного пароперегревателя), кг/с; $I_{\text{впр}}$ – энтальпия конденсата, принимается в расчетах равной энтальпии насыщенной воды, определяемой по давлению в барабане котла.

По найденной величине $Q_{\text{кпп}}^6$ определяют энтальпию продуктов сгорания на выходе из конвективного пароперегревателя

$$I''_{\text{кп}} = I'_{\text{кп}} - Q_{\text{кпп}}^6 / \varphi + \Delta\alpha_{\text{пп}} I_{\text{хв}}, \text{ кДж/кг}, \quad (3.5)$$

где $I'_{\text{кп}} = I''_{\text{ш}}$ – энтальпия газов на входе в конвективный пароперегреватель; φ – коэффициент сохранения тепла (см. (2.45)); $\Delta\alpha_{\text{пп}}$ – величина присосов воздуха в пароперегревателе (см. табл. П7); $I_{\text{хв}}$ – энтальпия присосанного холодного воздуха при расчетной температуре $t_{\text{хв}}$ и $\alpha = 1$ (см. I-9 табл. П2).

Зная энтальпию дымовых газов за конвективным пароперегревателем из табл. П2 находят температуру газов $\vartheta''_{\text{кп}}$ по колонке для конвективного пароперегревателя при $\alpha''_{\text{пп}}$.

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

$$\Delta t = (\Delta t_6 - \Delta t_M) / [2,3 \lg(\Delta t_6 / \Delta t_M)], \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3.6)$$

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

$$\Delta t = (\Delta t_6 + \Delta t_M) / 2 = \vartheta_{\text{ср}} - t_{\text{ср}}, \quad (3.7)$$

где Δt_6 , Δt_M – соответственно большая и меньшая разность температур теплоносителей, определяемая для разных схем тока теплоносителей следующим образом (см. рис. 3.2):

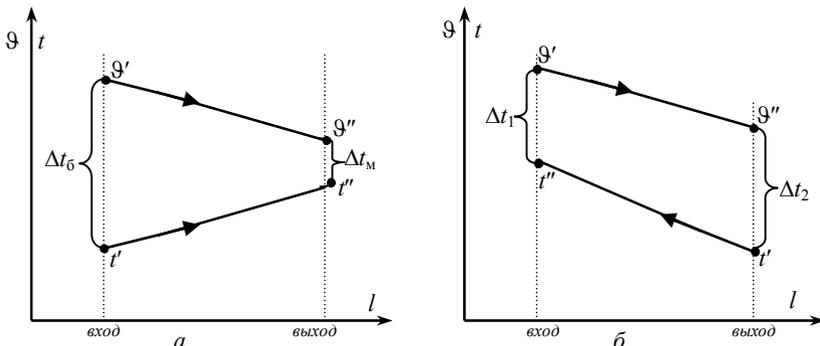


Рис. 3.2. К определению температурного напора между газовым потоком и рабочей средой при взаимном движении сред: а) прямоточное; б) противоточное

- для прямоточной схемы большая и меньшая разность температур определяется как

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

- для противопоточной схемы

$$\Delta t_1 = \vartheta' - t'', \quad \Delta t_2 = \vartheta'' - t',$$

индекс «б» ставится у температурного напора, который больше из двух, – «м» – у которого температурный напор меньше; ϑ – температура газов; t – температура пара: «'» и «''» – вход и выход теплоносителя.

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

$$\Delta t = \psi \Delta t_{\text{прт}}. \quad (3.8)$$

Здесь $\psi = \psi_1 \psi_2$, если имеет место совмещение двухпоточного движения пара по ширине газохода со смешанным движением в каждом потоке. Значения коэффициентов ψ_1 и ψ_2 приведены в табл. 3.2 в зависимости от вида движения среды (пара) по отношению к газовому потоку и разности температур между газовым потоком и паром на выходе из поверхности $m = \vartheta'' - t''$.

Таблица 3.2.

Значения поправочных коэффициентов к температурному напору

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

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

Значение скорости дымовых газов у конвективных поверхностей можно определить из выражения

$$w_{\Gamma} = \frac{B_{\text{p}} V_{\Gamma} (\vartheta_{\text{cp}} + 273)}{273 f_{\text{кпп}}^{\Gamma}}, \quad \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (3.9)$$

Здесь B_p – расчетный расход топлива, кг/с; V_r – объем газов, м³/кг; $\vartheta_{cp} = (\vartheta'_{кпп} + \vartheta''_{кпп})/2$ – средняя температура газов у конвективного пароперегревателя, °С; $f_{кпп}^r$ – площадь живого сечения для прохода газа, м² $f_{кпп}^r = h_{кпп}(b_T - z_1 d_n)$, где $h_{кпп}$ – средняя высота пакета конвективного пароперегревателя, м (рис. 3.1); z_1 – количество рядов труб пакета по ширине газохода; d_n – наружный диаметр труб, м.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией α_k при коридорном расположении труб находят по формуле (2.99). Теплофизические параметры дымовых газов надо определить при средней температуре газов ϑ_{cp} в области конвективного пароперегревателя.

Средняя скорость пара в конвективном пароперегревателе определяется по выражению

$$w_{п} = D_{пe} v_{п} / f_{п}, \text{ м/с}, \quad (3.10)$$

где $D_{пe}$ – расход пара через конвективный пароперегреватель, кг/с; $v_{п}$ – средний удельный объем пара, м³/кг, определяемый по среднему давлению $p_{кпп}^{cp} = (p_{шпп} + p_{пe})/2$, МПа и температуре $t_{cp} = (t'_{кп} + t''_{кп})/2$, °С; $f_{п}$ – площадь живого сечения для прохода пара, м², рассчитывается как суммарная площадь внутреннего поперечного сечения всех труб:

$$f_{п} = \pi d_{вн}^2 z_1 / 4, \quad (3.11)$$

где $d_{вн}$ – внутренний диаметр труб конвективного пароперегревателя, м; z_1 – количество труб по ширине газохода (см. (3.1)).

По формуле (2.102) определяется внутренний коэффициент теплоотдачи от стенки пароперегревателя к пару α_2 .

Для вычисления коэффициента теплоотдачи излучением $\alpha_{л}$, предварительно необходимо определить температуру наружных загрязнений труб:

$$t_3 = t_{cp} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \frac{B_p (Q_{кпп}^{\delta} + Q_{кпп}^{\eta})}{F_{кпп}} 10^3, \text{ } ^{\circ}\text{C}, \quad (3.12)$$

где t_{cp} – средняя температура пара в конвективном пароперегревателе; $Q_{кпп}^{\delta}$ – теплота, переданная пароперегревателю конвекций (см. (3.2)); $Q_{кпп}^{\eta} = Q_{внх}^{\eta}$ – теплота, воспринятая пароперегревателем излучением из топки; $F_{кпп}$ – поверхность нагрева конвективного пароперегревателя, м². На данном этапе расчетов принимается как $F_{кпп} = \pi d_n h_{кпп} z_1 z_2$, где $z_2 = b_{кпп}/s_2 - 1$ – число рядов труб по ширине пакета (по ходу движения газов), где $b_{кпп}$ – ширина пакета (принимается по чертежу про-

тотипа котла); s_2 – продольный шаг труб пучка (см. рекомендации по табл. 3.1); ε – коэффициент загрязнения конвективной поверхности. Для коридорного расположения труб в пучке и при сжигании пылевидного твердого топлива принимают $\varepsilon = 0,0043 \text{ (м}^2\cdot\text{К)}/\text{Вт}$, при сжигании жидкого топлива $\varepsilon = 0,003 \text{ (м}^2\cdot\text{К)}/\text{Вт}$. При шахматном расположении труб в пучке и при сжигании твердого топлива коэффициент загрязнения определяется по формуле

$$\varepsilon = \varepsilon_0 C_{\text{фр}} C_d + \Delta\varepsilon, \tag{3.13}$$

где ε_0 – исходный коэффициент загрязнения, зависит от скорости газов и относительного продольного шага труб s_2 и определяется по рис. 3.3. $C_{\text{фр}}$ – поправка на фракционный состав золы, характеризуемый качеством золы, имеющих размер более 30 мкм (значением R_{30}). Эта поправка определяется по формуле

$$C_{\text{фр}} = 1 - 1,181 \lg(R_{30}/33,7), \tag{3.14}$$

где значение $R_{30} = 30 \dots 60 \%$. При отсутствии надежных данных эту поправку следует принять: для всех углей и сланцев $C_{\text{фр}} = 1$; для торфа $C_{\text{фр}} = 0,7$; C_d – поправка на диаметр труб (см. рис. 3.3); $\Delta\varepsilon$ – поправка, зависящая от температуры газов, типа поверхности и сорта сжигаемого топлива, принимается для пароперегревателей: при сжигании углей $\Delta\varepsilon = 0,0026$; при сжигании бурых углей $\Delta\varepsilon = 0,0034$; для второй ступени и одноступенчатого водяного экономайзера: при сжигании каменных углей $\Delta\varepsilon = 0,0017$; при сжигании бурых углей $\Delta\varepsilon = 0,0026$; для второй ступени водяного экономайзера: для всех топлив $\Delta\varepsilon = 0$.

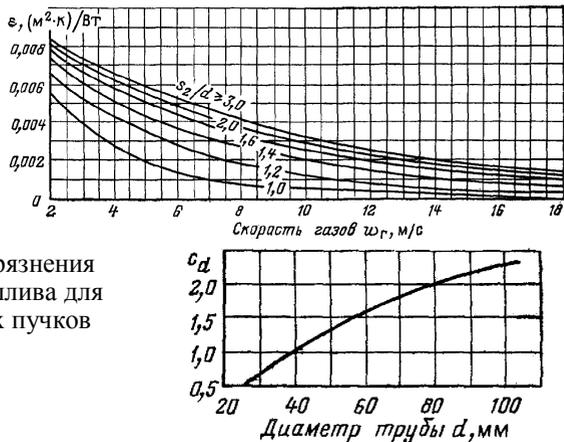


Рис. 3.3. Коэффициент загрязнения при сжигании твердого топлива для шахматных гладкотрубных пучков

Эффективная толщина излучающего слоя в конвективном пароперегревателе определяется в зависимости от наружного диаметра труб d_n , их поперечного s_1 и продольного s_2 шагов

$$s_{кп} = 0,9 d_n \left(\frac{4s_1s_2}{\pi d_n^2} - 1 \right). \quad (3.15)$$

Далее определяют суммарную оптическую толщину двухфазного потока по соотношению

$$kps_{кп} = (k_r + k_{зл}\mu_{зл})ps_{кп}, \quad (3.16)$$

где k_r – коэффициент поглощения излучения газовой фазой продуктов сгорания, определяется по (2.64) для температуры газов на выходе из конвективного пароперегревателя $T''_{кп} = \vartheta''_{кп} + 273$ и при $s_{кп}$; $k_{зл}\mu_{зл}$ – коэффициент поглощения излучения частицами золы, определяется по (2.67) с соответствующими заменами значений величин; $p = 0,1$ МПа – давление в топке.

Поглощательная способность двухфазного потока в области конвективного пароперегревателя определяется величиной суммарной оптической толщины $kps_{кп}$

$$a_{кп} = 1 - e^{-kps}. \quad (3.17)$$

По формуле (2.104) по средней температуре газов $\vartheta_{ср} = (\vartheta'_{кп} + \vartheta''_{кп})/2$ находят величину коэффициента теплоотдачи излучением α_l , Вт/(м²К).

Общий коэффициент теплоотдачи от газов к стенке труб конвективного пароперегревателя определяется сложением

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_l. \quad (3.18)$$

Коэффициент теплопередачи пароперегревателей с коридорным расположением труб в пучке при сжигании любых топлив

$$k = \psi \alpha_1 / \left(1 - \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \right), \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \quad (3.19)$$

где ψ – коэффициент тепловой эффективности, находят по табл. 3.4.

Таблица 3.4

Коэффициент тепловой эффективности ψ при сжигании твердых топлив

Марка топлива	Очистка	ψ
АШ и тощие угли	требуется	0,6
Каменные, бурые кроме канско-ачинских	требуется	0,65
Бурые канско-ачинские угли, торф	требуется	0,6
Подмосковный уголь	не требуется	0,7
Сланцы	требуется	0,5

По формуле (3.19) определяют коэффициент теплопередачи и для пароперегревателей с шахматным расположением труб при работе на мазуте.

Коэффициент тепловой эффективности при работе котла на мазуте выбирается в зависимости от скорости газов по табл. 3.5. При сжигании газа $\psi = 0,85$.

Таблица 3.5

Коэффициент тепловой эффективности ψ при сжигании жидких топлив

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

При шахматном расположении труб и работе на твердом топливе коэффициент теплопередачи определяется по выражению

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}\right)\alpha_1} \cdot \frac{B_{г}}{m^2K}, \quad (3.20)$$

где ε – коэффициент загрязнения конвективной поверхности.

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

$$F_{кпп} = \frac{10^3 Q_{кпп}^6 B_p}{k \Delta t}. \quad (3.21)$$

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

$$l_{кпп} = F_{кпп} / (\pi d_{ср} z_1), \quad (3.22)$$

где $d_{ср} = (d_n + d_{вн})/2$ – средний диаметр труб, m .

Действительное число рядов труб по ходу газов z_2 определяют по средней высоте змеевиков пароперегревателя $h_{кпп}$ (определяется из эскиза, см рис. 3.1)

$$z_2 = l_{кпп} / h_{кпп}. \quad (3.23)$$

Ширина пакета пароперегревателя по ходу движения газов

$$b_{\text{кпп}} = z_2 s_2. \quad (3.24)$$

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

3.3. Тепловой расчет водяного экономайзера

Экономайзеры являются конвективными змеевиковыми поверхностями нагрева с шахматным расположением труб в пакете. При горизонтальном расположении змеевиков в конвективной шахте заданный шаг труб обеспечивается опорными стойками. Последние опираются или подвешиваются (для передачи веса змеевиков) на специальные балки каркаса, расположенные в газоходе (при температуре газов не менее 600 °С), либо на собственные коллектора, находящиеся внутри газохода (рис. 3.4). Вариант использования коллекторов для раздачи воды по змеевикам и одновременно для опоры (подвески) пакетов экономайзера в последних конструкциях паровых котлов находит более частое применение. В газоплотных котлах все коллекторы экономайзеров помещают внутри газохода, исключая тем самым трудности уплотнения внешних ограждений котла при выводе большого числа труб наружу.

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

Рекомендуется выполнение экономайзеров в виде мембранных змеевиков (рис. 3.4 б). По сравнению с гладкотрубными поверхностями за счет повышения интенсивности теплообмена они обеспечивают уменьшение длины труб до 35 %, уменьшение общей массы металла до 15 %, заметное сокращение габаритных размеров поверхности (до 50 %) и уменьшение аэродинамического (с газовой стороны) и гидравлического (по рабочей среде) сопротивления до 30 %.

Экономайзер является замыкающей поверхностью в котле по тепловосприятию. Он должен воспринять теплоту от газов и снизить их температуру после выхода из пароперегревателя до необходимого значения на входе в воздухоподогреватель. При наличии в котле промежуточного пароперегревателя этот диапазон температур невелик и экономайзер имеет относительно небольшие размеры, поэтому не обеспечивает подогрева воды до кипения. Только при отсутствии промежуточного пароперегревателя и давлении пара на выходе из

котла не более 10 МПа экономайзер за счет большого тепловосприимчивости оказывается кипящим (выдает до 20 % насыщенного пара). В прямоточных котлах докритического давления ($p = 10...17$ МПа) для обеспечения равномерного распределения рабочей среды по трубам экранных поверхностей топки из экономайзера должна выходить вода, недогретая до температуры насыщения не менее, чем на 40 °С или на 250...285 кДж/кг.

В прямоточных котлах сверхкритического давления по той же причине энтальпия рабочей среды на выходе не должна превышать нижней границы зоны фазового перехода ($I''_{пэж} \leq 1670$ кДж/кг).

