

Раздел 5. КОНСТРУКЦИИ И КОМПОНОВКА ЭЛЕМЕНТОВ

ПАРОВЫХ КОТЛОВ (6 часов). Разделы РПД 5.1-5.3

5.1. Испарительные поверхности нагрева

Доля теплоты, необходимой для испарения 1 кг воды, при увеличении конечных параметров пара уменьшается. Например, в котлах с низкими параметрами пара ($P = 1,3 - 2,1$ МПа, $t = 250^{\circ}\text{C}$) и малой мощности кроме радиационных оказываются необходимыми и конвективные поверхности нагрева, в которых передается до 30 % теплоты, требуемой для испарения воды. В котлах с естественной циркуляцией при параметрах пара $P = 3,93$ МПа, $t = 450^{\circ}\text{C}$ для обеспечения дополнительной парообразующей поверхности нагрева также применяют испарительные конвективные пучки. В котлах с естественной циркуляцией, вырабатывающих пар высоких параметров ($P > 9,81$ МПа, $t > 500^{\circ}\text{C}$), количество теплоты, используемой на парообразование, значительно снижается и тепловосприятие экранов оказывается достаточным для испарения воды.

В котлах с естественной циркуляцией низкого и среднего давления конвективные испарительные поверхности нагрева выполняют в виде нескольких рядов вертикально расположенных подъемных и опускных труб с внутренним диаметром 40-60 мм, завальцованных или приваренных через штуцера к верхнему и нижнему барабану или коллектору. Преимущественно применяют поперечное омывание труб потоком продуктов сгорания. Конструктивные характеристики конвективных испарительных поверхностей нагрева и различие тепловосприятия подъемных и опускных рядов труб должны обеспечивать надежную естественную циркуляцию в системе при всех условиях эксплуатации. Обычно высота труб конвективного пучка более 1,5 м и отношение площадей поперечного сечения подъемных и опускных труб не менее 3. На рисунке 5.1 показаны схемы конвективной испарительной поверхности нагрева котлов низкого и среднего давления.

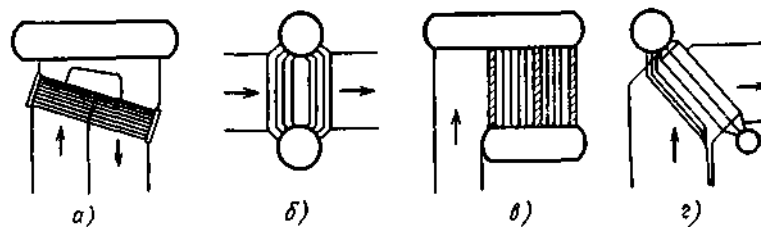


Рисунок 5.1 - Схемы конвективных испарительных поверхностей нагрева: а – горизонтально-водотрубные котлы низкого давления; б и в – вертикально-водотрубные котлы низкого давления; г – энергетические котлы среднего давления

Основной испарительной поверхностью нагрева в современных котлах являются экраны, расположенные в топочной камере. На рисунке 5.2 показана схема экранов барабанного котла среднего давления с топкой для сжигания пылевидного топлива с сухим шлакоудалением. Экраны представляют собой ряд панелей с параллельно включенными вертикальными подъемными трубами, соединенными между собой коллекторами. Часть подъемных экранных труб введена непосредственно в барабан котла. Отдельные секции экранов присоединены к барабану через коллекторы и соединительные трубы.

Вода из барабана подводится в нижние коллекторы экранов опускными трубами, вынесенными за пределы обмуровки топки. Каждая панель экранов имеет независимый контур циркуляции, что обеспечивает дифференцированное питание их водой в соответствии с тепловой нагрузкой каждой панели.

В месте выхода продуктов сгорания из топки экран, расположенный на задней ее стенке, образует трехрядный фестон, наличие которого обеспечивает затвердевание расплавленных частиц золы, не охлажденных в топке, что исключает шлакование пароперегревателя, размещенного за топкой. Подъемные трубы экранов выполняют без горизонтальных участков, с минимальным количеством изгибов в местах расположения горелок, амбразур, лазов и пр.

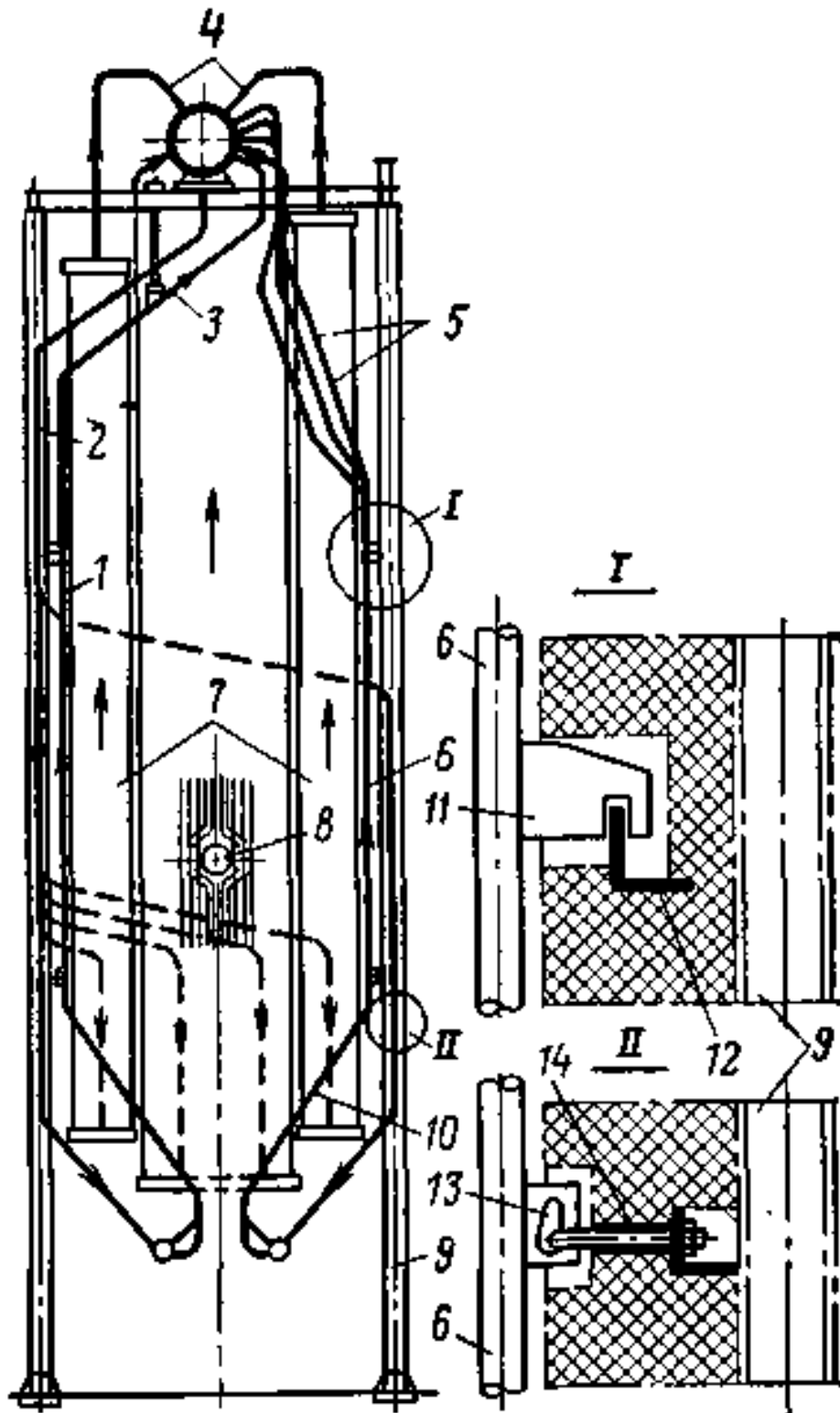


Рисунок 5.2 - Схема экранов барабанного котла среднего давления: 1 - фронтальной экран; 2 - опускные трубы; 3 - потолочные трубы; 4 - отводящие трубы; 5 - фестон; 6 - задний экран; 7 - боковые экраны; 8 - разводка труб экрана в месте амбразуры; 9 - каркас; 10 - холодная воронка; 11 - опорный крюк; 12 - полка; 13 - плавник; 14 - натяжной крюк.

На рисунке 5.3 показана схема экранов барабанного котла высокого давления

с топкой для сжигания пылевидного топлива и сухим шлакоудалением.