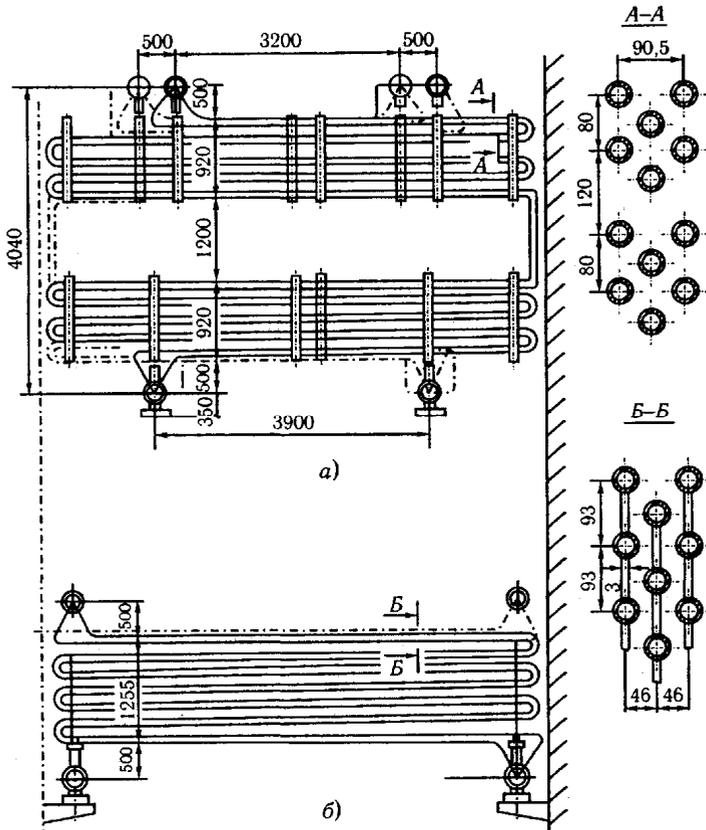


Рис. 3.4. Варианты компоновки экономайзера: а) гладкотрубный; б) мембранный

Поверхность экономайзера набирается плоскими змеевиками с шахматным расположением труб и поперечным омытием нисходя-

ще движущимися дымовыми газами в конвективной шахте (рис. 3.5.) При сжигании жидких и газообразных топлив допустимо поперечное расположение труб.

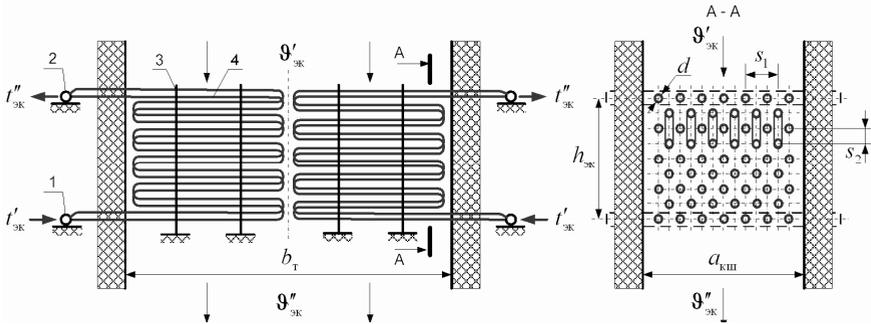


Рис. 3.5. Эскиз двухпоточного экономайзера: 1) входные коллекторы; 2) выходные коллекторы; 3) узел крепления труб (стойки и балки); 4) трубы экономайзера

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

$$z_1 = a_{кш}/s_1 - 1. \quad (3.25)$$

В случае размещения коллектора параллельно фронту котла число труб в ряду:

$$z_1 = b_T/s_1 - 1. \quad (3.26)$$

Здесь $a_{кш} = a_{кп}$ – ширина конвективной шахты, м; b_T – ширина котла, равная ширине топки, м; s_1 – поперечный шаг труб.

При расположении коллектора на боковых стенах экономайзер состоит из двух параллельно включенных половин с двухсторонним движением воды и $z_c = 2$. При этом змеевики каждой половины располагаются от боковой стены до середины шахты с восходящим движением воды по пакету. Так как применяется шахматный пучок, то трубы выходят из коллектора в два ($z_p = 2$) и более рядов.

В барабанном котле тепловосприятие экономайзера определяется как остаток полезно воспринятой теплоты в котельной установке:

$$Q_{вэ} = Q_p^p \cdot \eta_k - (Q_l + Q_{шпп}^o + Q_{кпп}^o)(1 - 0,01q_4), \text{ кДж/кг.} \quad (3.27)$$

Определение тепловосприятия экономайзера можно сделать и как тепловосприятие замыкающей поверхности, после теплового расчета всех остальных поверхностей, когда известны энтальпии газов соседних поверхностей (воздухоподогревателя и конвективного паропере-

гревателя). В этом случае тепловосприятие экономайзера определяется через изменение энтальпии дымовых газов с помощью формулы:

$$Q_{вэ}^{\delta} = \varphi(I'_{гэ} - I''_{гэ} + \Delta\alpha_{вэ}I_{хв}), \text{ кДж/кг}, \quad (3.28)$$

где $I'_{гэ}$, $I''_{гэ}$ – энтальпия газов на входе и выходе в область экономайзера; $\Delta\alpha_{вэ}$ – величина присосов воздуха в области экономайзера; $I_{хв}$ – количество тепла, вносимого присасываемым воздухом, определяется по I-Э таблице П2 при температуре холодного воздуха $t_{хв}$; φ – коэффициент сохранения тепла. При одноступенчатой компоновке и при расчете второй ступени экономайзера принимается $I'_{гэ} = I''_{гкп}$, т.е. равной энтальпии газов за конвективным пароперегревателем. При двухступенчатой компоновке $I'_{гэ}$ на входе в первую ступень экономайзера определяется I-Э таблице П2 при температуре дымовых газов $\mathcal{Q}'_{вэ1} = \mathcal{Q}''_{вэ1} + (\mathcal{Q}''_{кп} - \mathcal{Q}''_{вэ1})/3$ по колонке для $\alpha''_{вп2}$.

При двухступенчатой компоновке экономайзера необходимо контролировать значение температуры газов за второй ступенью экономайзера (перед второй ступенью воздухоподогревателя) – $\mathcal{Q}''_{вэ2} = \mathcal{Q}'_{вп2}$, которая не должна превышать 520...530 °С, чтобы ослабить окислительно-образование верхней трубной доски второй степени воздухоподогревателя. На входе во вторую ступень вода должна быть недогретой до кипения ($t''_{вэ1} < t_s(p_6)$). Это обеспечивает равномерную подачу воды по параллельно включенным змеевикам.

По величине $Q_{вэ}^{\delta}$ определяется энтальпия воды на выходе из водяного экономайзера

$$I''_{вэ} = I'_{вэ} + B_p Q_{вэ}^{\delta} / D_{вэ}, \text{ кДж/кг}. \quad (3.29)$$

Здесь $I'_{вэ}$ – энтальпия питательной воды на входе в экономайзер; $D_{вэ}$ – расход питательной воды через экономайзер, кг/с:

$$D_{вэ} = D_{пе} + D_{пр} - D_{впр}, \quad (3.30)$$

где $D_{пе}$ – расход перегретого пара; $D_{пр}$ – расход продувочной воды из барабанного котла, принимают $D_{пр} = (0,005...0,02)D_{пе}$; $D_{впр}$ – расход воды на впрыск, принимается $D_{впр} = (0,05...0,07)D_{пе}$; если производится впрыск собственного конденсата, то $D_{впр} = 0$.

По найденной энтальпии питательной воды определяют температуру питательной воды на выходе из экономайзера $t''_{вэ}$. Если $t''_{вэ}$ ниже температуры насыщения, т.е. $t''_{вэ} < t_s(p_6)$, то температурный напор определяется следующим образом:

- если водяной экономайзер состоит из одного противоточного или прямоточного участка, то

$$\Delta t = (\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}) / (2,31 \lg(\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}})); \quad (3.31)$$

- если отношение $\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}} \leq 1,7$, то

$$\Delta t = (\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}) / 2 = \vartheta_{\text{ср}} - t_{\text{ср}}, \quad (3.32)$$

где $\Delta t_{\text{б}}$, $\Delta t_{\text{м}}$ – соответственно большая и меньшая разность температур теплоносителей, определяемая для разных схем течения теплоносителей следующим образом (см. рис. 3.2):

* для прямоточной схемы:

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

* для противоточной схемы:

$$\Delta t_1 = \vartheta' - t'', \quad \Delta t_2 = \vartheta'' - t',$$

индекс «б» ставится у температурного напора, который больший из двух, «м» – у которого температурный напор меньше; ϑ – температура газов; t – температура воды.

Если $t''_{\text{вз}}$ окажется больше, чем энтальпия воды на линии насыщения $I_{\text{кип}}$ при давлении $p_{\text{б}}$, то следует определить массовую долю пара на выходе из экономайзера:

$$x''_{\text{вз}} = (I''_{\text{пвз}} - I_{\text{кип}}) / q_{\text{г}}, \quad (3.33)$$

где $q_{\text{г}}$ – скрытая теплота парообразования при давлении нагреваемой среды в экономайзере, кДж/кг.

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

$$t_{\text{усл}} = t_{\text{с}}(p_{\text{б}}) + ((I''_{\text{пвз}} - I_{\text{кип}}) / 8,4). \quad (3.34)$$

Перед расчетом температурного напора «кипящего» экономайзера предварительно находят промежуточную температуру газов между участками подогрева воды и кипения. Для этого определяется энтальпия газов между этими участками

$$I_{\text{гпр}} = I''_{\text{гвз}} + Q_1 / \varphi - \Delta \alpha_{\text{вх}} I_{\text{хв}}, \quad \text{кДж/кг}, \quad (3.35)$$

где $Q_1 = (I_{\text{кип}} - I'_{\text{вз}}) D_{\text{в}} / B_{\text{р}}$, кДж/кг – тепло, пошедшее на нагрев воды до кипения.

По величине $I_{\text{гпр}}$ определяется соответствующая ей температура газов $\vartheta_{\text{пр}}$ по табл. П2 в колонке при $\alpha''_{\text{вз}}$.

Средний температурный напор для всего экономайзера:

$$\Delta t = (Q_1 + Q_2) / \left(\frac{Q_1}{\Delta t_1} + \frac{Q_2}{\Delta t_2} \right), \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3.36)$$

где $Q_2 = Q_{\text{вз}}^6 - Q_1$ – тепло, пошедшее на нагрев воды после кипения; $\Delta t_1, \Delta t_2$ – температурные напоры по участкам до и после кипения, определяются по зависимостям (3.31) и (3.32) при известных температурах воды и газа на границе участков экономайзера для нагрева воды и кипения.

При номинальной нагрузке скорость воды в не кипящей части экономайзера должна быть не менее 0,3 м/с, в кипящей части не менее 1 м/с.

Скорость дымовых газов определяется для межтрубных промежутков по размерам газохода экономайзера для установки в конвективной шахте – по ее размерам в свету ($a_{\text{кш}}$ и $b_{\text{г}}$):

$$w_{\text{г}} = \frac{B_{\text{р}} V_{\text{г}} (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{273 f_{\text{вз}}^{\text{г}}}, \text{ м/с}. \quad (3.37)$$

Здесь $V_{\text{г}}$ – объем газов в области экономайзера, м³/кг (м³/м³); $B_{\text{р}}$ – расчетный расход топлива, кг/с; $\vartheta_{\text{ср}} = (\vartheta'_{\text{вз}} + \vartheta''_{\text{вз}})/2$ – расчетная средняя температура газов в экономайзере; $f_{\text{вз}}^{\text{г}}$ – площадь живого сечения для прохода газов, для поперечно омываемых гладкотрубных пучков:

$$f_{\text{вз}}^{\text{г}} = a_{\text{кш}} b_{\text{г}} - z_1 x d_{\text{н}}^2,$$

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

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

При сжигании твердых топлив и шахматном расположении труб коэффициент теплопередачи в экономайзере определяется по формуле (3.20), как и при расчете конвективного пароперегревателя. При этом коэффициент теплоотдачи излучением определяется только при одноступенчатой компоновке конвективных поверхностей нагрева, а также для второй ступени экономайзера при двухступенчатой компоновке, как и при расчете конвективного пароперегревателя по средней температуре $\vartheta_{\text{ср}}$.

При определении значения коэффициента теплоотдачи излучением необходимо учесть, что при сжигании всех твердых и жидких топлив температура загрязненной стенки экономайзера определяется следующим образом:

- $t_3 = t_{\text{ср}} + 60 \text{ } ^\circ\text{C}$ при $\vartheta'_{\text{вз}} > 400 \text{ } ^\circ\text{C}$,

- $t_3 = t_{cp} + 25 \text{ }^\circ\text{C}$ при $q'_{вз} \leq 400 \text{ }^\circ\text{C}$,
- $t_3 = t_{cp} + 25 \text{ }^\circ\text{C}$ при сжигании газа.

Размеры поверхности нагрева $F_{вз}$, обеспечивающей получение необходимого тепловосприятия $Q_{вз}^6$ определяется по формуле:

$$F_{вз} = 10^3 B_p Q_{вз}^6 / (k\Delta t), \text{ м}^2. \quad (3.38)$$

Длина каждого змеевика, определяется по наружному диаметру труб d_n :

$$l_{3м} = F_{вз} / (\pi d_n z_1), \text{ м},$$

где z_1 – число труб экономайзера, включенных параллельно.

Число рядов по ходу газов (число петель)

$$z_2 = l_{3м} / x,$$

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

Число петель должно быть целым или кратным 0,5.

Полная высота пакета экономайзера

$$h_{вз} = z_2 s_2, \text{ м}.$$

Экономайзерные поверхности komponуются пакетами высотой 1...1,5 м, с разрывом между пакетами в 0,6...0,8 м, для осмотров и выполнения ремонтных работ. Между экономайзером и трубчатым воздухоподогревателем разрывы составляют 0,8...1,0 м.

3.4. Расчет трубчатого воздухоподогревателя

В горелки топочной камеры современных парогенераторов подают подогретый воздух в трубчатых (ТВП) и в регенеративных (РВП) воздухоподогревателях. По своей конструкции ТВП имеют относительно небольшую удельную поверхность теплообмена в 1 м³ объема – 400...500 м²/м³ и при низких значениях теплоотдачи и температурного напора между продуктами сгорания и воздухом характеризуется большими размерами. В настоящее время ТВП поставляются заводами в виде крупногабаритных секций из труб диаметром 40 мм, толщиной стенки 1,5 мм с компактными шагами труб $s_1 \times s_2 = 54 \times 40,5$ мм, и тонкометаллической обшивкой с боковых сторон для исключения утечки нагреваемого воздуха.

Для уменьшения серноокислотной коррозии, связанной с относительно низкой температурой труб, применяют подогрев холодного воздуха на входе в ТВП за счет рециркуляции горячего воздуха или путем установки паровых калориферов. Такие схемы приводят к росту

температуры уходящих газов и снижению КПД котла. Более заметное повышение температуры стенки обеспечивает каскадный ТВП, в котором через первую («холодную») ступень проходит только часть холодного воздуха (около 40 %) в смеси с долей рециркуляции горячего воздуха ($r \approx 0,15$), что позволяет при минимальной рециркуляции горячего воздуха повысить температуру стенки труб до значения, исключающего низкотемпературную коррозию (рис. 3. 6).

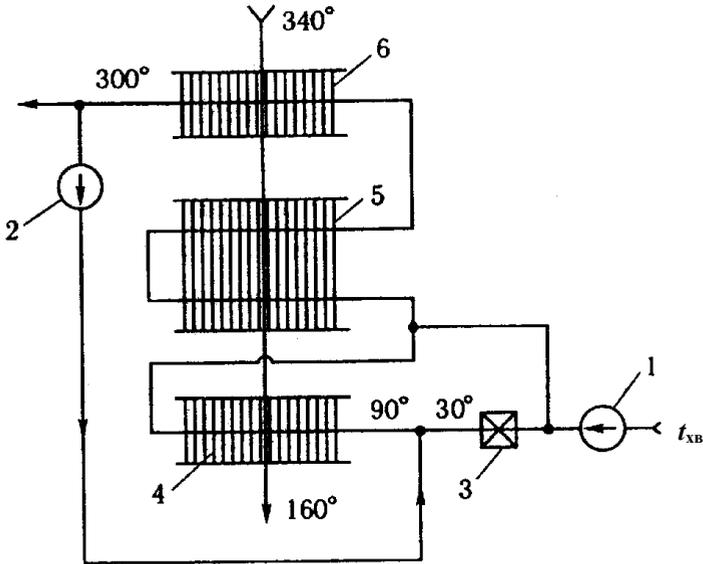


Рис. 3.6. Каскадная схема подогрева воздуха в трубчатом воздухоподогревателе: 1) дутьевой вентилятор; 2) вентилятор рециркуляции горячего воздуха; 3) паровой калорифер; 4) «холодная» часть ТВП; 5, 6) основная и «горячая» часть ТВП

При курсовом проектировании с помощью заводских чертежей проектируемого котла выполняется конструктивная и компоновочная проработки воздухоподогревателя: выбираются диаметры d шаги s_1 , s_2 труб (см табл. 3.1), число потоков по воздуху (см. рис. 3.7), определяют направление движения газов (продольное внутри труб) и воздуха (поперечное в шахматном пучке), размеры поперечного сечения конвективной шахты трубчатого воздухоподогревателя. Трубчатый воздухоподогреватель рассчитывается конструктивно, т.е. определяется необходимая теплообменная поверхность, при этом каждая ступень рассчитывается отдельно. После конструктивной проработки осуществляется определение тепловосприятия ТВП, учитывая количество ступеней.