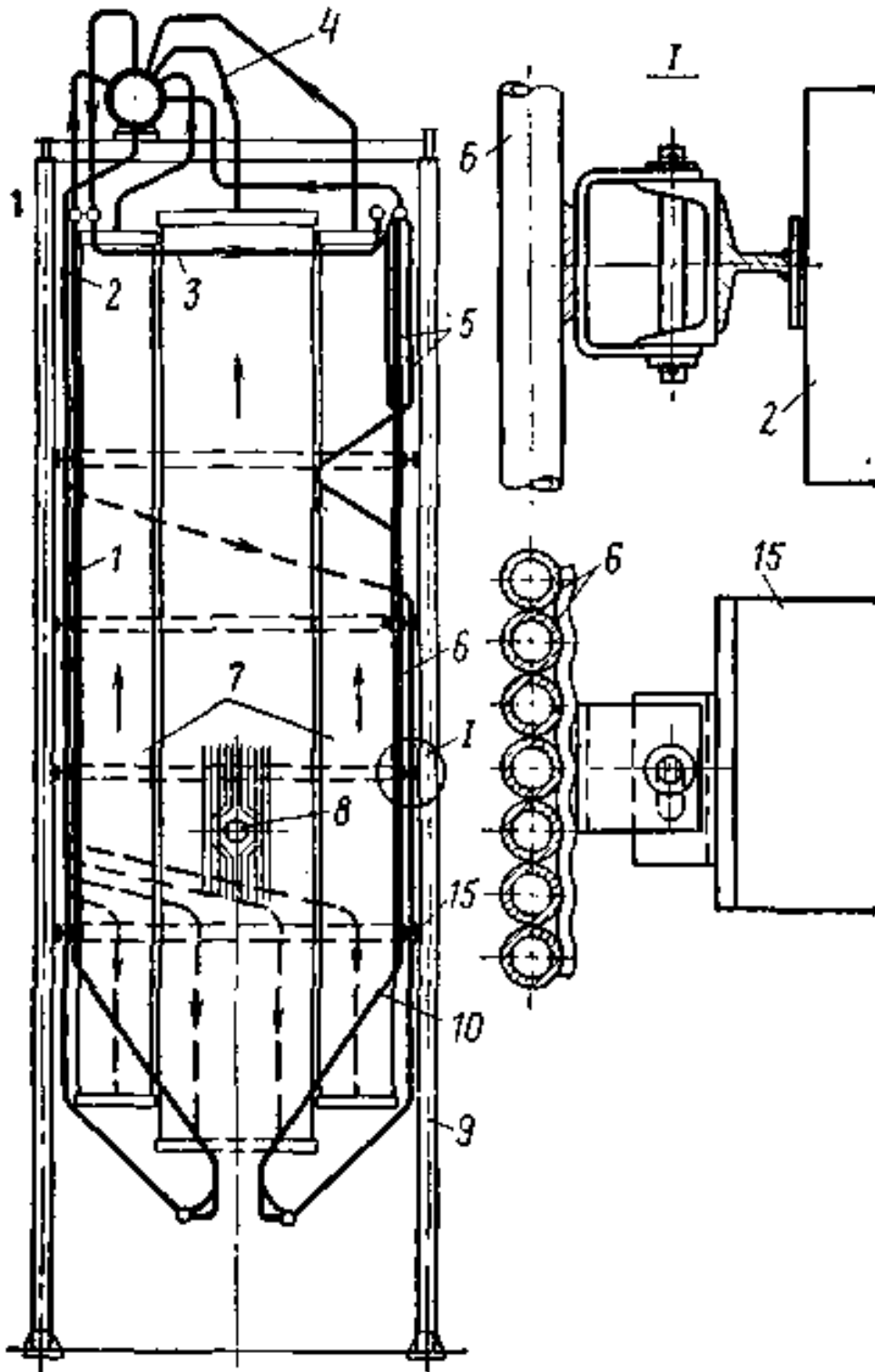


Рисунок 5.3 - Схема экранов барабанного котла высокого давления: обозначения 1-14 на рисунке 5.2; 15 – пояс жесткости.

В этом котле тепловосприятие поверхностями нагрева, расположенными в топке, больше, чем необходимо для испарения воды, и поэтому в топочной камере кроме испарительных экранов на части стенок располагаются поверхности нагрева пароперегревателя.

Экраны выполнены из ряда секций с вертикальными трубами и самостоятельным контуром циркуляции в каждой секции. Трубы каждой секции объединены нижним и верхним коллекторами. Из верхних коллекторов пароводяная смесь направляется в барабан по соединительным трубам. Задний экран топки в месте выхода продуктов сгорания из топки фестонирован. Типы экранов изображены на рисунках 5.4 – 5.5.

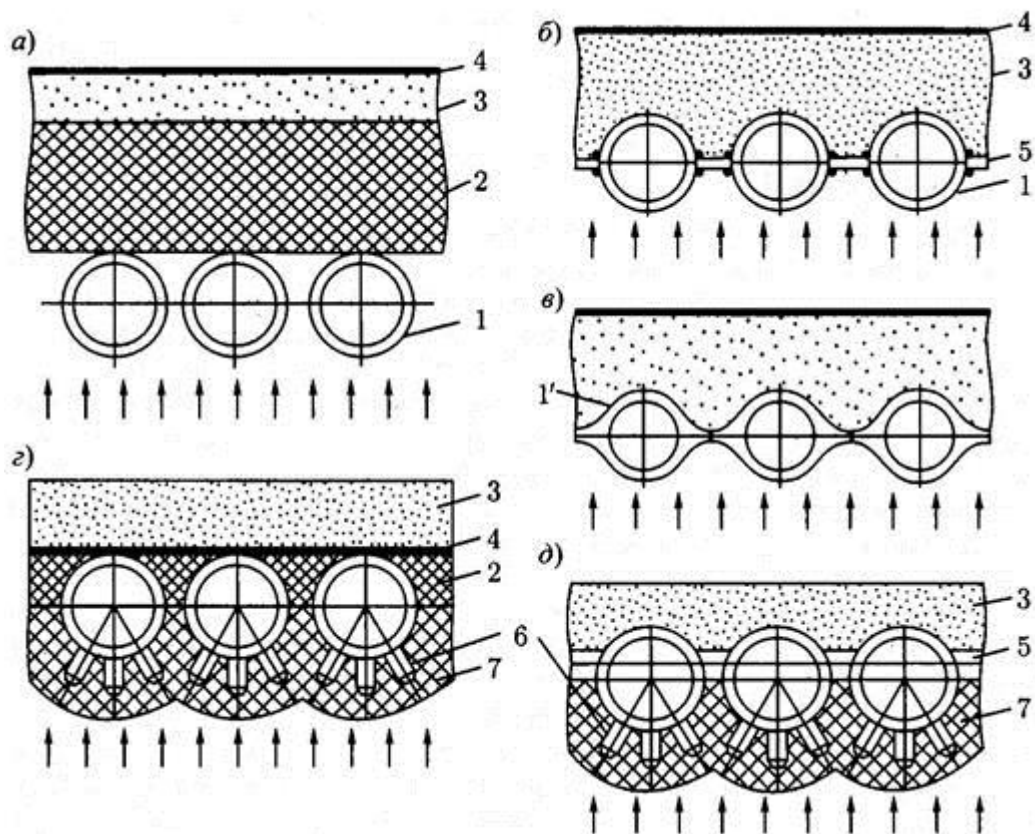


Рисунок 5.4. – Типы экранов: а) гладкотрубный; б) экраны с приварными проставками; в) газоплотные плавниковые экраны; г) гладкотрубные футерованные; д) мембранные футерованные; 1 – трубы экрана; 2 – огнеупорный кирпич или бетон; 3 – тепловая изоляция; 4 – кожух из металла или ибмазка; 5 – приваренные вставки; 6 – приварные шипы; 7 – огнеупорная масса.

Опускные трубы экранов и коллекторы не обогреваются и вынесены за пределы обмуровки топки. Испарительные экраны для котлов, работающих под разрежением, выполняются гладкотрубными. Для котлов низкого и среднего давления внутренний диаметр подъемных труб экранов выбирается

40-60 мм. Для котлов высокого и сверхвысокого давления при высоте экранов до 10-15 м применяют подъемные трубы экрана с внутренним диаметром 30-40, а при большей высоте контура - 40-50 мм. Необходимое сечение опускающих труб для питания экранов должно определяться расчетом циркуляции.

В настоящее время широко применяют [1-3] газоплотные конструкции экранов. Конструкция газоплотных экранных панелей с приваренными к трубам ребрами прямоугольного сечения, применяемых в отечественном котлостроении, а также экранных панелей, составленных из специальных плавниковых труб, показана на рисунке 5.5.

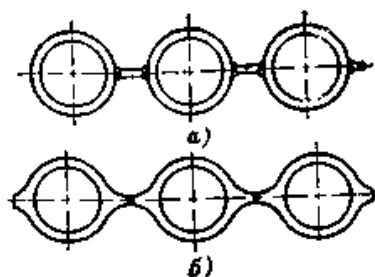


Рисунок 5.5 - Газоплотные панели: а – ребра прямоугольного сечения, приваренные к трубам; б – плавниковые трубы.

Разница температур стенок труб не должна превышать 60-100 °С. При таких конструкциях экранов вследствие передачи части теплоты плавниками тыльной стороне труб и превращения их в активные поверхности нагрева обеспечивается повышенное тепловосприятие экранов и уменьшение на 15-20 % их удельной массы на единицу тепловосприятия по сравнению с обычными гладкотрубными экранами. Газоплотные панели улучшают условия работы обмуровки топки и уменьшают вероятность интенсивного шлакования экранов.

В котлах с естественной циркуляцией экраны располагают вертикально и круто наклонно.

При неравномерном обогреве труб широких топочных экранов их панели секционируют для уменьшения неоднородности их гидравлического режима.

В прямоточных котлах принудительное движение пароводяной смеси

определяет возможность расположения испарительных поверхностей нагрева любым образом — вертикально, горизонтально или с подъемно-опускным движением потока.

В прямоточных котлах Рамзина испарительные экраны выполняют из пучков труб с внутренним диаметром 25-40 мм, собранных в виде винтообразных лент с восходящим движением потока, огибающих стенки топочной камеры. Обычно на боковых стенках топки трубы располагают наклонно, а на фронтальной и задней стенках — горизонтально (рисунок 5.6, а). Угол наклона ленты труб экранов обычно составляет 12-15°. Число труб в ленте определяется мощностью котла и необходимой скоростью воды на входе в трубы. По условиям надежного охлаждения экранов труб массовая скорость воды на входе должна быть не менее 2000 кг/(м²·с). Следует учитывать, что чрезмерная скорость воды вызывает большие гидравлические сопротивления испарительной системы.

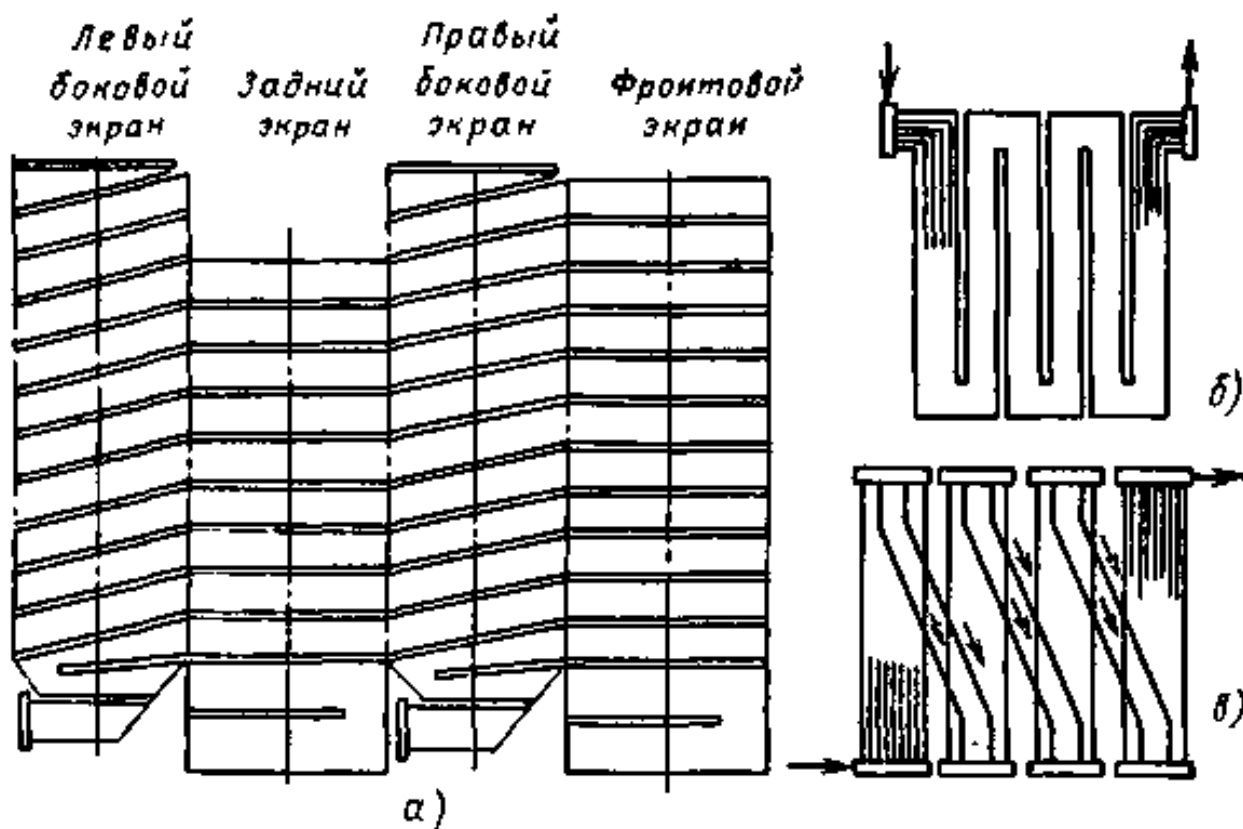


Рисунок 5.6 - Схемы экранов прямоточных котлов: а – системы Рамзина; б – системы Зульцера; в – системы Бенсона.

В прямоточных отечественных котлах испарительные поверхности

нагрева выполняют из вертикальных газоплотных панелей, составленных из труб диаметром 25-30 мм, последовательно соединенных по ходу рабочей среды, что дает возможность обеспечить блочное изготовление котлов. Надежные гидродинамические условия работы испарительных экранов при принудительном движении в них двухфазной пароводяной смеси обеспечиваются установкой шайб на входе воды в трубы.

В прямоточных котлах среднего и высокого давления парообразование заканчивается и пар доводится до слабого перегрева (10-20°C) в конвективной испарительной поверхности нагрева, располагающейся за пароперегревателем и выполняемой в виде горизонтальных змеевиков.

В прямоточных котлах Бенсона применяют вертикальные топочные экраны, аналогичные экранам котла с естественной циркуляцией, которые закрывают все поверхности стенок топки. Для уменьшения тепловой разверки каждый экран секционируют по ширине и секции его соединяют последовательно (рисунок 5.6, в).

В прямоточных котлах Зульцера применяют подъемно-опускные испарительные трубы (рисунок 5.6, б). Нижняя радиационная часть экранов, включая радиационный экономайзер, выполняется из горизонтальных и слабонаклонных труб. Испарительные трубы делают большего диаметра, чем экономайзерные, и располагают в верхней части топки. Они являются продолжением экономайзерных труб меньшего диаметра. Экономайзерные трубы выполняют роль дроссельных шайб и обеспечивают устойчивую гидродинамическую характеристику испарительной системы.

5.2. Назначение и классификация пароперегревателей паровых котлов

Пароперегреватели предназначены для перегрева насыщенного пара, поступающего из испарительной системы котла, а в установках высокого давления они применяются также для дополнительного вторичного перегрева пара, частично отработавшего в цилиндре высокого давления турбины. Пароперегреватель является одним из основных теплоиспользующих элементов котла и работает в наиболее тяжелых условиях. С повышением параметров пара роль и значение пароперегревателя возрастают. Это

положение подтверждается зависимостью доли теплоты, воспринимаемой пароперегревателем, от параметров пара. Так, при средних параметрах пара (3,90 МПа и 450°С) теплота, затрачиваемая на перегрев пара, составляет 30 % теплоты, затрачиваемой на испарение воды; при высоких параметрах (13,8 МПа и 570°С) ее доля – 92 %.

Металл поверхностей нагрева пароперегревателя имеет наибольшую по сравнению с другими теплоиспользующими поверхностями нагрева температуру, что обуславливается высокими температурами пара и большими удельными тепловыми нагрузками поверхностей нагрева.