шение количества горячего воздуха к теоретически необходимому (см. (2.39); $\Delta\alpha_{\text{вп}}$ – присосы воздуха в воздухоподогревателе (табл. П7).

По уравнению теплового баланса со стороны дымовых газов вычисляется энтальпия газов на входе в воздухоподогреватель:

$$I'_{\text{гвп}} = I''_{\text{гвп}} + Q_{\text{вп}}/\varphi - \Delta\alpha_{\text{вп}} I^{\circ}_{\text{впр}}, \text{ кДж/кг}, \quad (3.40)$$

где $Q_{\text{вп}}$ – тепловосприятие воздухоподогревателя; φ – коэффициент сохранения тепла (см. (2.45)); $I''_{\text{гвп}} = I_{\text{yx}}$ – энтальпия газов за воздухоподогревателем (уходящих газов), определяется по табл. П2 при избытке воздуха в продуктах сгорания за воздухоподогревателем $\alpha''_{\text{вп}}$; $I^{\circ}_{\text{впр}}$ – энтальпия присасываемого воздуха, кДж/кг, определяется по I-9 таблице П2 при средней температуре подогреваемого воздуха $t_{\text{ср}} = (t_{\text{гр}} + t_{\text{хв}})/2$.

По значению энтальпии $I'_{\text{гвп}}$ по табл. П2 по колонке при $\alpha''_{\text{вз}}$ определяют температуру дымовых газов $\vartheta'_{\text{вп}}$ на входе в воздухоподогреватель.

Минимальный температурный напор на «горячем» конце воздухоподогревателя:

$$\Delta t_{\text{гор}} = \vartheta'_{\text{вп}} - t_{\text{гв}}. \quad (3.41)$$

Значение $\Delta t_{\text{гор}}$ должно быть не менее 25...30 °С, иначе неоправданно возрастает площадь поверхности нагрева. В таком случае необходимо снизить температуру подогреваемого воздуха либо перейти на двухступенчатую компоновку поверхности. Рекомендуется также выполнять оценку отношения:

$$k_{\text{вп}} = \frac{t_{\text{гв}} - t_{\text{хв}}}{\vartheta'_{\text{вп}} - \vartheta''_{\text{ен}}},$$

которое для сжигания газообразного и жидкого топлива составляет 1,11...1,25; при сжигании каменных углей, антрацита – 1,25...1,35; при сжигании бурых углей – 1,35...1,45.

При двухступенчатой компоновке ТВП расчет тепловосприятий начинается с первой по воздуху ступени воздухоподогревателя, задавшись температурой на выходе из первой ступени – $t''_{\text{вп1}}$. Эту температуру задают исходя из минимума затрат на изготовление воздухоподогревателя и экономайзера. Для получения достаточного температурного напора на холодном конце экономайзера первой ступени температура воздуха за первой ступенью воздухоподогревателя долж-

на превышать температуру питательной воды и воздух в ней может быть подогрет приблизительно до $t''_{вп1} = 180...200$ °С.

Тепловосприятие первой ступени воздухоподогревателя:

$$Q_{вп1} = (\beta''_{вп1} + \Delta\alpha_{вп}/2)(I^o_{вп1} - I^o_{хв}), \text{ кДж/кг.} \quad (3.42)$$

Здесь $\beta''_{вп1} = \beta' + \Delta\alpha_{вп}$ – коэффициент избытка воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя, где β' – отношение количества воздуха к теоретически необходимому; $\Delta\alpha_{вп}$ – присосы воздуха в воздухоподогревателе; $I^o_{вп1}$ – энтальпия воздуха на выходе из первой ступени, определяется по табл. П2 при средней температуре подогреваемого воздуха $t_{ср1} = (t''_{вп1} + t_{хв})/2$.

По значению энтальпии $I^o_{вп1}$ по табл. П2 по колонке при $\alpha''_{вэ}$ определяют температуру дымовых газов $\vartheta'_{вп1}$ на входе в первую ступень воздухоподогревателя.

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

$$Q_{вп2} = (\beta' + \Delta\alpha_{вп}/2)(I^o_{гв} - I^o_{вп1}), \text{ кДж/кг} \quad (3.43)$$

где $I^o_{гв}$ – энтальпия теоретического объема горячего воздуха на выходе из второй ступени воздухоподогревателя, определяется по табл. П2 при температуре горячего воздуха $t_{гв}$ (см. табл. 2.8); $I^o_{вп1}$ – энтальпия воздуха на входе во вторую ступень воздухоподогревателя (на выходе из первой ступени), определяется по табл. П2 по принятой температуре воздуха $t''_{вп1}$.

Энтальпия дымовых газов перед второй ступенью воздухоподогревателя:

$$I''_{вп2} = I''_{вп1} + Q_{вп2}/\varphi - \Delta\alpha_{вп}I^o_{впр}, \text{ кДж/кг,} \quad (3.44)$$

где $Q_{вп2}$ – тепловосприятие второй ступени воздухоподогревателя; φ – коэффициент сохранения тепла; $I''_{вп2} = I'_{вэ1}$ – энтальпия дымовых газов за второй ступенью воздухоподогревателя (перед первой ступенью

водяного экономайзера), определяется по $\vartheta''_{\text{вп}2} = \vartheta'_{\text{в}31}$ по табл. П2 при избытке воздуха в продуктах сгорания за воздухоподогревателем $\alpha''_{\text{вп}}$; $I^{\circ}_{\text{впр}}$ – энтальпия присасываемого воздуха, определяется по табл. П2 при средней температуре подогреваемого воздуха во второй ступени $t_{\text{ср}2} = (t_{\text{гв}} + t''_{\text{вп}1})$.

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

$$\Delta t_{\text{вп}} = \psi \Delta t_{\text{прт}}, \text{ } ^{\circ}\text{C}, \quad (3.45)$$

где $\Delta t_{\text{прт}}$ – среднелогарифмический температурный напор, определяемый для противоточной схемы движения теплоносителей (см. (3.31) и (3.32)); ψ – поправочный коэффициент, зависящий от числа перекрестных ходов воздуха. Рекомендуется принимать так: $\psi = 0,85$ – для двух ходов воздуха; $\psi = 0,95$ – для четырех ходов воздуха; $\psi = 1$ – для числа ходов равно пяти и больше.

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

Полное число труб для прохода газов составит:

$$z_{\text{тр}} = \frac{B_{\text{р}} V_{\text{г}} (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{273 w_{\text{г}} f_{\text{вп}}^{\text{г}}}, \quad (3.46)$$

где $B_{\text{р}}$ – расчетный расход топлива, кг/с; $V_{\text{г}}$ – объем дымовых газов, м³/кг; $\vartheta_{\text{ср}} = (\vartheta'_{\text{вп}} + \vartheta''_{\text{вп}})/2$ – средняя температура дымовых газов в воздухоподогревателе; $f_{\text{вп}}^{\text{г}}$ – внутреннее сечение трубы для прохода дымовых газов: $f_{\text{вп}}^{\text{г}} = 0,785 d_{\text{вп}}^2$, м², где $d_{\text{вп}}$ – внутренний диаметр труб, м.

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

$$z_1 = b_{\text{т}} / s_1 - 1.$$

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

$$z_2 = z_{\text{тр}} / z_1.$$

Тогда полная глубина трубной поверхности (по ширине шахты):

$$a_{\text{тр}} = z_2 s_2.$$

При двух-четырех поточном выполнении трубчатого воздухоподогревателя (рис. 3.7) трубная поверхность разделяется соответственно на 2–4 пакета, между которыми создаются внутренние раздающие воздушные короба, каждый из которых размером по ширине $\Delta a_k = 1,3 \dots 1,4$ м (двухпоточный вариант) и ширине $\Delta a_k = 0,7 \dots 1,0$ м (трех-четырехпоточный вариант). Тогда общая ширина трубчатого воздухоподогревателя составит:

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

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

Коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к стенке труб α_1 можно найти по рис. 3.8 и 3.9 по скорости газов w_r и внутреннему диаметру труб $d_{\text{вн}}$ или по формуле (2.102), где λ – теплопроводность газов, Вт/(м·К); ν – кинематическая вязкость газов, м²/с; Pr – число Прандтля для газов, принимается соответственно по рис. П.1, рис. 2.9 и 2.10 по средней температуре газов $\vartheta_{\text{ср}} = (\vartheta'_{\text{вп}} + \vartheta''_{\text{вп}})/2$, °С.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому воздуху α_2 , Вт/(м²·К) по рис. 3.10 и 3.11 по скорости воздуха w_b и наружному диаметру $d_{\text{н}}$ или по формуле:

$$\alpha_k = \frac{\lambda_b}{d_{\text{н}}} \left(\frac{w_b d_{\text{н}}}{\nu_b} \right)^{0,6} \text{Pr}_b^{0,33} C_z C_s, \quad (3.47)$$

где λ_b , ν_b , Pr_b – теплопроводность, В(м·К), кинематическая вязкость, м²/с, число Прандтля для воздуха (и газов) принимается соответственно по рис. П.1, рис. 2.9 и 2.10; C_z – поправка на число поперечных рядов труб по ходу газов; при $z_2 < 10$ и $\sigma_1 < 3,0$ $C_z = 3,12 z_2^{0,05} - 2,5$; при $z_2 < 10$ и $\sigma_1 \geq 3,0$ $C_z = 4 z_2^{0,02} - 3,2$; при $z_2 \geq 10$ $C_z = 1$; C_s – поправка на компоновку пучка, определяется в зависимости от поперечного шага $\sigma_1 = s_1/d$ и параметра

$$\varphi_6 = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1},$$

где

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

σ'_2 – средний относительный диагональный шаг труб, $0,1 < \varphi_6 \leq 1,7$
 $C_s = 0,34 \varphi_\sigma^{0,1}$; при $1,7 < \varphi_6 \leq 4,5$: для $\sigma_1 < 3$ $C_s = 0,275 \varphi_\sigma^{0,5}$; для $\sigma_1 \geq 3$
 $C_s = 0,34 \varphi_\sigma^{0,1}$.

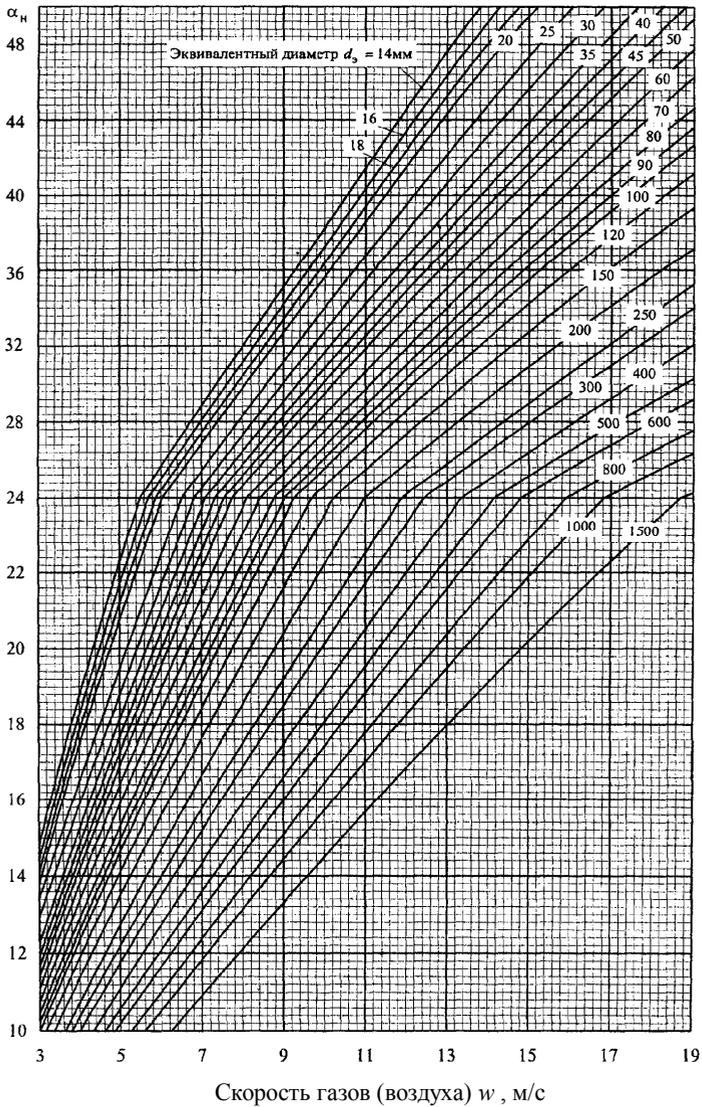
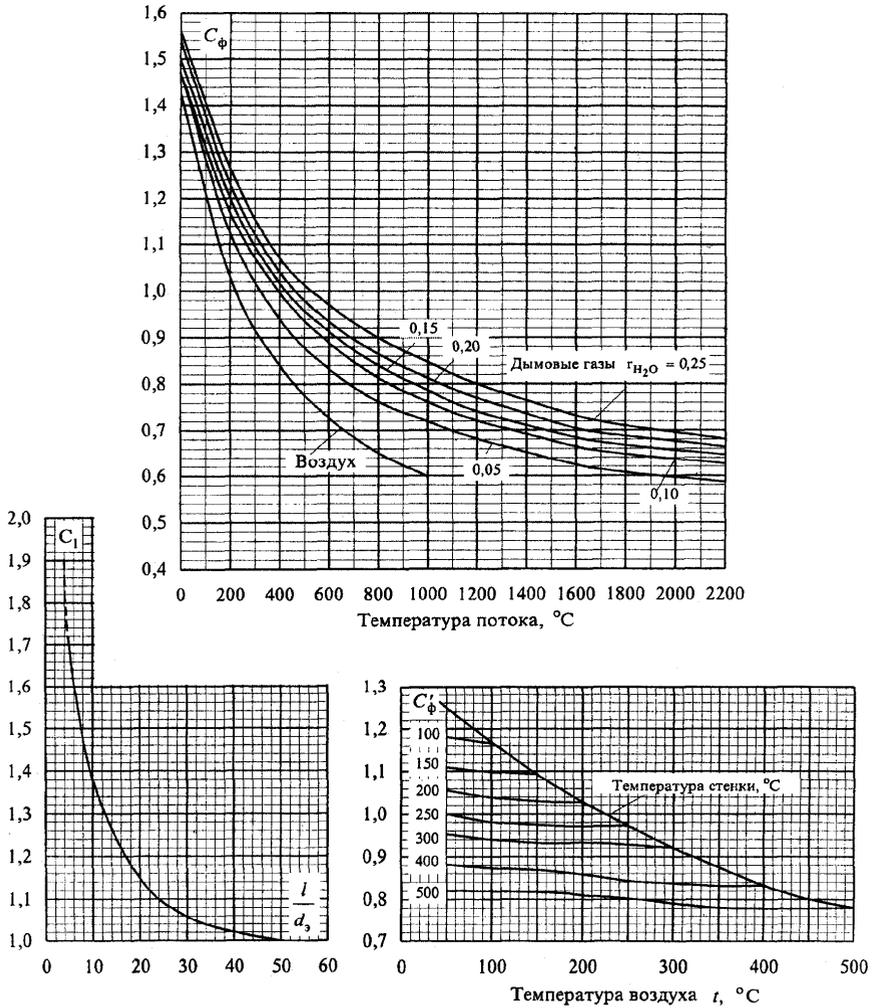


Рис. 3.8. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном омывании для воздуха и дымовых газов: при охлаждении газов $\alpha_k = \alpha_n C_\phi C'_l$; при нагревании воздуха $\alpha_k = \alpha_n C'_\phi C_l$



При охлаждении дымовых газов и воздуха

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

При нагревании воздуха

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

Рис. 3.9, Поправка для определения коэффициента теплоотдачи при продольном омывании для воздуха и дымовых газов (к рис. 3.8)

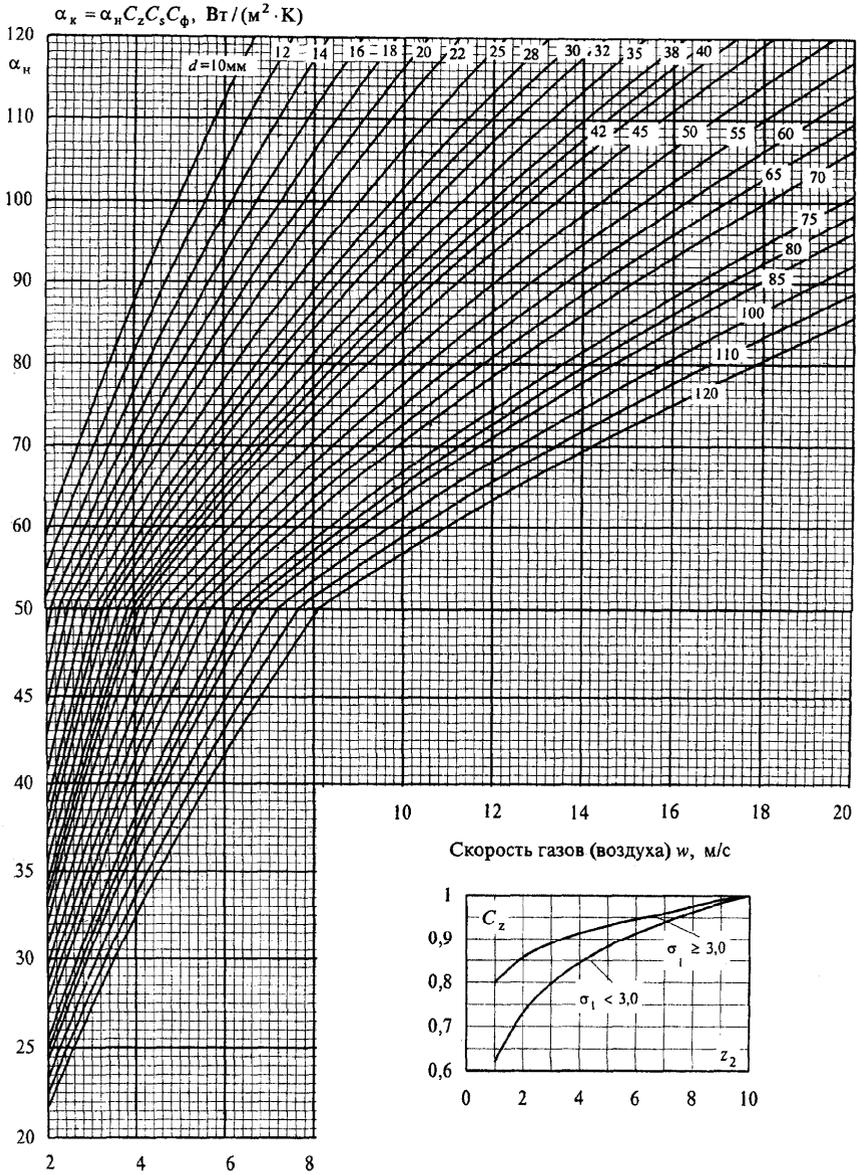


Рис. 3.10. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков $\alpha_k = \alpha_H C_z C_s C_\phi$

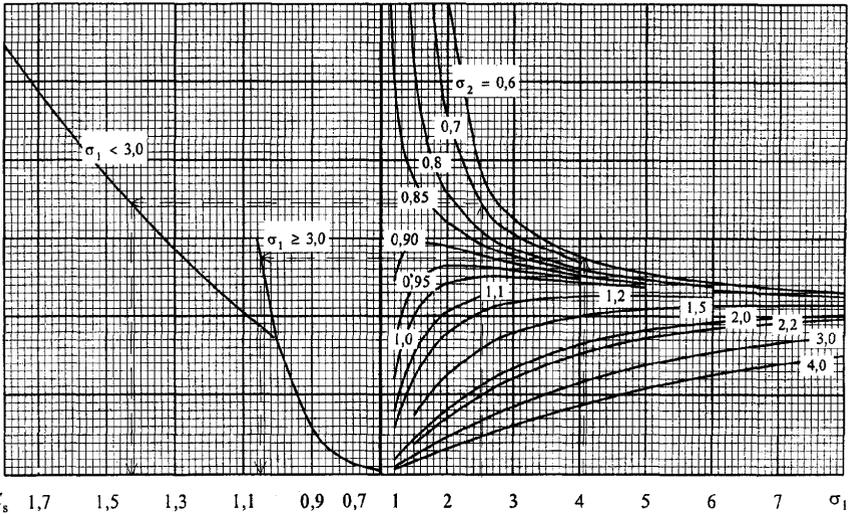
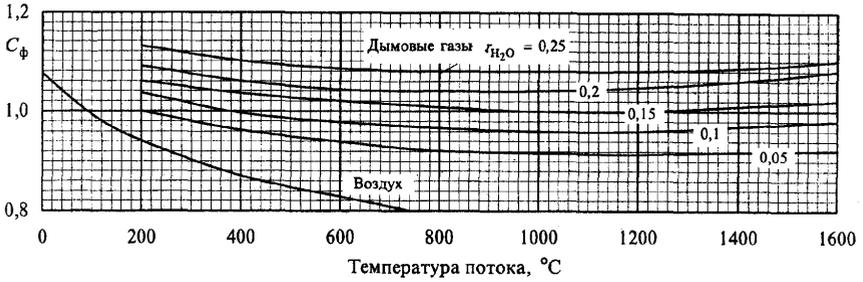
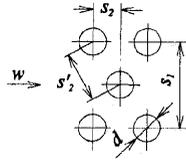


Рис. 3.11. Поправочные коэффициенты для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании шахматных гладкотрубных пучков (к рис. 3.10)

Коэффициент теплопередачи в воздухоподогревателе:

$$k = \xi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \quad (3.48)$$

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

$$\xi = \xi_0 - \Delta\xi. \quad (3.49)$$

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

Поверхность нагрева ТВП:

$$F_{\text{вп}} = 10^3 B_p Q_{\text{вп}} / (k \Delta t_{\text{вп}}), \text{ м}^2. \quad (3.50)$$

По известному значению $F_{\text{вп}}$ по среднему диаметру труб $d_{\text{ср}}$ можно определить необходимую полную высоту воздухоподогревателя:

$$h_{\text{вп}} = F_{\text{вп}} / (\pi d_{\text{ср}} z_{\text{тр}}), \text{ м}, \quad (3.51)$$

где $z_{\text{тр}}$ – полное число труб воздухоподогревателя для прохода газов (см. (3.46)).

Затем определяют высоту одного хода воздухоподогревателя (для одного потока):

$$h_x = \frac{B_p \beta_{\text{вп}} V_B^0 (t_{\text{ср}}^B + 273)}{273(x - z_1 d_n) w_B n_{\text{пот}}}, \text{ м}, \quad (3.52)$$

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

$$z_{\text{ход}} = h_{\text{вп}} / h_x. \quad (3.53)$$

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

Высота трубчатого воздухоподогревателя:

$$h_{\text{вп}} = h_{\text{хзход}} + \Sigma h_{\text{об}}, \text{ м}, \quad (3.54)$$

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

3.5. Расчет регенеративного воздухоподогревателя

В котлах большой производительности ($D > 117$ кг/с) более широкое применение имеют регенеративные воздухоподогреватели (РВП) (рис. 1.26). По своей конструкции РВП обладают высокой удельной поверхностью теплообмена – 320...340 м²/м³, поэтому имеют относительно небольшие габариты. Основным недостатком РВП является высокий перетек нагреваемого воздуха в газовую среду при наличии периферийных и радиальных зазоров между воздушной и газовой частями воздухоподогревателя ($\Delta\alpha_{\text{вп}} = 0,2$), что приводит к перегрузке в работе дымососов и дутьевых вентиляторов, повышенному расходу энергии на собственные нужды.

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

Тепловосприятие РВП $Q_{\text{вп}}$ и энтальпия газов перед воздухоподогревателем $I'_{\text{вп}}$ определяются также как и при расчете ТВП по формулам (3.39) и (3.40).

Скорость дымовых газов при номинальной нагрузке рекомендуется принять $w_{\text{г}} = 9...11$ м/с, а воздуха $w_{\text{в}} = (0,75...0,9) w_{\text{г}}$. Для обеспечения самоочистки поверхности РВП рекомендуется при номинальной нагрузке принимать скорость ближе к верхнему пределу. Условия омывания теплообменной поверхности в газовом и воздушном потоках одинаковы, поэтому при расчете теплообмена в регенеративном

воздухоподогревателе коэффициенты теплоотдачи в обоих потоках оказываются близкими по величине.

Коэффициент теплопередачи в РВП может быть определена по формуле:

$$k = \psi_{\text{п}} A \left[\frac{0,5(w_{\text{г}} + w_{\text{в}})}{8} \right]^{0,8}. \quad (3.55)$$

Здесь $\psi_{\text{п}}$ – коэффициент использования поверхности РВП. Принимается $\psi_{\text{п}} = 1$ при сжигании природного газа, $\psi_{\text{п}} = 0,89$ – при сжигании всех остальных топлив. A – коэффициент, определяющий интенсивность теплообмена: $A = 11$ при сжигании твердого топлива, $A = 10,5$ при сжигании жидкого топлива, $A = 13,5$ при сжигании газообразного топлива. Для холодной части РВП: $A = 8$ при сжигании твердого топлива, $A = 7,7$ при сжигании жидкого топлива, $A = 9$ при сжигании газообразного топлива.

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

Расчетная поверхность нагрева одного корпуса РВП определяется по формуле:

$$F_{\text{рвп}} = \frac{B_{\text{р}} Q_{\text{вп}}}{k \Delta t_{\text{вп}} n_{\text{к}}}, \text{ м}^2, \quad (3.56)$$

где $B_{\text{р}}$ – расчетный расход топлива, кг/с; $Q_{\text{вп}}$ – тепловая нагрузка воздухоподогревателя, кДж/кг; $\Delta t_{\text{вп}}$ – температурный напор воздухоподогревателя, °С, определенному для противоточной схемы движения теплоносителей (см. (3.31), (3,32)); $n_{\text{к}}$ – число корпусов РВП, установленных на котельную установку. Рекомендуется устанавливать 2...4 корпуса РВП на котел, (большее значение на котлах с $D \geq 265$ кг/с).

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

Полный секундный объем газов, проходящий через РВП при средней температуре $\vartheta_{\text{вп}}^{\text{ср}} = (\vartheta'_{\text{вп}} - \vartheta''_{\text{вп}})/2$, составляет:

$$V_{\text{сек}} = \frac{B_{\text{р}} V_{\text{г}} (\vartheta_{\text{вп}}^{\text{ср}} + 273)}{273}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \quad (3.57)$$

Расчетное проходное сечение корпуса РВП, обеспечивающее пропуск объема газов $V_{\text{сек}}$ со скоростью w_{Γ} , определяется по выражению:

$$f_p = V_{\text{сек}} / (w_{\Gamma} n_k).$$

В табл. 3.6. приведены выпускаемые заводами типоразмеры регенеративных воздухоподогревателей и проходные сечения их «горячей» части, по которой делается выбор соответствующего типового РВП. При необходимости уточняется либо скорость газов, либо число корпусов РВП.

Таблица 3.6

Проходные сечения РВП по газу и по воздуху

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

Поверхность набивки РВП высотой в 1 м, при выбранном диаметре ротора определяется по формуле:

$$F_1 = (0,75 \dots 0,85) n_{\text{л}} d_p.$$

Здесь коэффициент в скобке учитывает долю объема корпуса РВП, занятого рабочей поверхностью листов теплообменной набивки: для диаметров ротора $d_p \leq 7,4 - 0,75$; при $d_p \geq 9,8 - 0,85$. $n_{\text{л}}$ – расчетное количество листов набивки по окружности ротора:

$$n_{\text{л}} = 3,14 d_p / (d_3 + \delta),$$

где диаметр ротора d_p берется в мм; d_3 – эквивалентный диаметр проходного сечения между листами набивки, в расчете принимается в среднем $d_3 = 9,7$ мм; δ – толщина листа набивки, она составляет 0,6...0,8 мм в горячей части и 1,2...1,5 мм – в холодной или 0,9 мм – в среднем.

Расчетная высота РВП:

$$h_{\text{вп}} = F_{\text{рвп}} / F_1.$$

4. Подготовка воды для котельных установок

4.1. Основные показатели и нормы качества воды

Сырая вода, забираемая из водоемов поглощает на своем пути различные соединения: соли, механические примеси, органические и неорганические вещества, а также различные газы (кислород, углекислый, сернистый). В зависимости от времени года состав воды меняется. *Примеси, содержащиеся в природной воде, условно подразделяют на три группы:*

- 1) механические примеси – взвешенные вещества в виде частиц песка, глины и т.п., с размером от 0,2 мкм и выше, способные отстаиваться;
- 2) коллоидно-растворимые примеси – соединения железа, алюминия, кремния и других, которые не отстаиваются;
- 3) истинно растворенные примеси, состоящие из электролитов – положительно заряженных катионов и отрицательно заряженных анионов, а также не электролитов – газов.

Сырая вода для питания котлов и подпитки теплосети непригодна, так как при нагревании из нее выделяются коррозионно-активные газы и примеси, при наличии которых котлы зарастают накипью и забиваются шламом. Это приводит к нарушению теплового (снижается коэффициент теплопередачи от топочных газов к воде или пару) и гидродинамического (увеличивается гидравлическое сопротивление контуров циркуляции) режимов работы котлов. Усиливается коррозия и пережог поверхностей нагрева, увеличиваются потери теплоты с уходящими топочными газами, снижается КПД, увеличивается расход топлива.

В котельной выполняют четыре основных этапа водоподготовки:

- 1) фильтрация и коагуляция воды – удаление из воды механических и коллоидно-растворимых примесей;
- 2) умягчение – удаление из воды накипеобразующих солей жесткости;
- 3) деаэрация – удаление из воды коррозионно-активных газов;
- 4) продувка – поддержание в котловой воде постоянного соле-содержания и щелочности.

Существует более десяти показателей качества воды в котельной. Причем они различны для питания паровых и водогрейных котлов, подпитки теплосети и прочих нужд.

Основные показатели качества воды в котельной.

1. Прозрачность по шрифту – показывает видимость эталонного образца, погруженного в воду (см).

2. Сухой остаток – характеризует содержание растворенных и коллоидных неорганических и частично органических примесей. Примеси минерального и органического происхождения получают при выпаривании 1 кг воды и просушке его в сушильном шкафу при 110 °С (мг/кг). Если этот остаток прокалить при 800 °С, то потери остатка будут условно характеризовать содержание в воде органических веществ, т. е. общее солесодержание. Чем выше сухой остаток и солесодержание, тем хуже качество воды.

3. Общая жесткость воды (мг-экв/кг; г-экв/м³) определяется суммарным содержанием в ней катионов кальция и магния и выражается в миллиграмм-эквивалентах на 1 кг воды; 1 мг-экв/кг соответствует содержанию в 1 кг воды 20,04 мг катионов Ca²⁺ или 12,16 мг катионов Mg²⁺. Различают карбонатную и некарбонатную жесткость воды.

Карбонатная, или временная, жесткость J_k определяется по содержанию в воде бикарбонатов кальция и магния [Ca(HCO₃)₂; Mg(HCO₃)₂], которые при нагревании воды до 60...70 °С переходят в котловой воде в карбонаты, выпадающие в виде шлама и накипи и дающие газ CO₂.

Некарбонатная жесткость $J_{нк}$ характеризуется содержанием хлористых CaCl₂, MgCl₂, сернокислых CaSO₄, MgSO₄, кремнекислых CaSiO₂, MgSiO₃, азотнокислых, фосфорнокислых и других солей, которые при кипячении воды не выпадают в осадок. Общая жесткость: $J_0 = J_k + J_{нк}$. Иногда пользуются понятием жесткости кальциевой и магниевой $J_0 = J_{Ca} + J_{Mg}$. Воду считают мягкой, если ее жесткость доходит до 2 мг-экв/кг; средней – от 2 до 5; жесткой – от 5 до 10 и очень жесткой – более 10.