По назначению пароперегреватели разделяют на первичные, в которых перегревается пар начального давления, и промежуточные, используемые для перегрева частично отработавшего пара.

В зависимости от определяющего способа передачи теплоты от газов к поверхностям нагрева пароперегреватели разделяют на конвективные, радиационные и полурadiационные.

5.2.1 Конструкция и компоновка пароперегревателей

Имеется большое разнообразие конструкций пароперегревателя. На рисунке 5.7 показаны наиболее часто применяемые схемы и компоновки пароперегревателей. Пароперегреватель котла среднего давления с параметрами пара $p = 3,90$ МПа, $t = 450$ °С обычно конвективный, с вертикальными змеевиками; он размещается за фестом или за конвективным испарительным пучком (Рисунок 5.7, а). Для защиты металла выходных змеевиков от чрезмерно высокой температуры пароперегреватель выполняют по смешанной противоточно-прямоточной схеме. Выравнивание температуры пара, поступающего в прямоточную часть пароперегревателя, осуществляется в выходном коллекторе противоточной его части и во входном коллекторе прямоточной части. При наличии перед пароперегревателем только фестона неравномерность температур по ширине топки сохраняется и на входе продуктов сгорания в пароперегреватель. Повышенная местная температура продуктов сгорания может явиться причиной шлакования пароперегревателя, которое также возможно и при

общем увеличении температур в топке. В целях уменьшения опасности зашлаковывания пароперегревателя применяется разрядка его передних рядов - фестонирование.

В котлах высокого давления с параметрами пара $p = 9,8$ и $13,8$ МПа и $t = 540$ °С пароперегреватель состоит из двух частей: конвективной и ширмовой (Рисунок 5.7, б). Ширмовой пароперегреватель с вертикальными панелями размещен в верхней части топки перед фестомом.

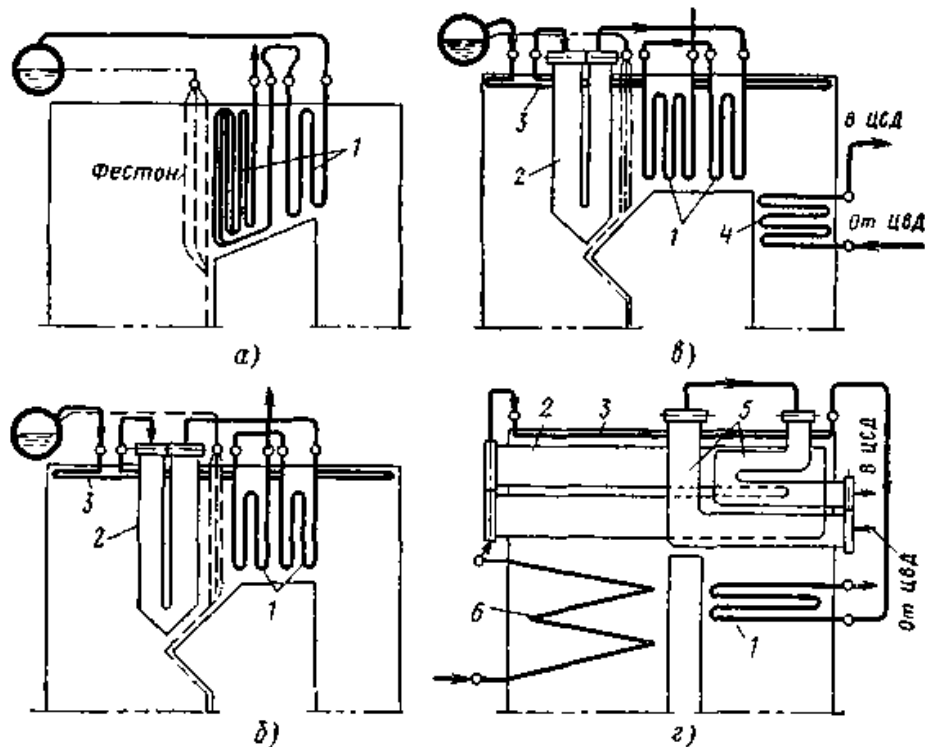


Рисунок 5.7. - Схемы пароперегревателей котлов с различными параметрами пара: а – 3,9 МПа, 440 °С; б – 9,8 МПа, 540 °С; в – 13,8 МПа, 560 °С; г - 25 МПа, 560 °С; 1 – конвективный первичный пароперегреватель; 2 - ширмовый первичный пароперегреватель; 3 – потолочный пароперегреватель; 4 – конвективный промежуточный пароперегреватель; 5 - ширмовый промежуточный пароперегреватель; б – экраны

Конвективный пароперегреватель с вертикальными змеевиками размещают в горизонтальном газоходе за фестомом. Обе части пароперегревателя включают по пару последовательно. При этом первым по

ходу пара включают ширмовой пароперегреватель, работающий в более тяжелых условиях. Насыщенный пар из барабана проходит через небольшую поверхность радиационного пароперегревателя, расположенную на потолке топки, затем поступает в ширмовой, а из него - в конвективный пароперегреватель, который включен по смешанной схеме так, что его выходные змеевики расположены в области умеренных температур продуктов сгорания. Описанные конструкции и компоновка пароперегревателя являются оптимальными для котлов высокого давления и обеспечивают высокую надежность его работы.

В котлах высокого давления с промежуточным перегревом пара (13,7 МПа, 565/570 °С) имеются два самостоятельных пароперегревателя - первичный и промежуточный (Рисунок 5.7, в). Конструкция и компоновка первичного пароперегревателя такие же, как и для котлов с параметрами пара $p = 9,8$ и $13,8$ МПа и $t = 540^\circ$ С, описанных выше. Промежуточный пароперегреватель расположен в конвективной шахте в зоне температур продуктов сгорания ниже 850° С, что позволяет обеспечить безопасную работу труб при умеренной скорости пара и избежать устройства специального охлаждения пароперегревателя в период пуска котла.

Конвективный пароперегреватель выполняют обычно из труб с внутренним диаметром 20-30 мм, образующих змеевики, вальцованные или приваренные к круглым коллекторам. Для промежуточных пароперегревателей диаметр труб 54 мм. В газоходе змеевики пароперегревателя располагают вертикально или горизонтально. Змеевики выполняют одинарными (однорядные), сдвоенными (двухрядные) и строенными (трехрядные). Для большей компактности пароперегревателя и обеспечения необходимой скорости пара в мощных котлах применяют двух- и трехрядные змеевики. Скорость пара в трубах пароперегревателя выбирают по условиям температурного режима труб. В первичных пароперегревателях массовая скорость пара $w \cdot \rho = 500-1200$ кг/(м²·с). При этом на большую скорость выполняют последние по ходу пара ступени пароперегревателя.

В промежуточных пароперегревателях скорость пара с целью снижения

их гидравлического сопротивления принимают несколько меньшей: $w \cdot \rho = 300-400 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. При указанных скоростях пара значение коэффициента теплоотдачи от стенки к пару составляет $\alpha_2 > 2 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, что обеспечивает достаточно хорошее охлаждение металла труб и его температуру в пределах $t_{\text{ст}} = t_{\text{п}} + 50^\circ\text{С}$. Для выравнивания температуры пара по отдельным змеевикам при температуре его более 450°С пароперегреватель разделяют на последовательно включенные по пару части с перемешиванием пара между ними. Перемешивание пара обеспечивается в смесительных коллекторах, к которым присоединены змеевики отдельных частей пароперегревателя. Кроме того, осуществляют переброс пара из змеевиков, расположенных в одной части газохода, в змеевики другой части. Подводить пар к раздающему коллектору рекомендуется рядом труб по всей его длине. Применение подвода и отвода пара по схеме П не рекомендуется. Использование схемы Z допускается при условии размещения пакетов пароперегревателя таким образом, чтобы участки змеевиков с минимальным расходом и максимальной температурой пара размещались в зоне минимальных тепловых потоков.

Для надежной работы пароперегревателя, помимо обеспечения достаточной скорости потока пара и его равномерной температуры по параллельно включенным змеевикам, необходимо осуществить наиболее рациональную схему включения пароперегревателя по ходу потока продуктов сгорания. В зависимости от направления движения потоков пара и продуктов сгорания различают пароперегреватели прямоточные, противоточные и со смешанным направлением потоков (Рисунок 5.8).