4. Щелочность воды характеризуется содержанием в ней щелочных соединений: гидратов, карбонатов, бикарбонатов, фосфатов, оксидов натрия, кальция, магния. Общая щелочность $\Sigma_{общ} = \Sigma_r + \Sigma_k + \Sigma_6$. Относительной щелочностью воды называется общая щелочность, отнесенная к сухому остатку и выраженная в процентах. Щелочность котловой воды в определенных пределах полезна, так как парализует вредное коррозирующее воздействие на металлическую стенку растворенных в воде газов: кислорода и углекислоты. Однако чрезмерная щелочность воды вызывает ее вспенивание и частичное выбрасывание вместе с паром, что может вызвать гидравлический удар в паропроводе.

5. Кремнесодержание характеризует общую концентрацию в воде различных соединений кремния в мкг/кг.

6. Концентрация водородных ионов. В воде происходит непрерывная диссоциация молекул воды, при которой в 1 кг воды содержится одна десятиллионная (10⁻⁷ грамма иона водорода (H⁺) и

столько же гидроксильных ионов (ОН⁻). При уменьшении концентрации ионов водорода меняется концентрация гидроксильных ионов, поскольку (Н⁺)·(ОН⁻) = const. Реакцию воды принято выражать отрицательным логарифмом активности ионов водорода рН = -lg Н. При рН = 7 среда нейтральная; рН < 7 – среда кислая; рН > 7 – среда щелочная.

7. Содержание коррозионно-активных газов в воде характеризуется содержанием в ней кислорода и углекислого газа в мг/кг.

8. Соединения железа, меди, нитритов и нитратов (мкг/кг), масла и тяжелые нефтепродукты (мг/кг).

Основные показатели качества питательной воды для водотрубных паровых котлов приведены в табл. 4.1.

Основные показатели качества сетевой и подпиточной воды для водогрейных котлов приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.1

Предельные нормы качества питательной воды барабанных котлов

Показатель	Давление, МПа		
	до 4	4...10	> 10
Общая жесткость, мкг-эquiv/кг	5	3	1
Содержание кремния в перерасчете на SiO ₂ , мкг/кг	–	80	40
Содержание O ₂ , мкг/кг	20	20	10
Содержание соединений железа, мкг/кг	200	100	30
Содержание соединений меди, мкг/кг	20	20	5
рН при 25 °С	9,1±0,1		
Свободная СО ₂	Отсутствует		

Таблица 4.2

Показатели качества подпиточной воды для водогрейных котлов

Показатель воды и размерность	Температура воды, °С	
	115	150
Прозрачность по шрифту, открытая/закрытая система	40/30	40/30
Содержание растворенного O ₂ , мкг/кг	50	30
Карбонатная жесткость при рН<8,5, мкг-эquiv/кг	800	750

Нормы качества котловой воды, необходимый режим ее обработки, непрерывные и периодические продувки принимаются на основании типовых инструкций предприятия-изготовителя котла или других нормативных документов. При этом для паровых котлов дав-

лением до 4 МПа включительно, имеющих заклепочные соединения, относительная щелочность котловой воды не должна превышать 20 %; для котлов со сварными барабанами и креплением труб методом вальцовки (или вальцовкой с уплотнительной приваркой) относительная щелочность котловой воды допускается 50 %; для котлов со сварными барабанами и приварными трубами относительная щелочность котловой воды не нормируется. Для паровых котлов давлением более 4 МПа (40 кгс/см^2) относительная щелочность не должна превышать 20%.

4.2. Фильтрация и коагуляция воды

Грубодисперсные (механические) примеси удаляют в резервуарах и отстойниках, а более глубокое осветление производят в фильтрах. Воду следует фильтровать, когда количество взвешенных частиц более 20 мг/кг. Для удаления коллоидных примесей воду обрабатывают сернокислым алюминием $(\text{Al}_2\text{SO}_4)_3 \cdot 18\text{H}_2\text{O}$ (глиноземом) или сернокислым железом. В результате образуется хлопьевидный остаток гидрата окиси алюминия $(\text{Al OH})_3$, который отделяется от воды путем фильтрации. При коагуляции карбонатная жесткость понижается, а некарбонатная возрастает на величину, эквивалентную дозе коагулянта, сухой остаток снижается, а концентрация углекислоты увеличивается.

В качестве фильтрующего материала используют кварцевый песок, мраморную крошку или дробленый антрацит (0,6...1 мм). Скорость фильтрации 4...6 м/ч. Фильтр промывают осветленной водой в направлении, обратном основному процессу, через каждые 18...20 ч работы в течение 6...8 мин, а для улучшения промывки подается сжатый воздух давлением до 0,2 МПа (2 ат).

4.3. Внутрикотловое умягчение воды

Умягчить воду – значит снизить ее жесткость или удалить из нее накипеобразующие катионы Са и Mg. Для этого нужна докотловая или внутрикотловая обработка воды. Внутрикотловое умягчение воды осуществляют по схемам, отличающимся между собой способом введения щелочных реагентов: во всасывающий или нагнетательный патрубок питательного насоса, либо в барабан, в результате внутри котла образуется шлам, удаляемый с продувкой из всех нижних частей котла.

В паровых котлах *химическая* внутрикотловая обработка воды сводится к введению в агрегат каустической (NaOH) или кальцинированной (Na_2CO_3) соды, которая, вступая в реакцию с бикарбонатом

Са и Mg, образует карбонаты, выпадающие в осадок (шлам), едкий натр и углекислый газ. Для снижения карбонатной жесткости используют тринатрийфосфат (Na_3PO_4), который способствует взрыхлению накипи и образованию на поверхности металла защитной пленки от коррозии углекислого газа. Дозировкой реагента поддерживается щелочность котловой воды в пределах 5...10 мг-экв/кг. Образующийся шлам после химической обработки воды удаляется из грязевиков.

В водогрейных котлах *химическая* внутрикотловая обработка воды сводится к введению в воду ингибиторов или фосфонатов, таких, как ОЭДФ (гидроксиэтилодендифосфоновая кислота), ПАФ-13А, ИОМС. Обычно область их эффективного применения ограничивается как качеством исходной воды, так и температурой подогрева: для водогрейных котлов – не более 110°C, для бойлеров – не более 130 °С.

Термическая обработка не требует химических реагентов и применяется для воды, содержащей в основном бикарбонат Са, так как выпадение в осадок гидрата Mg происходит очень медленно. Метод прост и используется, когда не требуется глубокого умягчения воды.

Магнитная обработка воды применяется для паровых котлов. Вода после воздействия на нее магнитного поля определенной полярности и напряжения при нагреве ее в котле выше 100 °С не дает накипных отложений на поверхности нагрева, а соли жесткости выпадают в виде шлама. Однако требуется громоздкая аппаратура: противонакипное магнитное устройство (ПМУ), шламоотделитель (Ш), а также дорогостоящее электрооборудование. Принципиальная схема магнитной обработки воды приведена на рис. 4.1.

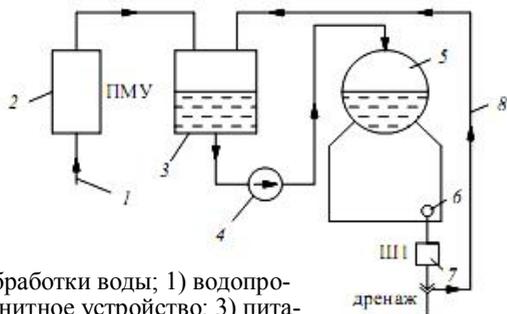


Рис. 4.1. Схема магнитной обработки воды; 1) водопровод; 2) противонакипное магнитное устройство; 3) питательный бак; 4) насос; 5) барабан; 6) продувка котла; 7) шламоотделитель; 8) возврат воды

4.4. Умягчение воды катионированием

Метод катионного обмена основан на свойствах некоторых естественных и искусственных химических соединений вступать в реакцию с солями жесткости Ca и Mg. Водоподготовка по способу катионного обмена предусматривает замену в процессе фильтрации накипеобразующих катионов кальция и магния на катионы, соли которых обладают хорошей растворимостью или образуют летучие соединения. Катионитными материалами, заполняющими фильтры, являются глауконит, сульфоуголь и синтетические смолы. Наибольшее применение имеет сульфоуголь (КУ), который получают путем обработки бурого или каменного угля парами дымящейся серной кислоты. Сульфоуголь может насыщаться обменными катионами натрия, водорода или аммония, потому различают Na-, H-, NH₄- катионирование. Сложная формула катионитного материала, не участвуя в ионном обмене, условно обозначается буквой R. Сульфоуголь – дешевый катионит, но он пригоден только для умягчения воды, температура которой не превышает 30...40 °С (при слабощелочной среде) и 60 °С (при нейтральной и слабокислой среде). Катиониты из синтетических смол выдерживают температуру 100...120 °С.

Основной характеристикой умягчающих свойств катионита является его обменная способность, численно равная количеству солей жесткости Ca и Mg, которое может поглотить между регенерациями 1 м³ катионита. Различают полную и рабочую обменную способность катионита. *Полная обменная способность* катионита представляет собой такое количество (г-экв) солей жесткости Ca и Mg, которое может поглотить 1 м³ катионита до того момента, когда жесткость выдаваемой умягченной воды сравнивается с жесткостью исходной воды. *Рабочая обменная способность* представляет собой такое количество (г-экв) катионов Ca и Mg, которое задерживает 1 м³ катионита до момента начала увеличения жесткости выдаваемой воды. Значение полной обменной способности различных катионов составляет: для сульфоугля 500...550 г-экв/м³, для других катионитов 600...1700 г-экв/м³.

Для водоумягчения методом катионирования требуется следующее основное оборудование.

1. Катионитовый фильтр представляет собой цилиндрический сварной, стальной сосуд диаметром от 1 до 3 м и высотой 3,5...6,5 м, приблизительно на 2/3 высоты заполненный зернистой массой катионита. Вода, подлежащая умягчению, по трубе поступает сверху в распределительную систему (или в форсунки), проходит сквозь слой катионита, умягчается и поступает в дренажное устройство.

После катионитового фильтра умягченная вода подается в деаэра-тор. На цилиндрической части фильтра имеются два люка: верхний – для загрузки и нижний – для выгрузки катионита. Фильтр обвязывается трубопроводами с запорной арматурой для воды и реагента. В верхней части фильтра вварены воздушники для выпуска воздуха.

В процессе умягчения воды катионит постепенно истощается, и катионный обмен между водой и катионитом прекращается. Для восстановления умягчающей способности катионит подвергают регенерации, отключая фильтр и пропуская через него водный раствор регенерирующего вещества. Регенерация восстанавливает реактивную способность катионита. Регенерирующий раствор получают в солерастворителях, когда реагент твердый, или в мерниках, когда он жидкий.

2. Солерастворитель – это цилиндрический сварной, стальной сосуд диаметром от 0,7 до 1 м и высотой около 1 м, в который загружают несколько слоев кварца различной крупности. Твердый реагент (обычно поваренную соль) подают в солерастворитель через люк сверху, а воду – по водопроводу сверху в распределительную систему. Растворенный реагент фильтруется через слой кварца, поступает в дренажное устройство и затем выводится из солерастворителя и подается в катионитовый фильтр для его регенерации.

3. Мерник – это металлический смесительный сосуд, в котором сильно концентрированный раствор жидкого реагента (серной или соляной кислоты) разбавляют водой до требуемой концентрации, а затем подают в катионитовый фильтр для регенерации.

В котельных установках часто используют *мокрое хранение соли* для механизированного приготовления регенерационного раствора. Соль выгружают в бетонный бункер – резервуар (из расчета 1,5 м³ объема резервуара на 1 т соли) и заливают водой. В резервуаре получается раствор крепостью около 25 %. Далее раствор насосом подают в фильтр соленого раствора, затем в бак, где разбавляют до 8...10 %, и тем же насосом – на регенерацию. На пути к фильтру часто устанавливается струйный аппарат для корректировки подачи раствора требуемой концентрации (6...8 или 8...10 %).

Динамика работы фильтра заключается в том, что весь слой катионита сверху вниз условно делят на три горизонтальные зоны: истощенного, рабочего и свежего катионита. По мере работы фильтра слой истощенного катионита увеличивается, зона работающего катионита опускается, а слой свежего катионита становится все более тонким. Пока существует зона свежего катионита, фильтр выдает воду со стабильной остаточной жесткостью.

Когда зона свежего катионита исчезает, стабильный период работы фильтра заканчивается, он начинает выдавать все более жесткую воду, и в это время фильтр необходимо перекрыть и восстановить его реактивную способность. В момент полного истощения зон свежего и рабочего катионита жесткость воды, выдаваемой фильтром, становится равной жесткости исходной воды.

Эксплуатация катионитового фильтра сводится к последовательному проведению операций: взрыхления, регенерации, отмывки и умягчения.

Взрыхление. В процессе эксплуатации катионитовая масса уплотняется и загрязняется. Для взрыхления и очистки слежавшейся массы ее промывают водой снизу вверх. Взрыхление продолжается в течение 15 мин. Если по истечении этого времени сливная вода не станет светлой, то промывку продолжают до полного осветления. При появлении в трубе с водой быстрооседающих зерен катионита интенсивность взрыхления снижается. Воду после взрыхления удаляют в дренаж.

Регенерация. После взрыхления из солерастворителя в катионитовый фильтр впускают регенерационный раствор в течение 12...15 мин. Обедненный регенерационный раствор вытекает в отстойный бак для последующего использования на промывку фильтра. При регенерации необходимо следить, чтобы фильтр был все время под напором, во избежание разрежения в нижней части фильтра и подсоса воздуха в толщу катионита, так как воздух, попадающий в фильтр, вредно влияет на катионит. Расход реагента для сульфогугля примерно 4 м^3 на 1 м^3 катионита.

Отмывка. По окончании регенерации катионита из фильтра тщательно вымывают регенерирующие вещества. Для отмывки фильтра применяют прозрачную или умягченную воду без всяких примесей, с температурой не выше $50 \text{ }^\circ\text{C}$. Фильтр промывают в течение 25...30 мин. Воду после отмывки собирают в бак для последующего использования ее для взрыхления фильтра.

Умягчение (основной режим, который в зависимости от качества воды длится 8...30 ч). Вода для умягчения поступает в распределительное устройство, далее проходит слой катионита, дренажное устройство и отводится из фильтра в питательный бак (деаэратор).

Для умягчения и снижения щелочности исходной воды применяется катионирование (Na; H-Na; Na-NH₄ и др.). Выбор метода обработки зависит от качества исходной воды, требований к качеству питательной и подпиточной воды, системы теплоснабжения (закрытая или открытая).

4.5. Na- и H-катионирование

Na-катионитовая установка используется при отсутствии в обрабатываемой воде грубодисперсных и коллоидных примесей. Причем для паровых котлов, требующих более глубокого умягчения, осуществляется двухступенчатая схема Na-катионирования, а для тепловых сетей (водогрейные котлы и подпитка теплосети) достаточно одноступенчатого Na-катионирования. В двухступенчатых схемах умягчения воды следует предусматривать не менее четырех фильтров: два – первой ступени, один – второй и один – резервный, работающий в период регенерации основного фильтра или ремонта одного из фильтров.

Na-катионирование. Растворенные в воде соли Ca и Mg при фильтрации через катионитовый материал обмениваются на катионы Na и образуют в умягченной воде натриевые соли, имеющие хорошую растворимость в воде. При этом увеличивается щелочность (NaOH) котловой воды и содержание CO_2 . При одноступенчатой или параллельной схеме установки фильтров жесткость воды снижается до 0,05...0,1, а при двухступенчатой или последовательной – до 0,001 мг-экв/кг. Регенерацию фильтров осуществляют 6...8 %-ным раствором поваренной соли (NaCl) для первой ступени и 8...10 %-ным раствором NaCl для второй ступени.

Снижение щелочности воды достигается установкой анионитовых фильтров, загруженных анионитом (АН-2Ф), или применением частичного Na-катионирования: одна часть исходной воды пропускается через фильтры, а остальная направляется в бак с питательной или умягченной водой в обход фильтра. Для снижения содержания CO_2 применяют декарбонизаторы, заполненные кольцами Рашига.