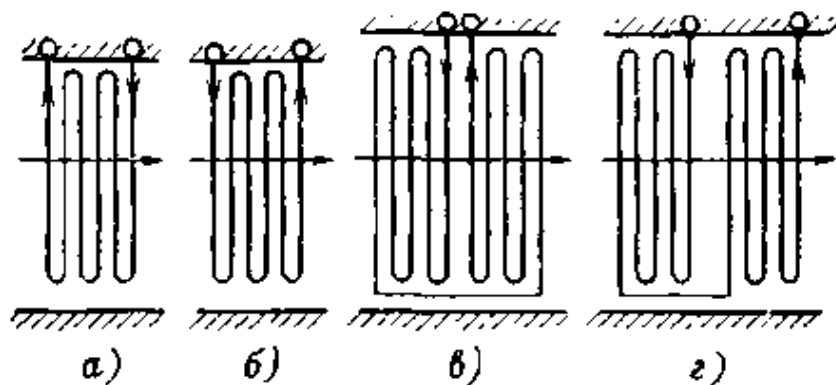


Рисунок 5.8 - Схемы движения пара и продуктов сгорания в конвективных

пароперегревателях: а – противоточное; б – прямоточное; в и г – смешанное.

В противоточном пароперегревателе достигается наибольший температурный напор между продуктами сгорания и паром, что уменьшает необходимую поверхность нагрева пароперегревателя и соответственно снижает расход на него металла. Недостатками противоточной схемы являются размещение последних по ходу пара частей змеевиков в области наиболее высоких температур продуктов сгорания и тяжелые температурные условия работы металла труб. При прямоточном пароперегревателе температурный напор меньше, чем при противоточном, однако условия работы металла труб лучше, так как части змеевиков с наибольшей температурой пара обогриваются продуктами сгорания, охлажденными на входных участках змеевиков.

Оптимальной является смешанная схема включения пароперегревателя, при которой большая и первая по ходу пара часть перегревателя выполняется противоточной, а завершение перегрева пара происходит во второй его части при параллельном токе. При этом в части змеевиков, расположенных в области наибольшей тепловой нагрузки пароперегревателя, в начале газохода, будет умеренная температура пара, а завершение перегрева пара происходит при меньшей тепловой нагрузке. Соотношение противоточной и прямоточной частей пароперегревателя выбирается из условия одинаковых температур металла в начале и конце змеевика прямоточной части пароперегревателя. При выполнении пароперегревателя из обычной углеродистой стали температура пара в конце противоточной части пароперегревателя должна быть не выше 400-425 °С.

Первичный конвективный пароперегреватель обычно устанавливают в горизонтальном газоходе между топкой и конвективной шахтой при температуре продуктов сгорания перед ним 900-1000 °С. Пароперегреватель для промежуточного перегрева пара выполняют из горизонтальных змеевиков, расположенных в опускной конвективной шахте, причем начальная температура продуктов сгорания перед ним должна быть не выше 850 °С.

Расположение змеевиков в плоскости, перпендикулярной фронту котла, при неодинаковой температуре продуктов сгорания по ширине газохода приводит к неравномерному тепловосприятию змеевиков по ширине газохода. В результате тепловая нагрузка отдельных змеевиков может превышать среднюю на 10-20 %. В этих условиях для обеспечения нормальной работы труб пароперегревателя его разделяют на части с перемешиванием пара в коллекторах до поступления его в последующую часть. Змеевики вертикального пароперегревателя обычно располагают в коридорном порядке с целью обеспечения возможности легкой их очистки от наружных загрязнений и уменьшения опасности зашлаковывания. Змеевик пароперегревателя обычно выполняют из двух параллельно включенных по пару труб, что позволяет разместить в габаритах газохода большую поверхность нагрева. Скорость продуктов сгорания в газоходе остается такой же, как и при одинарном змеевике, а скорость пара уменьшается в 2 раза.

На рисунке 5.9 показано крепление вертикального пароперегревателя. Вертикальные змеевики подвешены к каркасу котла за концы верхних петель, вынесенных из зоны обогрева. Подвеска змеевиков осуществляется с помощью хомутов, охватывающих трубки и подвешенных к крючку, укрепленному на балке каркаса. Для обеспечения определенного расстояния между змеевиками на нижние петли змеевиков укладывают дистанционирующие гребенки из жароупорного чугуна и скрепляют их при помощи хомутов из жаропрочной стали.

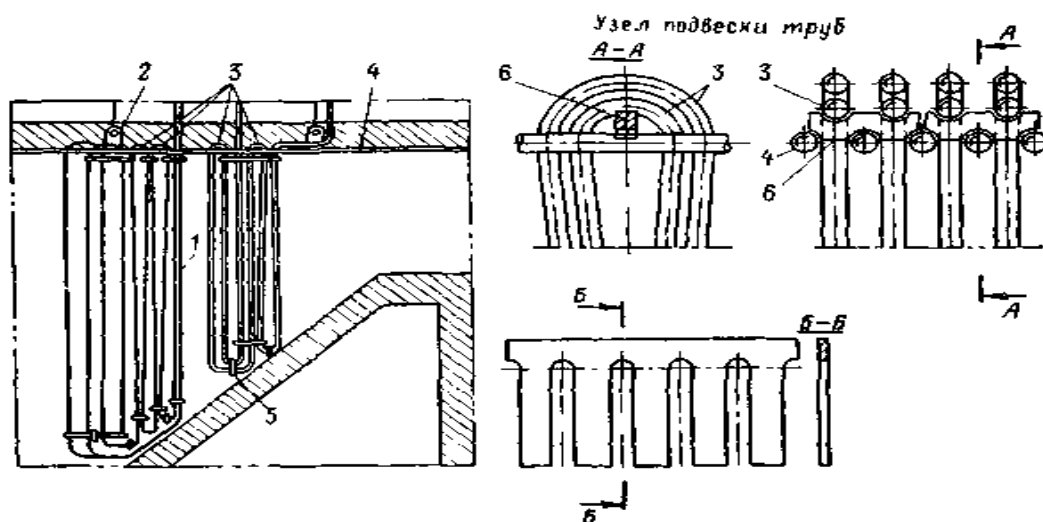


Рисунок 5.9 - Крепление вертикального конвективного пароперегревателя: 1 – змеевики; 2 – подвесные планки; 3 – верхние изгибы труб; 4 – потолочные трубы; 5 – дистанционные гребенки; 6 – опорные планки

На рисунке 5.10 показана схема пароперегревателя с горизонтальными змеевиками, ориентированными для обеспечения равномерного их обогрева в направлении потока продуктов сгорания. Пароперегреватели с горизонтальными змеевиками обычно применяют для вторичного перегрева пара, а также в котлах малой мощности с параметрами пара $p = 0,8-2,0$ МПа и $t = 250$ °С.

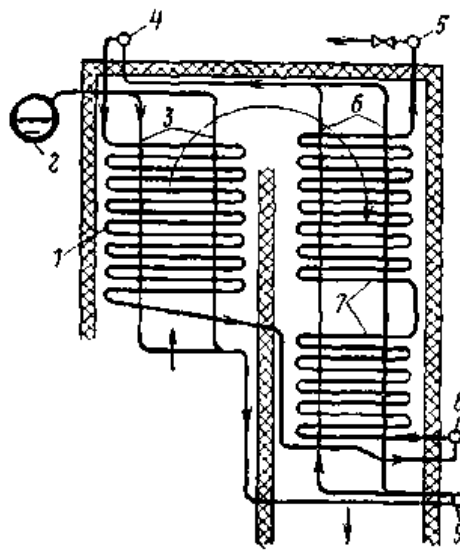


Рисунок 5.10 - Конвективный пароперегреватель с горизонтальными змеевиками: 1 – первая ступень пароперегревателя; 2 – барабан; 3 и 6 – подвесные трубы; 4 и 8 – промежуточные коллекторы; 5 – выходная камера; 7 – вторая ступень пароперегревателя; 9 – коллектор подвесных труб

Горизонтальные пароперегреватели легко дренируются, что исключает затруднения, связанные с удалением воды из труб при вертикальных змеевиках. Вместе с тем, горизонтальные пароперегреватели больше загрязняются уносом и имеют более сложную конструкцию крепления змеевиков.

5.2.2. Радиационные и ширмовые пароперегреватели

При высоких параметрах пара возникает необходимость размещения в топке радиационного или ширмового пароперегревателя. Радиационный пароперегреватель барабанных котлов обычно устанавливают на потолке

топки, а если этой поверхности недостаточно — и на вертикальных ее стенках по всей их высоте. Обычно размещают пароперегреватель на стенках, на которых установлены горелки, чаще на фронтальной стенке.

Радиационные пароперегреватели работают с большими тепловыми нагрузками, поэтому температура металла их труб выше, чем у конвективных пароперегревателей, и превышает температуру пара на 100-150 °С. В связи с этим радиационные пароперегреватели обычно применяют для частичного перегрева пара, завершение которого осуществляется в конвективном пароперегревателе. Надежное охлаждение труб достигается применением высокой скорости пара (до 30 м/с).

Преимуществами радиационных пароперегревателей являются меньшая, чем у конвективных пароперегревателей, удельная площадь поверхности нагрева и отсутствие сопротивлений по газовой стороне.

Ширмовый пароперегреватель представляет собой систему трубок, образующих плоские плотные пакеты с входными и выходными коллекторами. Ширмы размещают вертикально или горизонтально в верхней части топки с расстоянием между коллекторами 700-1000 мм.

На рисунке 5.11 показана конструкция ширм, у которых трубки висят на коллекторах, подвешенных к каркасу. Постоянство взаимного расположения ширм в топке обеспечивается соединением хомутами попарно выступающих соседних труб в месте их соприкосновения. Преимуществом вертикальных ширм является стекание налипшего на них шлака по мере утолщения его слоя.

Горизонтальные ширмы применяются преимущественно в прямоточных котлах.

В котлах большой мощности тепловосприятие ширмовых пароперегревателей может составлять до 50 % всей теплоты, необходимой для перегрева пара.

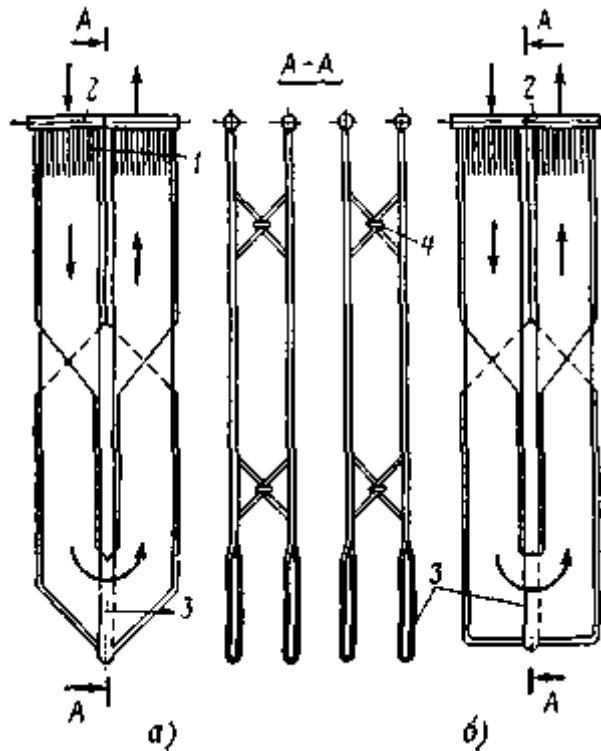


Рисунок 5.11 - Вертикальный ширмовый пароперегреватель: а - клинообразная форма низа ширмы; б - горизонтальная форма низа ширма; 1 - труба ширмы; 2 - камеры (коллекторы); 3 - обвязочные трубы; 4 - хомут

Использование ширмовых пароперегревателей уменьшает площадь поверхности нагрева настенных радиационных пароперегревателей и улучшает использование объема верхней части топочной камеры.

5.2.3. Гидродинамика пароперегревателей

Возможные схемы включения пароперегревателя в паровой тракт показаны на рисунке 5.12.

Для выяснения равномерности распределения пара по параллельно включенным змеевикам пароперегревателя рассмотрим работу выходного и входного коллекторов при схеме Z и П. При движении потока пара в коллекторе преодолеваются сопротивления и поэтому меняется давление пара.

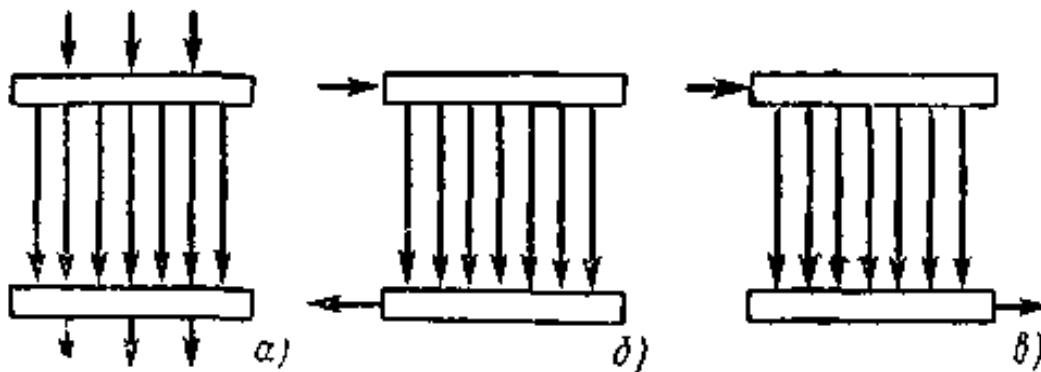


Рисунок 5.12 - Гидродинамические схемы пароперегревателей: а – схема Ш; б – схема П; в – схема Z.

Сопротивления коллекторов на трение и местные потери, Па, определяются по формулам соответственно для входного и выходного коллекторов:

$$\Delta p_{\text{вх}} = 0,5 \xi_{\text{вх}} \cdot \rho_{\text{вх}} w_{\text{вх}}^2; \quad \Delta p_{\text{вых}} = 0,5 \xi_{\text{вых}} \cdot \rho_{\text{вых}} w_{\text{вых}}^2,$$

где $\xi_{\text{вх}}$ и $\xi_{\text{вых}}$ - суммарные коэффициенты гидравлического сопротивления входного и выходного коллекторов ($\xi_{\text{вх}} \approx 0,8$; $\xi_{\text{вых}} \approx 1,25$);

$w_{\text{вх}}$ и $w_{\text{вых}}$ - скорости пара во входном и выходном коллекторах, м/с;

$\rho_{\text{вх}}$ и $\rho_{\text{вых}}$ - плотности пара во входном и выходном коллекторах, кг/м³.

При изменении осевой скорости пара от $w_{\text{вх}}$ до 0 изменяется его давление на соответственно для входного $\Delta p_{\text{вх}}^{\text{СК}}$ и выходного $\Delta p_{\text{вых}}^{\text{СК}}$ коллектора:

$$\Delta p_{\text{вх}}^{\text{СК}} = \rho_{\text{вх}} \cdot w_{\text{вх}}^2; \quad \Delta p_{\text{вых}}^{\text{СК}} = \rho_{\text{вых}} \cdot w_{\text{вых}}^2.$$

Во входном коллекторе скоростной напор расходуется на повышение давления, в выходном — создается за счет снижения давления.

Влияние скоростного напора во входном коллекторе больше воздействия сопротивления, $\Delta p_{\text{вх}}^{\text{СК}} / \Delta p_{\text{вх}} \approx 2,5$. Поэтому давление в нем будет возрастать по ходу пара и $p'_{\text{вх}} > p''_{\text{вх}}$. При этом $p''_{\text{вх}} = p'_{\text{вх}} - \Delta p_{\text{вх}} - \Delta p_{\text{вх}}^{\text{СК}}$. В выходном коллекторе давление будет уменьшаться:

$$p''_{\text{вых}} = p'_{\text{вых}} - \Delta p_{\text{вых}} - \Delta p_{\text{вх}}^{\text{СК}}.$$

Распределение давлений в коллекторах с учетом гидравлического сопротивления змеевиков $\Delta p_{\text{зм}}$ для включения секций пароперегревателя по схемам П и Z показано на рисунке 5.13. Максимальный и минимальный

перепады давления в пароперегревателе:

для схемы П:

$$\Delta p_{\text{макс}} = \Delta p_{\text{зМ}} + \Delta p_{\text{вЫХ}} + \Delta p_{\text{вЫХ}}^{\text{СК}}; \quad \Delta p_{\text{мин}} = \Delta p_{\text{зМ}} - \Delta p_{\text{вХ}} - \Delta p_{\text{вХ}}^{\text{СК}};$$

для схемы Z:

$$\Delta p_{\text{макс}} = \Delta p_{\text{зМ}} - \Delta p_{\text{вХ}} + \Delta p_{\text{вХ}}^{\text{СК}} + \Delta p_{\text{вЫХ}} + \Delta p_{\text{вЫХ}}^{\text{СК}}; \quad \Delta p_{\text{мин}} = \Delta p_{\text{зМ}}.$$

Как видно из рисунка 5.13, схема Z дает большую разность перепадов давлений для различных сторон пароперегревателя и создает более неравномерное распределение пара по отдельным змеевикам. В трубах с минимальным перепадом давления будет проходить уменьшенное количество пара. При одинаковом обогреве змеевиков часть их будет выдавать более перегретый пар.