H-катионирование. Применяется для глубокого снижения сухого остатка и щелочности. Из воды удаляются все соли жесткости Ca и Mg, но в воде появляется эквивалентное количество серной, соляной и других кислот, присутствие которых нежелательно, и они нейтрализуются щелочами, образующимися при натрий-катионировании. Поэтому вода после H-катионирования может быть использована только вместе с водой, прошедшей Na-катионирование. При последовательной схеме установки фильтров вода вначале полностью проходит H-катионирование, а затем, окисленная, поступает в Na-катионитовые фильтры. Между ними устанавливается декарбонизатор для удаления углекислоты. При параллельной схеме вода проходит через фильтры двумя параллельными потоками и, смешиваясь в нужных пропорциях, получается умягченная вода с определенной и требуемой жесткостью. Регенерация H-катионитового фильтра производится 1...1,5 %-ным раствором серной кислоты.

4.6. Деаэрация питательной воды

Вода и конденсат содержат растворенные газы (O_2 , CO_2 и др.), которые вызывают коррозию стенок котлов, увеличивающуюся с повышением давления пара. Для удаления газов из питательной воды применяется *дегазация*, или *деаэрация*. Наибольшее применение имеет термический способ дегазации, который основан на свойстве O_2 и CO_2 снижать степень растворимости с повышением температуры воды. При кипении растворимость этих газов в воде снижается до нуля. Обычно используют смешивающие деаэраторы, в которых вода нагревается до температуры насыщения. В зависимости от давления они бывают: вакуумные (0,3...0,9 ата), атмосферные (1,05...1,2 ата), высокого давления (3,5...12 ата).

В котельных с паровыми котлами обычно устанавливают смешивающие деаэраторы атмосферного типа ДА или ДСА.

Умягченная вода после катионитового фильтра, а также не загрязненный конденсат от паровых теплообменников и другого оборудования подаются в верхнюю часть колонки деаэратора, откуда последовательно, через горизонтально установленные дырчатые тарелки струйками сливаются в питательный бак. Пар подается снизу колонки и, направляясь вверх, подогревает воду до кипения. Выделившиеся из воды газы вместе с паром удаляются в атмосферу (выпар). Колонка снабжена гидрозатвором, не допускающим повышения или понижения давления.

Питательный бак-деаэратор должен иметь эффективную тепловую изоляцию, а геодезическая высота его установки не менее 7...10 м для создания подпора воды во всасывающем патрубке питательного насоса. При работе питательного насоса на его всасывающем патрубке создается разрежение и это может привести к закипанию нагретой воды, расслоению потока, что приводит к явлению кавитации и неполадкам насоса.

В котельных с водогрейными агрегатами обычно устанавливают вакуумные деаэраторы, температура насыщения воды в которых 70...75 °С достигается путем создания разрежения с помощью водоструйного эжектора и циркуляционного насоса. В комбинированных котельных, оборудованных одновременно паровыми и водогрейными котлами, тип деаэратора определяется после технико-экономического сравнения вариантов.

4.7. Продувка котельных агрегатов

В паровой котел поступает вода, а выходит пар, который практически не содержит примесей, поэтому концентрация солей в котловой

воде все время возрастает. Для котловой воды существуют нормы со-
лесодержания и щелочности, и для поддержания их в заданных преде-
лах осуществляется продувка, т.е. удаляется часть воды из котла и за-
меняется питательной водой. Конструктивно это выполняется в виде
прокладки внутри барабана перфорированной трубы диаметром 20
мм. Величина продувки зависит от качества воды, а потери теплоты с
продувкой не должны превышать 10 % производительности котла.

Непрерывную продувку выполняют из тех участков верхнего ба-
рабана, где концентрация солей в котловой воде наибольшая. Непре-
рывная продувка производится из верхнего барабана котла в расши-
ритель (сепаратор) непрерывной продувки. За счет снижения давления
продувочной воды от рабочего в котельном агрегате до 0,12...0,15
МПа она вскипает в расширителе и разделяется на остаточную воду и
пар вторичного вскипания. Пар отводится в термический деаэратор, а
отделившаяся вода направляется в теплообменник для подогрева ис-
ходной (сырой) воды перед фильтрами водоподготовки. Отдав тепло-
ту, котловая вода (с высоким содержанием солей и щелочей) поступа-
ет в колодец (барботер), который служит для приема и охлаждения
всех дренажных вод. В барботер также подают холодную техниче-
скую воду для охлаждения всех стоков до 60 °С, после чего смесь идет
в дренаж (канализацию).

Лаборант периодически отбирает пробы котловой воды на анализ,
устанавливает количество солей и, если их больше нормы, обязывает
оператора увеличить непрерывную продувку за счет дополнительного
открытия игольчатого вентиля, установленного на продувочной ли-
нии. В паровых котлах со ступенчатым испарением (ДКВР-20, ДЕ-25
и др.) непрерывная продувка производится из солевого отсека и вы-
носных циклонов. В современных конструкциях паровых котлов па-
ропроизводительностью до 10 т/ч непрерывная продувка совмещена с
периодической.

Периодическая продувка предназначена для удаления шлама из
нижних барабанов и всех нижних коллекторов, а периодичность и
продолжительность выпуска воды устанавливается режимной картой
котла. Воду периодической продувки также сбрасывают в барботер.

Порядок периодической продувки. Перед началом продувки авто-
матика переводится на дистанционное управление, котел запитывает-
ся водой выше среднего уровня, горение снижается. Периодическую
продувку проводят последовательно для каждой точки два оператора
– один следит за уровнем воды в котле и подает команды другому.

Вначале открывают дальний от котла вентиль, а затем ближний
(для избежания гидравлического удара трубопровода), и последним
вентилем регулируется продувка. Например: продувка установлена в

течение 1 мин, следовательно, после 30 с первый вентиль от котла закрывают на пять-шесть секунд, а затем снова открывают, чтобы общая продолжительность была не более 1 мин. После окончания продувки закрывают ближний от котла вентиль, а затем дальний, т. е. в обратной последовательности. Плотность закрытия вентилях проверяется через 10...15 мин путем определения температуры трубопровода прощупыванием рукой (тыльной стороной ладони). Если труба после вентилях холодная, они не пропускают, а если горячая, то необходимо кратковременно продуть котел вентилями для удаления из-под клапанов окалины или накипи. Результаты продувки заносят в журнал.

Ступенчатое испарение – эффективный метод получения высокого качества пара при небольших расходах продувки барабанных котлов. Сущность этого метода состоит в разделении водного объема барабанов котла и парообразующих циркуляционных контуров на два или три независимых отсека. Подача всей питательной воды производится лишь в первый, чистый отсек, а отвод воды в продувку – из последнего, солевого отсека. При этом концентрация примесей в воде нарастает от солевого содержания питательной воды до солевого содержания продувочной воды. Пар, выдаваемый чистым отсеком котельного агрегата, будет хорошего качества.

Качество котловой воды (при двухступенчатом испарении – продувочной) рассчитывают в зависимости от требований, указанных в табл. 4.3, принимая предварительно определенную систему сепарации пара в барабане котла.

Таблица 4.3

Нормы качества котловой воды при докотловой обработке воды

Вертикально-водотрубные котлы	При докотловой водоподготовке	
	Сухой остаток $S_{\text{пр}}$, мг/кг	Абсолютная щелочность $\text{Щ}_{\text{а}}$, мг-экв/кг
С барабанным сепарирующим устройством	3000	–
С внутрибарабанным циклоном	4000	Не менее 1 мг-экв/кг максимальное значение
С двухступенчатым испарением	6000	Не менее 1 мг-экв/кг максимальное значение
С двухступенчатым испарением и выносными циклонами	10000	То же

Список использованной литературы

1. Баранов, П.А. Эксплуатация и ремонт паровых и водогрейных котлов / П.А. Баранов. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 264 с.
2. Бойко, Е.А. Котельные установки и парогенераторы: Справочное пособие / Е.А. Бойко, Т.И. Охорзина.– Красноярск: КГТУ, 2003.–223 с.
3. Бойко, Е.А. Котельные установки и парогенераторы (тепловой расчет парового котла): Учебное пособие / Е.А. Бойко, И.С. Деринг, Т.И. Охорзина. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. – 96 с.
4. Губарев, А.В. Теплогенерирующие установки. Часть 1: Учебное пособие / А.В. Губарев, Ю.В. Васильченко. – Белгород: Изд-во БГТУ им В.Г. Шухова, 2008. –162 с.
5. Губарев, А.В. Теплогенерирующие установки. Часть 2: Учебное пособие / А.В. Губарев, Ю.В. Васильченко. – Белгород: Изд-во БГТУ им В.Г. Шухова, 2008. – 148 с.
6. Зыков, А.К. Паровые и водогрейные котлы: Справочное пособие / А.К. Зыков. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 128 с.
7. Карякин, С.К. Котельные установки и парогенераторы. Тепловой расчет котлов: учебное пособие / С.К. Карякин. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2010. – 156 с.
8. Липов, Ю.М. Котельные установки и парогенераторы /Ю.М. Липов. – Москва-Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотичная динамика», 2003. – 592 с.
9. Соколов, Б.А. Котельные установки и их эксплуатация /Б.А. Соколов. – М.: Издательский центр «Академия», 2007. – 432 с.
10. Соколов, Б.А. Устройство и эксплуатация паровых и водогрейных котлов малой и средней мощности: Учебное пособие / Б.А. Соколов. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 64 с.
11. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. Изд. 3-е, перераб. и доп. С. Пбг: НПО ЦКТИ-ВТИ, 1998. – 257 с.
12. Ривкин, С.Л. Теплотехнические свойства воды и водяного пара / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М.: Энергия, 1980. – 424 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П1

Энтальпии 1 м³ газов и воздуха

θ, °С	$(c_p \theta)_{CO_2}$	$(c_p \theta)_{N_2}$	$(c_p \theta)_{H_2O}$	$(c_p \theta)_B$
	кДж/м ³			
100	171,7	130,1	150,5	132,7
200	360	261	304	267
300	563	394	463	403
400	776	529	626	542
500	999	667	795	685
600	1231	808	969	830
700	1469	952	1149	979
800	1712	1098	1334	1129
900	1961	1247	1526	1283
1000	2213	1398	1723	1438
1100	2458	1551	1925	1595
1200	2717	1705	2132	1754
1300	2977	1853	2344	1914
1400	3239	2009	2559	2076
1500	3503	2166	2779	2239
1600	3769	2324	3002	2403
1700	4036	2484	3229	2567
1800	4305	2644	3458	2732
1900	4574	2804	3690	2899
2000	4844	2965	3926	3066
2100	5115	3127	4163	3234
2200	5386	3289	4402	3402
2300	5658	3452	4643	3571
2400	5930	3615	4888	3740
2500	6203	3778	5132	3910

Таблица П2

Энтальпия продуктов сгорания (I-θ-таблица)

θ, °С	$I_{0,Г},$ кДж/кг (кДж/м ³)	$I_{0,В},$ кДж/кг (кДж/м ³)	$I_{Г} = I_{0,Г} + (\alpha - 1)I_{0,В},$ кДж/кг (кДж/м ³)			
			Топка, ширмы, $\alpha_{Г}$	Паропере- греватель, $\alpha''_{пп}$	Эконо- майзер, $\alpha''_{вэ}$	Воздухопо- догреватель $\alpha''_{вп}$
30						
100						
200						

Средняя изобарическая теплоемкость воздуха и газов

$t, ^\circ\text{C}$	$c_{\text{с.в}}$	$c_{\text{в}}$	c_{CO_2}	c_{N_2}	c_{O_2}	$c_{\text{H}_2\text{O}}$
	кДж/(м ³ ·К)					
0	1,2981	1,3198	1,6010	1,2955	1,3069	1,4954
100	1,3014	1,3253	1,7016	1,2968	1,3186	1,5063
200	1,3081	1,3328	1,7887	1,3006	1,3362	1,5235
300	1,3182	1,3433	1,8641	1,3077	1,3571	1,5436
400	1,3299	1,3555	1,9312	1,3173	1,3785	1,5666
500	1,3437	1,3693	1,9902	1,3286	1,3990	1,5909
600	1,3576	1,3840	2,0426	1,3412	1,4179	1,6161
700	1,3718	1,3986	2,0900	1,3546	1,4355	1,6425
800	1,3852	1,4124	2,1327	1,3680	1,4510	1,6693
900	1,3986	1,4259	2,1708	1,3806	1,4657	1,6969
1000	1,4108	1,4384	2,2052	1,3928	1,4786	1,7242
1100	1,4225	1,4594	2,2366	1,4045	1,4904	1,7514
1200	1,4338	1,4623	2,2655	1,4154	1,5017	1,7782
1300	1,4443	1,4736	2,2915	1,4263	1,5117	1,8042
1400	1,4539	1,4841	2,3154	1,4359	1,5214	1,8293
1500	1,4631	1,4937	2,3372	1,4451	1,5306	1,8541
1600	1,4719	1,5029	2,3573	1,4539	1,5390	1,8775
1700	1,4799	1,5113	2,3761	1,4623	1,5474	1,9010
1800	1,4879	1,5189	2,3933	1,4698	1,5553	1,9228
1900	1,4950	1,5268	2,4092	1,4770	1,5629	1,9437
2000	1,5021	1,5340	2,4239	1,4837	1,5704	1,9643
2100	1,5084	1,5411	2,4377	1,4904	1,5771	1,9840
2200	1,5147	1,5474	2,4503	1,4962	1,5842	2,0024
2300	1,5205	1,5536	2,4620	1,5021	1,5909	2,0204

Таблица П4

Средняя теплоемкость горючих газов

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

Таблица П5

**Параметры теплоносителей в опорных точках газовоздушного и
водопарового трактов котлов**

Параметр	Рекомендуемое значение
<i>Газовый тракт</i>	
Температура на выходе из топки ϑ'' , $^\circ\text{C}$: твердые топлива мазут малосернистый мазут высокосернистый с повышенным содержанием ванадия газ	900...1200* ¹ ≤ 1350 ≤ 1200 ≤ 1350 * ²
Температура газов перед промежуточным пароперегревателем $\vartheta'_{\text{кпнд}}$, $^\circ\text{C}$	При однобайпасной пусковой схеме: 800...850 для твердого топлива и до 900 для газа
Температура газов перед трубчатым воздухоподогревателем второй ступени $\vartheta'_{\text{твп2}}$, $^\circ\text{C}$	$\leq (515...530)$
Температура газов за экономайзером $\vartheta''_{\text{эк}}$, $^\circ\text{C}$	Не более $t'_{\text{эк}} + 40$ ($t'_{\text{эк}}$ – температура воды перед экономайзером)
Температура уходящих газов $\vartheta_{\text{ух}}$, $^\circ\text{C}$	см. табл. 2.4
<i>Воздушный тракт</i>	
Температура горячего воздуха $t_{\text{г.в}}$, $^\circ\text{C}$	см. табл. 2.8
Температура воздуха за первой ступенью воздухоподогревателя при двухступенчатом подогреве $t''_{\text{вп1}}$, $^\circ\text{C}$	Не менее $t'_{\text{эк}} + 15$

Продолжение табл. П5

Параметр	Рекомендуемое значение
Температура воздуха на входе в воздухоподогреватель $t'_{впл}$, °С: мазут с содержанием серы более 0,5 % мазут с содержанием серы 0,5 % и менее газ	110/70 ^{*3} 90/50 ^{*3} ≥ 30
<i>Водопаровой тракт барабанных котлов</i>	
Энтальпия воды на выходе из первой ступени двухступенчатого кипящего экономайзера $i'_{эк1}$, кДж/кг	$i'_s - (125 - 167)$, i'_s – энтальпия воды на линии насыщения при давлении $p''_{эк}$ за экономайзером
Снижение энтальпии пара в регуляторах перегрева $\Delta i_{рег}$, кДж/кг	65...68
Температура пара за ширмами $t''_{ш}$, °С	≤ (480...485)
Приращение энтальпии пара в горячих ступенях пароперегревателя $\Delta i_{г.с.}$, кДж/кг	≤ (160...200)

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

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

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

Таблица П6

Коэффициент избытка воздуха α , на выходе из топки

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

*1 Твердое шлакоудаление.

*2 Жидкое шлакоудаление.

*3 Меньшее значение – для топок с газоплотными экранами.