Схему включения Ш можно представить выполненной из нескольких частей, соединенных по схеме П соответственно числу подводов и отводов пара. При этом входной и выходной коллекторы разделяются на короткие участки, каждый из которых имеет несколько змеевиков.

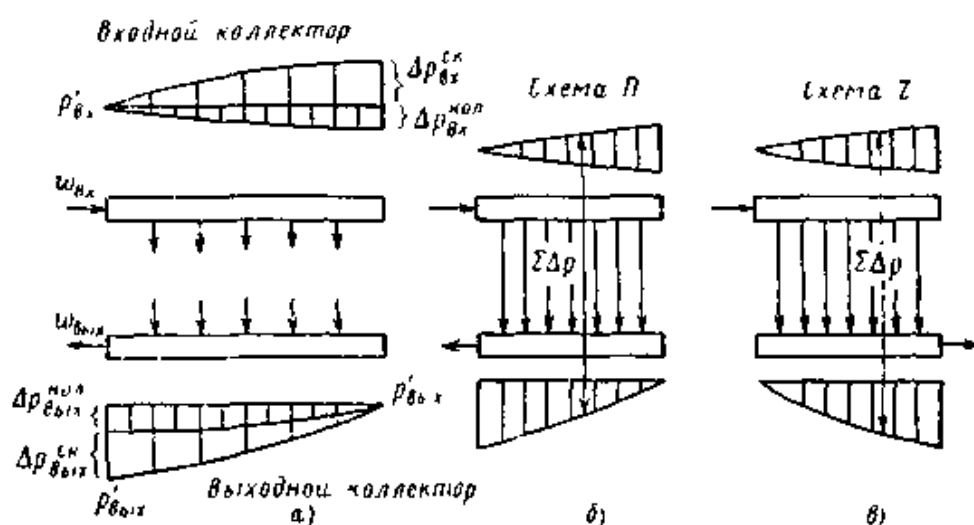


Рисунок 5.13 - Изменения и перепады давления в коллекторах пароперегревателя: а – изменение давления в коллекторах; б – перепад давления в коллекторах по схеме П; в – перепад давления в коллекторах по схеме Z

Для короткой части секции пароперегревателя значения $\Delta p_{\text{макс}}$ и $\Delta p_{\text{мин}}$ будут почти одинаковы, поэтому схема Ш при равномерном обогреве будет давать наиболее равномерное распределение пара по змеевикам.

Неравномерность распределения пара по змеевикам пароперегревателя при одинаковой поверхности их нагрева характеризуется неравномерностью тепловосприятости:

$$\eta_T = q_{\text{тр}}/q_{\text{ср}},$$

где $q_{\text{тр}}$ и $q_{\text{ср}}$ - тепловосприятость развернутой трубы и среднее тепловосприятости для параллельно включенных змеевиков.

Неравномерность тепловосприятости изменяется в широких пределах в зависимости от места расположения змеевиков $\eta_T = 0,7-1,4$ и коэффициента гидравлической разверки:

$$\rho_T = D_{\text{тр}}/D_{\text{ср}},$$

где $D_{\text{тр}}$ и $D_{\text{ср}}$ - массовые расходы пара, проходящего через развернутую трубу, и среднего по параллельно включенным змеевикам.

Коэффициент гидравлической разверки зависит от перепада давления в змеевиках и может быть выражен через давление и удельные объемы пара:

$$\rho_T = [(\Delta p_{\text{тр}} \cdot v_{\text{ср}})/(\Delta p_{\text{ср}} \cdot v_{\text{тр}})]^{0,5},$$

где $\Delta p_{\text{тр}}$ и $\Delta p_{\text{ср}}$ - сопротивление развернутой трубы и средней трубы змеевика, Па;

$v_{\text{ср}}$ и $v_{\text{тр}}$ - средний удельный объем пара, проходящего через змеевики, и объем пара, проходящего через развернутую трубу, кг/м³.

Средний расход пара, проходящего через змеевики пароперегревателя, равен $D_{\text{ср}} \approx 0,5(D_{\text{макс}} + D_{\text{мин}})$, тогда тепловая разверка определится по формуле:

$$\rho_q = 0,5 (D_{\text{макс}} + D_{\text{мин}})/D_{\text{мин}}.$$

Заменяя в этом выражении расход пара через давление и его удельные объемы, окончательно получаем итоговую характеристику тепловой разверки труб и, следовательно, оценку приращения энтальпии пара по отношению к средней в виде формулы:

$$\rho_q = 0,5\eta_T [(\Delta p_{\text{макс}} \cdot v_2 / \Delta p_{\text{мин}} \cdot v_1) + 1]^{0,5},$$

где v_1 , v_2 - средние удельные объемы пара с максимальным и минимальным его расходом в змеевиках.

Допустимый коэффициент тепловой разверки в змеевиках пароперегревателя определяется максимально допустимой температурой стенки трубы при соответствующей энтальпии пара по формуле:

$$\rho_{\text{доп}} = (h''_{\text{доп}} - h') / (h''_{\text{ср}} - h'),$$

где $h''_{\text{доп}}$, $h''_{\text{ср}}$ и h' - наибольшая допускаемая энтальпия пара, конечная энтальпия пара для труб со средним расходом и энтальпия пара на входе в трубу, кДж/кг. Во избежание перегрева труб должно быть $\rho_{\text{q}} < \rho_{\text{доп}}$.

Рекомендуются следующие схемы включения пароперегревателя в паровой тракт с учетом тепловой разверки змеевиков. В конвективных пароперегревателях котлов низкого и среднего давления, а также в промежуточных пароперегревателях сверхвысоких параметров целесообразно применять схемы Ш с равномерным подводом и отводом пара. При устойчивой тепловой неравномерности применяется иногда схема Z, выполненная так, чтобы взаимно скомпенсировать гидравлическую разверку и тепловую неравномерность.

5.2.4. Регулирование температуры пара

В процессе эксплуатации котла температура перегретого пара может меняться вследствие изменения удельного тепловосприятия пароперегревателя. Наибольшее влияние на температуру перегретого пара оказывает нагрузка котла. Температура перегрева пара зависит также от температуры питательной воды, избытка воздуха $\alpha_{\text{т}}$ в топке, шлакования и загрязнения экранов и пароперегревателя, от характеристик топлива. В радиационном пароперегревателе с повышением нагрузки температура перегрева пара снижается, так как удельное тепловосприятие пароперегревателя возрастает в топке медленнее, чем увеличивается нагрузка. В конвективном пароперегревателе количество проходящих через него продуктов сгорания увеличивается почти пропорционально росту нагрузки, одновременно повышается и температура на выходе из топки. Соответственно увеличиваются коэффициент теплоотдачи в пароперегревателе и температурный напор, в результате удельное тепловосприятие пароперегревателя растет быстрее, чем нагрузка котла, и

температура перегрева пара возрастает.

На рисунке 5.14 показана [4] зависимость температуры перегрева пара от нагрузки котла для радиационного и конвективного пароперегревателей. Из графика видно, что при соответствующем соотношении радиационной и конвективной частей пароперегревателя можно иметь постоянную температуру пара при различной нагрузке котла.

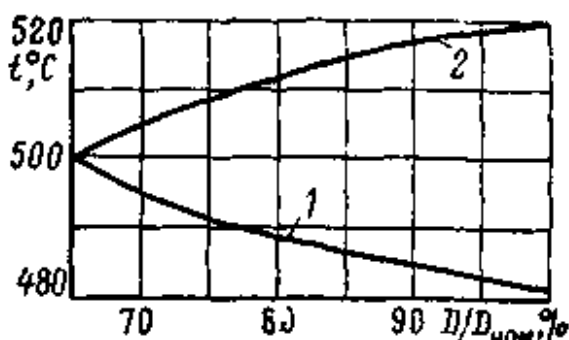


Рисунок 5.14 - Зависимость температуры перегрева пара от нагрузки котла (без регуляторов температуры перегрева пара): 1 – радиационный пароперегреватель; 2 – конвективный пароперегреватель

В барабанных котлах при снижении температуры питательной воды расход топлива и продуктов сгорания увеличивается, что повышает скорость газов в пароперегревателях и увеличивает коэффициент теплоотдачи. Следовательно, при неизменном расходе пара повышается температура его перегрева. В прямоточных котлах снижение температуры питательной воды приводит к уменьшению поверхности нагрева перегревательной зоны и температура перегрева пара снижается.