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

Присосы воздуха в котлах и системах пылеприготовления

Объекты	Характеристика объектов	Величина присоса $\Delta\alpha$
Топки	Газоплотные	0,02
	С металлической обшивкой труб экрана	0,05
	С обмуровкой и металлической обшивкой	0,07
	С обмуровкой и без обшивки	0,10
Поверхности нагрева, газоходы и оборудование газового тракта котла	Газоплотный газоход от топки до воздухоподогревателя	0,02
	Фестон, ширмовый пароперегреватель	0,00
	1-й котельный пучок ($D \leq 50$ кг/с)	0,05
	2-й котельный пучок ($D \leq 50$ кг/с)	0,10
	Пароперегреватель (на ступень)	0,03
	Переходная зона прямоточного котла	0,03
	Экономайзер ($D > 50$ кг/с) каждая ступень	0,02
	Экономайзер ($D \leq 50$ кг/с):	
	стальной	0,08
	чугунный с обшивкой	0,10
	чугунный без обшивки	0,20
	Трубчатый воздухоподогреватель:	
	котлы $D > 50$ кг/с (каждая ступень)	0,03
	котлы $D \leq 50$ кг/с (каждая ступень)	0,06
Регенеративный воздухоподогреватель:		
котлы $D > 50$ кг/с	0,15	
котлы $D \leq 50$ кг/с	0,20	
Электрофильтры:		
котлы $D > 50$ кг/с	0,10	
котлы $D \leq 50$ кг/с	0,15	
Скрубберы, циклонные и батарейные золоуловители	0,05	
Газоходы за котлом (каждые 10 м)	0,01	
Пылесистемы с промежуточным бункером	С шаровыми барабанными мельницами при сушке горячим воздухом	0,10
	То же при сушке смесью воздуха и газов	0,12
	С молотковыми мельницами	0,06
Пылесистемы с прямым вдуванием под разрежением	С молотковыми или среднеходными мельницами	0,04
	С мельницами-вентиляторами	0,20–0,25
То же под давлением	С любыми мельницами	0,00

Расчетные характеристики газообразных топлив

№ п/п	Газопровод	Состав газа по объему, %										Низшая теплота сгорания, МДж/м ³	Плотность при н.у., кг/м ³			
		CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	C ₆ H ₁₄ *	CO ₂	N ₂	H ₂ S						
1	Уренгой-Надым-Пунга-Ухта	98,72	0,12	0,01	<0,01	—	—	—	—	—	—	0,14	1,00	—	35,50	0,724
2	Уренгой-Ужгород	98,90	0,12	0,01	0,01	—	—	—	—	—	—	<0,06	0,90	—	35,59	0,724
3	Уренгой-Новолосков	98,90	0,13	0,01	<0,01	—	—	—	—	—	—	0,08	0,87	—	35,59	0,723
4	Уренгой-Сургут-Челябинск	98,24	0,29	0,20	0,09	0,04	—	—	—	—	—	0,14	1,00	—	35,80	0,729
5	Надым-Пунга-Н.Тура-Екатеринбург-Челябинск	98,67	0,16	0,08	0,01	—	—	—	—	—	—	0,08	1,00	—	35,59	0,725
6	Н.Новгород-Иваново-Череповец	98,99	0,25	0,04	0,02	—	—	—	—	—	—	0,10	0,60	—	35,75	0,725
7	Бухара-Урал	94,24	3,00	0,89	0,39	0,17	0,13	0,28	0,90	—	—	0,28	0,90	—	37,56	0,771
8	Средняя Азия-Центр	94,08	2,80	0,73	0,30	0,07	0,02	1,00	1,00	—	—	1,00	1,00	—	36,76	0,771
9	Саратов-Москва	90,29	2,80	1,10	0,75	0,34	0,20	0,32	4,20	—	—	0,32	4,20	—	37,01	0,807
10	Мострансгаз (кольцо)	96,57	1,40	0,40	0,18	0,07	0,03	0,15	1,20	—	—	0,15	1,20	—	36,30	0,747
11	Оренбург-Александров Гай	86,43	3,90	1,72	0,87	0,30	0,07	0,01	6,70	—	—	0,01	6,70	—	36,80	0,828

* Сумма высших гомологов (гексан C₆H₁₄ и др.)

**Удельные объемы и энтальпии сухого насыщенного пара
и воды на линии насыщения**

Давление <i>p</i> , МПа	Темпе- ратура <i>t</i> , °С	Удельный объем		Удельная энтальпия		Удельная теплота испарения <i>r</i> , кДж/кг
		<i>v</i> ' , м ³ /кг	<i>v</i> " , м ³ /кг	<i>i</i> ' , кДж/кг	<i>i</i> " , кДж/кг	
1	2	3	4	5	6	7
0,10	99,61	0,0010431	1,6940	417,44	2674,9	2257,5
0,15	111,35	0,0010527	1,1594	467,08	2693,1	2226,0
0,20	120,21	0,0010605	0,88574	504,7	2706,2	2201,6
0,25	127,41	0,0010672	0,71870	535,4	2716,5	2181,2
0,30	133,53	0,0010732	0,60579	561,5	2724,9	2163,4
0,35	138,86	0,0010786	0,52420	584,3	2732,0	2147,7
0,40	143,61	0,0010836	0,46239	604,7	2738,1	2133,3
0,45	147,91	0,0010882	0,41390	623,2	2743,4	2120,2
0,50	151,84	0,0010926	0,37480	640,2	2748,1	2107,9
0,60	158,83	0,0011006	0,31558	670,5	2756,1	2085,6
0,70	164,95	0,0011080	0,27276	697,1	2762,7	2065,6
0,80	170,41	0,0011148	0,24003	721,0	2768,3	2047,3
0,90	175,36	0,0011212	0,21487	742,7	2773,0	2030,3
1,00	179,89	0,0011272	0,19435	762,7	2777,1	2014,4
1,10	184,07	0,0011330	0,17744	781,2	2780,7	1999,5
1,20	187,96	0,0011385	0,16325	798,5	2783,8	1985,3
1,30	191,61	0,0011438	0,15117	814,8	2786,5	1971,7
1,40	195,05	0,0011489	0,14077	830,1	2788,9	1958,8
1,50	198,30	0,0011539	0,13170	844,7	2791,0	1946,3
1,60	201,38	0,0011587	0,12373	858,6	2792,9	1934,3
1,70	204,31	0,0011634	0,11667	871,9	2794,5	1922,6
1,80	207,12	0,0011679	0,11036	884,6	2796,0	1911,4
1,90	209,81	0,0011724	0,10470	896,8	2797,3	1900,4
2,00	212,38	0,0011768	0,09958	908,6	2798,4	1889,8
2,10	214,87	0,0011810	0,09493	920,0	2799,4	1879,4
2,20	217,26	0,0011852	0,09070	931,0	2800,2	1869,2
2,30	219,56	0,0011894	0,08681	941,6	2800,9	1859,3
2,40	221,80	0,0011934	0,08324	952,0	2801,5	1849,6
2,50	223,96	0,0011974	0,07995	962,0	2802,0	1840,1
2,60	226,05	0,0012014	0,07690	971,7	2802,5	1830,7
2,70	228,09	0,0012053	0,07407	981,2	2802,8	1821,5
2,80	230,06	0,0012091	0,07143	990,5	2803,0	1812,5
2,90	231,99	0,0012129	0,06897	999,5	2803,2	1803,6
3,00	233,86	0,0012167	0,06666	1008,4	2803,3	1794,9
3,10	235,68	0,0012204	0,06450	1017,0	2803,3	1786,3

Продолжение таблицы П9						
1	2	3	4	5	6	7
3,20	237,46	0,0012241	0,06247	1025,5	2803,2	1777,8
3,30	239,20	0,0012278	0,06056	1033,7	2803,1	1769,4
3,40	240,90	0,0012314	0,05876	1041,8	2803,0	1761,1
3,50	242,56	0,0012350	0,05706	1049,8	2802,7	1753,0
3,60	244,19	0,0012385	0,05545	1057,6	2802,5	1744,9
3,70	245,78	0,0012421	0,05392	1065,2	2802,1	1736,9
3,80	247,33	0,0012456	0,05247	1072,8	2801,8	1729,0
3,90	248,86	0,0012491	0,05109	1080,2	2801,4	1721,2
4,00	250,36	0,0012526	0,04978	1087,4	2800,9	1713,5

Таблица П10

Удельные объемы и энтальпии воды

$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$
	$p = 0,1 \text{ МПа}$		$p = 0,2 \text{ МПа}$		$p = 0,4 \text{ МПа}$	
1	2	3	4	5	6	7
0	0,0010002	0,0	0,0010001	0,2	0,0010000	0,4
10	0,0010003	42,1	0,0010003	42,2	0,0010002	42,4
20	0,0010018	84,0	0,0010018	84,1	0,0010017	84,3
30	0,0010044	125,8	0,0010043	125,9	0,0010042	126,1
40	0,0010078	167,6	0,0010078	167,7	0,0010077	167,9
50	0,0010121	209,4	0,0010121	209,5	0,0010120	209,7
60	0,0010171	251,2	0,0010170	251,3	0,0010169	251,5
70	0,0010227	293,1	0,0010227	293,2	0,0010226	293,3
80	0,0010290	335,0	0,0010290	335,1	0,0010289	335,2
90	0,0010359	377,0	0,0010359	377,1	0,0010358	377,2
100	–	–	0,0010434	419,2	0,0010433	419,3
110	–	–	0,0010516	461,4	0,0010514	461,6
120	–	–	0,0010603	503,8	0,0010602	503,9
130	–	–	–	–	0,0010696	546,5
140	–	–	–	–	0,0010797	589,2
	$p = 0,6 \text{ МПа}$		$p = 0,8 \text{ МПа}$		$p = 1,0 \text{ МПа}$	
0	0,0009999	0,6	0,0009998	0,8	0,0009997	1,0
10	0,0010001	42,6	0,0010000	42,8	0,0009999	43,0
20	0,0010016	84,5	0,0010015	84,7	0,0010014	84,9
30	0,0010041	126,3	0,0010041	126,5	0,0010040	126,7
40	0,0010076	168,1	0,0010075	168,2	0,0010074	168,4
50	0,0010119	209,8	0,0010118	210,0	0,0010117	210,2
60	0,0010169	251,6	0,0010168	251,8	0,0010167	252,0
70	0,0010225	293,5	0,0010224	293,6	0,0010223	293,8
80	0,0010288	335,4	0,0010287	335,5	0,0010286	335,7
90	0,0010357	377,4	0,0010356	377,5	0,0010355	377,7

<i>Продолжение таблицы П10</i>						
$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$
100	0,0010432	419,5	0,0010431	419,6	0,0010430	419,8
110	0,0010513	461,7	0,0010512	461,8	0,0010511	462,0
120	0,0010601	504,1	0,0010600	504,2	0,0010599	504,3
130	0,0010695	546,6	0,0010694	546,7	0,0010693	546,9
140	0,0010796	589,4	0,0010795	589,5	0,0010794	589,6
150	0,0010904	632,3	0,0010903	632,5	0,0010902	632,6
160	–	–	0,0011019	675,7	0,0011017	675,8
170	–	–	0,0011143	719,2	0,0011141	719,3
	$p = 1,5 \text{ МПа}$		$p = 2,0 \text{ МПа}$		$p = 4,0 \text{ МПа}$	
0	0,0009994	1,5	0,0009992	2,0	0,0009982	4,0
10	0,0009996	43,5	0,0009994	44,0	0,0009984	45,9
20	0,0010012	85,3	0,0010009	85,8	0,0010000	87,7
30	0,0010037	127,1	0,0010035	127,6	0,0010026	129,4
40	0,0010072	168,9	0,0010070	169,3	0,0010061	171,1
50	0,0010115	210,6	0,0010113	211,0	0,0010104	212,8
60	0,0010164	252,4	0,0010162	252,8	0,0010153	254,5
70	0,0010221	294,2	0,0010219	294,6	0,0010209	296,3
80	0,0010284	336,1	0,0010281	336,5	0,0010272	338,1
90	0,0010352	378,1	0,0010350	378,5	0,0010340	380,0
100	0,0010427	420,1	0,0010425	420,5	0,0010415	422,0
110	0,0010509	462,4	0,0010506	462,7	0,0010495	464,2
120	0,0010596	504,7	0,0010593	505,1	0,0010582	506,5
130	0,0010690	547,2	0,0010687	547,6	0,0010675	548,9
140	0,0010790	589,9	0,0010787	590,3	0,0010775	591,6
150	0,0010898	632,9	0,0010895	633,2	0,0010881	634,4
160	0,0011013	676,1	0,0011010	676,4	0,0010996	677,6
170	0,0011137	719,6	0,0011133	719,9	0,0011118	721,0
180	0,0011270	763,4	0,0011265	763,7	0,0011249	764,7
190	0,0011412	807,7	0,0011408	807,9	0,0011389	808,8
200	–	–	0,0011561	852,6	0,0011540	853,4
210	–	–	0,0011726	897,8	0,0011704	898,5
220	–	–	–	–	0,0011881	944,1
230	–	–	–	–	0,0012073	990,4
240	–	–	–	–	0,0012284	1037,6
250	–	–	–	–	0,0012517	1085,7

Удельные объемы и энтальпии перегретого пара

$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$
	$p = 0,1 \text{ МПа}$		$p = 0,2 \text{ МПа}$		$p = 0,4 \text{ МПа}$	
100	1,696	2675,8	–	–	–	–
110	1,745	2696,3	–	–	–	–
120	1,793	2716,6	–	–	–	–
130	1,841	2736,7	0,9104	2727,3	–	–
140	1,889	2756,7	0,9353	2748,3	–	–
150	1,937	2776,6	0,9599	2769,1	0,4709	2752,8
160	1,984	2796,4	0,9843	2789,7	0,4839	2775,2
170	2,031	2816,2	1,0085	2810,1	0,4968	2797,1
180	2,079	2836,0	1,0326	2830,4	0,5094	2818,6
190	2,126	2855,7	1,0566	2850,6	0,5219	2839,9
200	2,172	2875,5	1,0805	2870,8	0,5343	2861,0
210	2,219	2895,2	1,1043	2890,9	0,5467	2881,9
220	2,266	2915,0	1,1281	2911,0	0,5589	2902,7
230	2,313	2934,8	1,1517	2931,1	0,5710	2923,4
240	2,360	2954,7	1,1753	2951,2	0,5831	2944,0
250	2,406	2974,5	1,1989	2971,3	0,5952	2964,6
260	2,453	2994,4	1,2224	2991,4	0,6072	2985,1
270	2,499	3014,4	1,2459	3011,5	0,6192	3005,6
280	2,546	3034,4	1,2694	3031,7	0,6311	3026,1
290	2,592	3054,4	1,2928	3051,9	0,6430	3046,6
300	2,639	3074,5	1,3162	3072,1	0,6549	3067,1
310	2,685	3094,7	1,3396	3092,4	0,6667	3087,6
320	2,732	3114,9	1,3630	3112,7	0,6786	3108,2
330	2,778	3135,1	1,3863	3133,0	0,6904	3128,8
340	2,825	3155,5	1,4097	3153,4	0,7022	3149,4
350	2,871	3175,8	1,4330	3173,9	0,7139	3170,0
360	2,917	3196,2	1,4563	3194,4	0,7257	3190,7
370	2,964	3216,7	1,4795	3215,0	0,7375	3211,4
380	3,010	3237,3	1,5028	3235,6	0,7492	3232,2
390	3,056	3257,9	1,5261	3256,3	0,7609	3253,0
400	3,103	3278,5	1,5493	3277,0	0,7726	3273,9
410	3,149	3299,3	1,5726	3297,8	0,7843	3294,8
420	3,195	3320,1	1,5958	3318,6	0,7960	3315,7
430	3,242	3340,9	1,6190	3339,5	0,8077	3336,8
440	3,288	3361,8	1,6423	3360,5	0,8194	3357,8
450	3,334	3382,8	1,6655	3381,5	0,8311	3379,0

Продолжение таблицы III

$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$
	$p = 0,6 \text{ МПа}$		$p = 0,8 \text{ МПа}$		$p = 1,0 \text{ МПа}$	
160	0,3167	2759,0	–	–	–	–
170	0,3258	2783,0	–	–	–	–
180	0,3347	2806,0	0,2472	2792,4	0,1944	2777,4
190	0,3435	2828,6	0,2541	2816,5	0,2003	2803,5
200	0,3521	2850,7	0,2609	2839,8	0,2060	2828,3
210	0,3606	2872,5	0,2675	2862,6	0,2115	2852,2
220	0,3690	2894,0	0,2740	2885,0	0,2170	2875,6
230	0,3774	2915,4	0,2805	2907,1	0,2223	2898,4
240	0,3857	2936,6	0,2869	2928,9	0,2276	2921,0
250	0,3939	2957,7	0,2932	2950,5	0,2327	2943,2
260	0,4021	2978,6	0,2995	2972,0	0,2379	2965,2
270	0,4102	2999,6	0,3057	2993,4	0,2430	2987,0
280	0,4183	3020,4	0,3119	3014,6	0,2480	3008,7
290	0,4264	3041,3	0,3180	3035,8	0,2530	3030,3
300	0,4344	3062,1	0,3242	3056,9	0,2580	3051,7
310	0,4424	3082,9	0,3302	3078,0	0,2629	3073,1
320	0,4504	3103,7	0,3363	3099,1	0,2678	3094,4
330	0,4584	3124,5	0,3424	3120,1	0,2727	3115,7
340	0,4663	3145,3	0,3484	3141,1	0,2776	3136,9
350	0,4743	3166,1	0,3544	3162,2	0,2825	3158,2
360	0,4822	3187,0	0,3604	3183,2	0,2873	3179,4
370	0,4901	3207,8	0,3664	3204,2	0,2922	3200,6
380	0,4980	3228,8	0,3724	3225,3	0,2970	3221,9
390	0,5059	3249,7	0,3783	3246,4	0,3018	3243,1
400	0,5137	3270,7	0,3843	3267,6	0,3066	3264,4
410	0,5216	3291,8	0,3902	3288,7	0,3114	3285,7
420	0,5294	3312,8	0,3961	3309,9	0,3162	3307,0
430	0,5373	3334,0	0,4021	3331,2	0,3209	3328,4
440	0,5451	3355,1	0,4080	3352,5	0,3257	3349,8
450	0,5530	3376,4	0,4139	3373,8	0,3304	3371,2
	$p = 1,5 \text{ МПа}$		$p = 2,0 \text{ МПа}$		$p = 4,0 \text{ МПа}$	
200	0,1324	2796,0	–	–	–	–
210	0,1366	2823,9	–	–	–	–
220	0,1406	2850,2	0,1022	2821,7	–	–
230	0,1445	2875,5	0,1054	2850,2	–	–
240	0,1483	2900,0	0,1085	2877,2	–	–
250	0,1520	2924,0	0,1115	2903,2	–	–
260	0,1556	2947,5	0,1144	2928,5	0,05178	2837,2
270	0,1592	2970,6	0,1172	2953,1	0,05369	2871,2
280	0,1628	2993,4	0,1200	2977,2	0,05549	2902,9
290	0,1662	3015,9	0,1228	3000,9	0,05721	2932,9

Продолжение таблицы III

$t, ^\circ\text{C}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$	$\nu, \text{м}^3/\text{кг}$	$i, \text{кДж/кг}$
300	0,1697	3038,3	0,1255	3024,3	0,05887	2961,7
310	0,1731	3060,4	0,1282	3047,3	0,06047	2989,4
320	0,1765	3082,5	0,1308	3070,2	0,06202	3016,3
330	0,1799	3104,4	0,1334	3092,8	0,06354	3042,5
340	0,1832	3126,3	0,1360	3115,3	0,06502	3068,1
350	0,1866	3148,0	0,1386	3137,6	0,06647	3093,3
360	0,1899	3169,8	0,1412	3159,9	0,06790	3118,1
370	0,1932	3191,4	0,1437	3182,1	0,06931	3142,5
380	0,1965	3213,1	0,1462	3204,2	0,07070	3166,7
390	0,1998	3234,7	0,1487	3226,2	0,07207	3190,6
400	0,2030	3256,4	0,1512	3248,2	0,07343	3214,4
410	0,2063	3278,0	0,1537	3270,2	0,07478	3237,9
420	0,2095	3299,6	0,1562	3292,2	0,07611	3261,4
430	0,2127	3321,3	0,1586	3314,1	0,07743	3284,7
440	0,2160	3343,0	0,1611	3336,1	0,07874	3307,9
450	0,2192	3364,7	0,1635	3358,1	0,08004	3331,0

Приложение 12

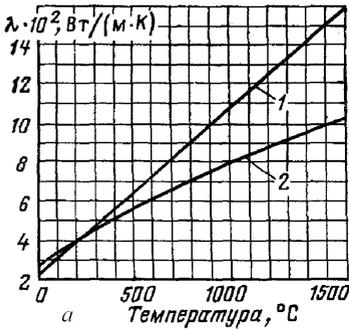
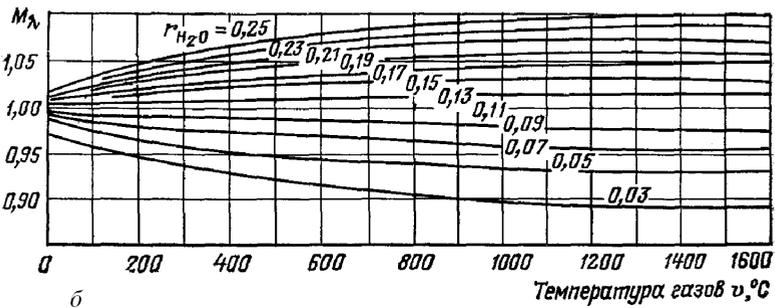


Рис. П1. Теплопроводность дымовых газов ($\lambda_r = \lambda M_\lambda$) и воздуха: а) дымовые газы среднего состава (кривая 1) и воздух (кривая 2); б) поправка на содержание водяных паров



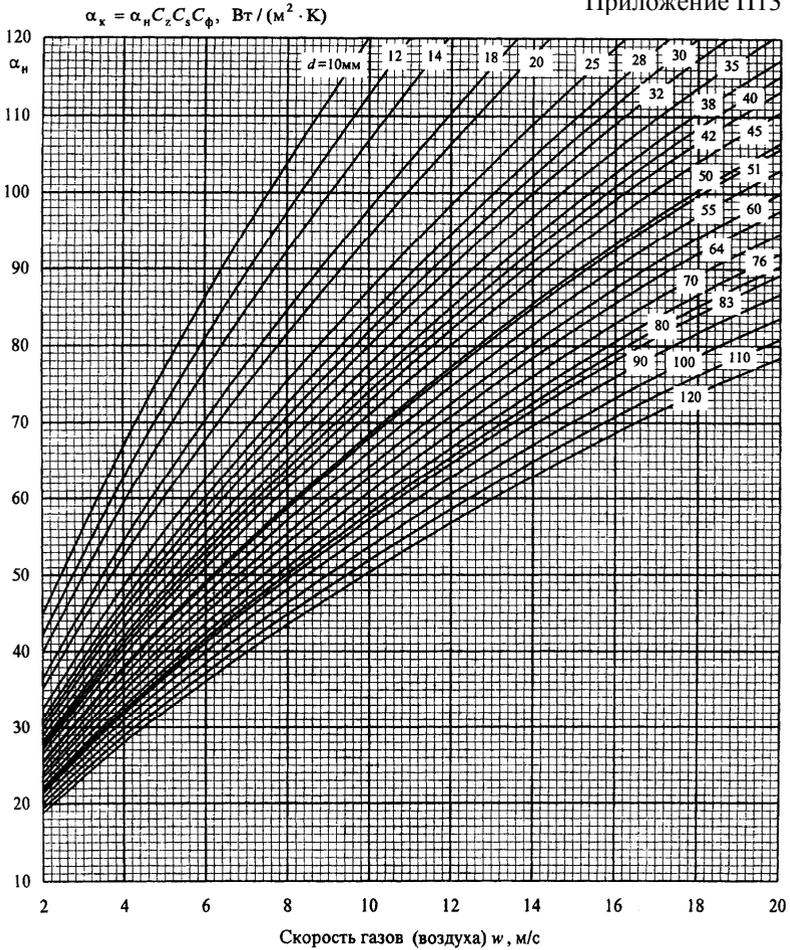


Рис. П2. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при поперечном омывании коридорных гладкотрубных пучков ширм

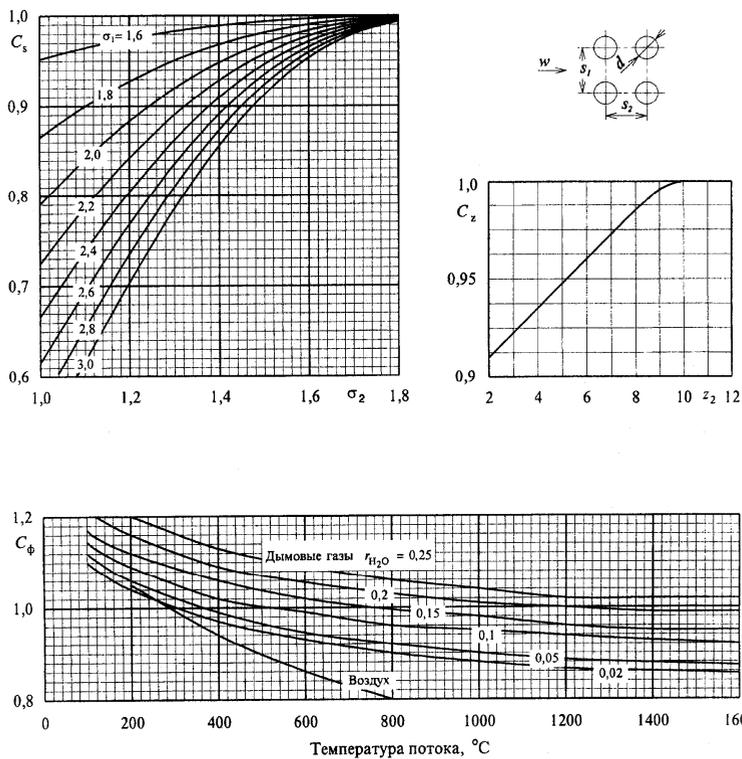
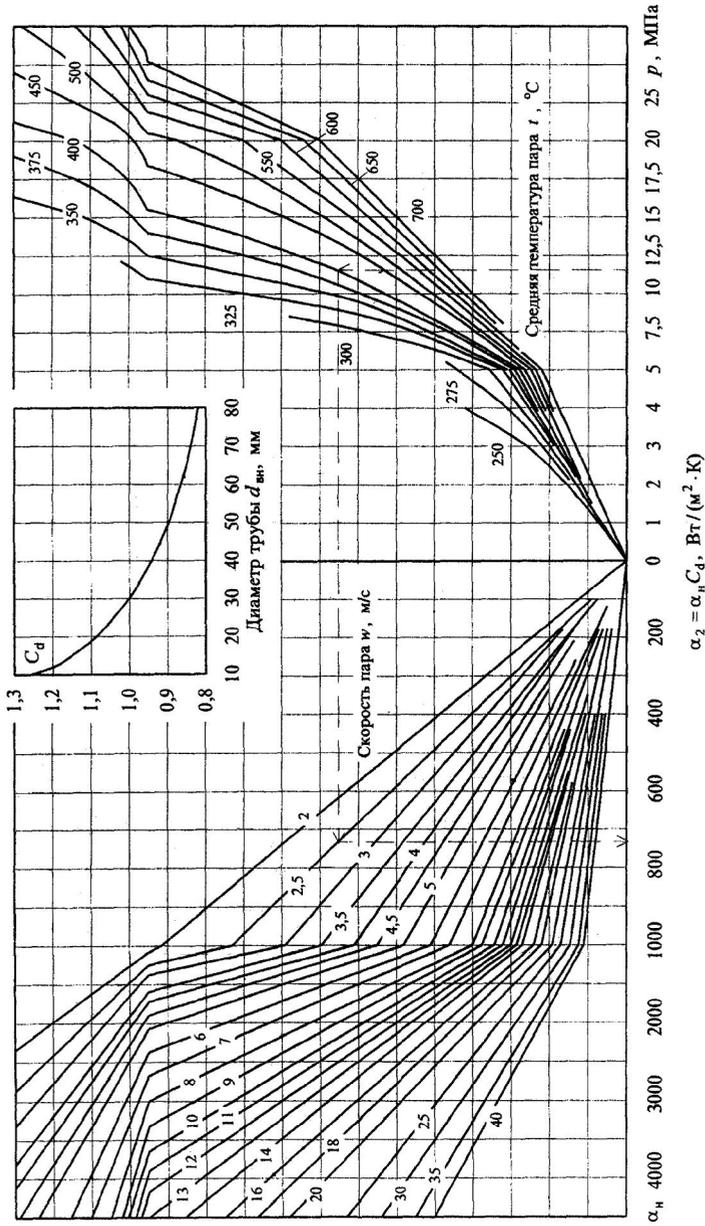


Рис. ПЗ. Поправочные коэффициенты для расчета теплоотдачи при поперечном омывании коридорных гладкотрубных пучков ширм (к рис. П2)



Пр. 14

Рис. П4. Коэффициент теплоотдачи конвекцией при продольном омывании для перегретого пара
 $\alpha_2 = \alpha_n C_d$

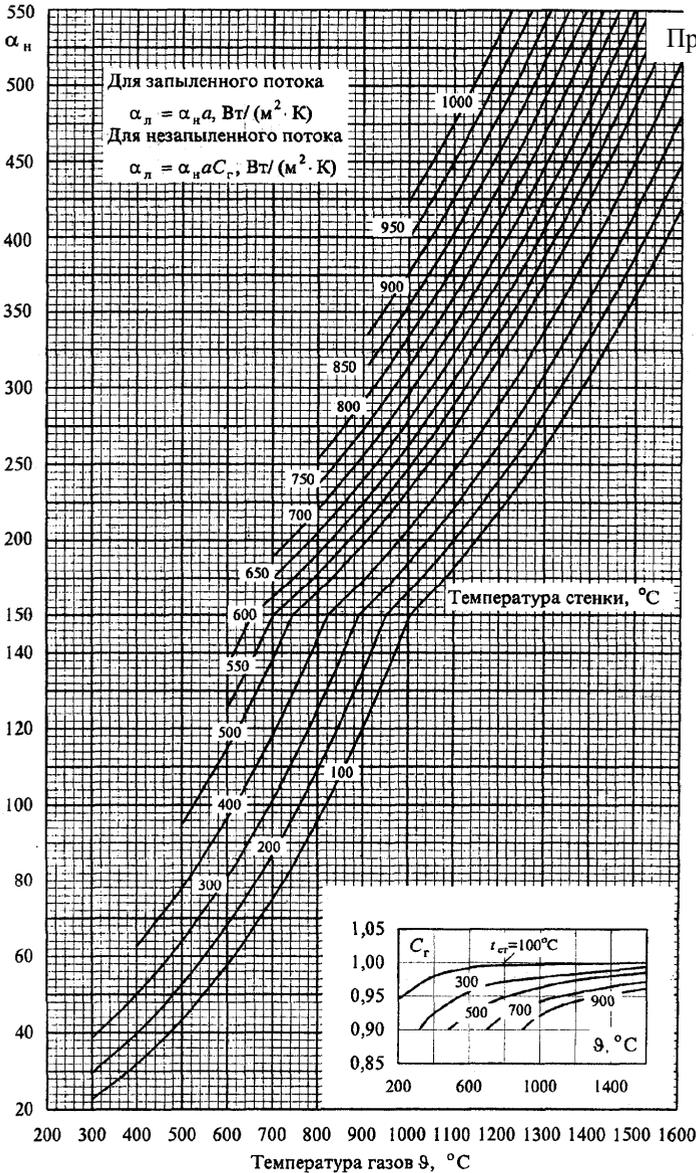


Рис. П5. Коэффициент теплоотдачи излучением: для запыленного потока $\alpha_{л} = \alpha_{н} a_{ш}$; для незапыленного потока $\alpha_{л} = \alpha_{н} a_{ш} C_d$

Учебное издание

Вафин Данил Биаллович
доктор технических наук

**КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И
ПАРОГЕНЕРАТОРЫ**

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Корректор Габдурахимова Т.В.
Худ. редактор Фёдорова Л.Г.

Сдано в набор 22.02.2013.
Подписано в печать 7.03.2013.
Бумага писчая. Гарнитура Таймс.
Усл.печ.л. 10,9. Тираж 100.
Заказ №13

НХТИ (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ».
г. Нижнекамск, 423570, ул. 30 лет Победы, д. 5а.