Рост избытка воздуха в топке уменьшает долю теплоты, передаваемой радиацией в топку, и увеличивает объем и скорость продуктов сгорания, проходящих через пароперегреватель. В результате повышается температура перегрева пара. Повышение влажности твердого топлива при неизменной паропроизводительности котла увеличивает объем продуктов сгорания, проходящих через пароперегреватель, и его удельное тепловосприятие, за счет чего также повышается температура перегрева пара. Шлакование экранов в топке вызывает повышение температуры продуктов сгорания перед

пароперегревателем и температуры перегрева пара. Загрязнение пароперегревателя вызывает ее снижение.

В прямоточных котлах поверхность нагрева пароперегревательной зоны меняется и зависит от эксплуатационных факторов. Поддержанием соотношения расхода воды и топлива можно обеспечить неизменную температуру перегрева пара. Вместе с тем, небольшое изменение расхода топлива вызывает существенное изменение температуры пара вследствие малой аккумулирующей способности котла.

В соответствии с ГОСТ на турбины установлены допустимые отклонения температуры перегрева пара от номинального значения в пределах от + 10 до – 15 °С в котлах среднего давления и от + 5 до - 10 °С в котлах высокого давления. Применяемые системы и конструкции пароперегревателей в различных условиях эксплуатации не могут обеспечить поддержание температуры пара в допустимых пределах. В связи с этим энергетический котел должен иметь устройство для регулирования температуры пара. При этом номинальная температура перегретого пара после первичного и промежуточного пароперегревателей должна обеспечиваться в диапазоне нагрузок котла 70-100 % при допустимых изменениях всех других факторов, влияющих на температуру перегрева пара.

В современных котлах применяют два способа регулирования температуры пара: паровое и газовое. При паровом регулировании температура пара поддерживается постоянной путем изменения степени его охлаждения или изменения энтальпии пара, поступающего в пароперегреватель или в отдельные его ступени. При газовом регулировании осуществляется воздействие на тепловосприятие пароперегревателя за счет изменения передачи теплоты от газов к его поверхности нагрева.

5.2.5. Регулирование температуры первичного пара

В отечественных котлах применяют паровое регулирование температуры первичного пара, которое осуществляют в поверхностных пароохладителях или впрыском в поток перегретого пара чистого конденсата.

Поверхностные пароохладители. Изменение температуры пара по тракту пароперегревателя при различных схемах включения пароохладителя показано на рисунке 5.15.

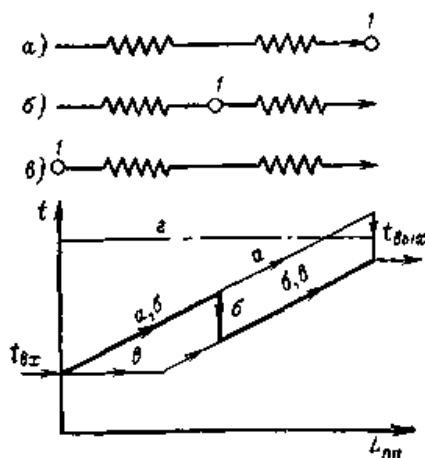


Рисунок 5.15 - Изменение температуры пара по тракту пароперегревателя в зависимости от размещения пароохладителя: а – за пароперегревателем; б – в рассечку; в – на выходе насыщенного пара; г – допустимая температура металла труб; 1 – пароохладитель

Установку пароохладителя на выходе пара из пароперегревателя не применяют, так как пароперегреватель при этом остается не защищенным от чрезмерно высокой температуры. Установка пароохладителя на стороне насыщенного пара определяет значительное запаздывание системы регулирования температуры пара и в настоящее время применяется в агрегатах малой мощности. Установка пароохладителя в рассечку обеспечивает меньшую инерционность регулирования вследствие сокращения длины пути пара после регулятора и времени, необходимого для изменения количества теплоты, аккумулированной в пароперегревателе. В результате регулирование конечной температуры пара достигается почти в 2 раза быстрее, чем при установке пароохладителя на стороне насыщенного пара. При установке пароохладителя в рассечку происходит снижение температуры частично перегретого пара и соответственно его конечной температуры.

Поверхностный пароохладитель представляет собой трубчатый теплообменник. Внутри труб протекает охлаждающая вода, снаружи трубы

омываются охлаждаемым паром (рисунок 5.16). В качестве охлаждающей воды используется обычно питательная вода. По потоку питательной воды пароохладитель может быть включен параллельно или последовательно с экономайзером. При параллельной схеме включения пароохладителя с увеличением количества проходящей через него воды ухудшаются условия охлаждения экономайзера и уменьшается использование в нем теплоты отходящих газов.

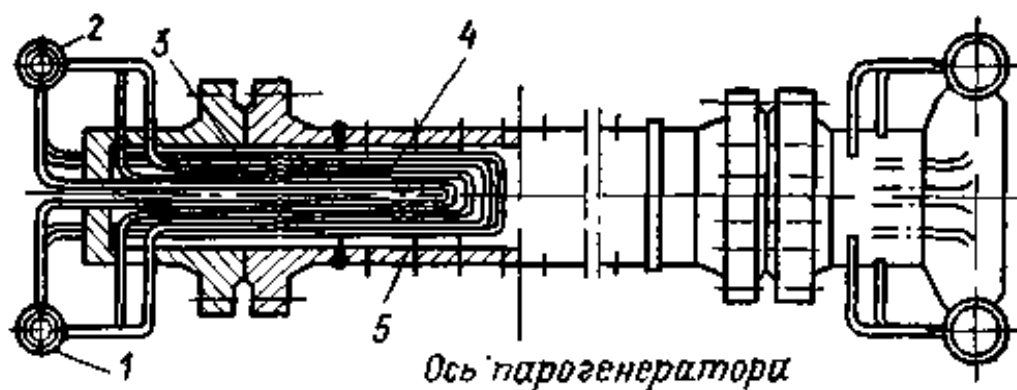


Рисунок 5.16. Поверхностный пароохладитель: 1 – входной коллектор охлаждающей воды; 2 – выходной коллектор воды; 3 – входная камера; 4 – трубы, охлаждаемые водой; 5 – корпус пароохладитель

В современных котлах применяется включение пароохладителя последовательно с экономайзером (рисунок 5.17).

Для достижения необходимого диапазона регулирования пароохладитель котлов с естественной и многократной принудительной циркуляцией должен обеспечивать возможность снижения энтальпии пара на $\Delta h_{\text{по}} = 60-80$ кДж/кг. При этом температура воды на входе в экономайзер будет выше, чем у воды, поступающей в котел, согласно балансу энтальпий:

$$h_{\text{пвэ}} = h_{\text{пв}} + \Delta h_{\text{по}}$$

Количество питательной воды, проходящей через пароохладитель при полной его нагрузке, достигает 30-40 % общего ее расхода.

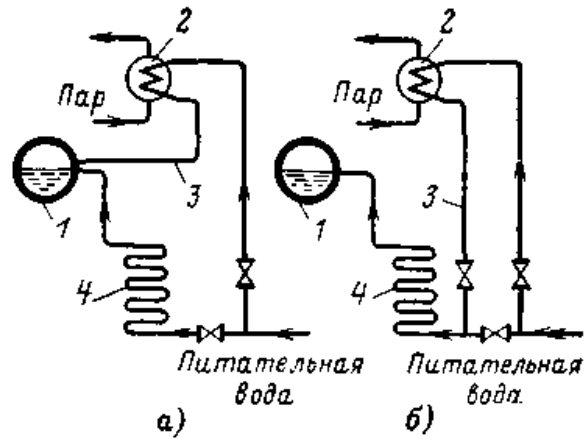


Рисунок 5.17 - Схемы включения поверхностного пароохладителя: а - параллельная; б - последовательная; 1 - барабан; 2 - пароохладитель; 3 - отвод охлаждающей воды; 4 - экономайзер

Впрыскивающий пароохладитель представляет собой участок паропровода перегретого пара, в котором расположена перфорированная труба с отверстиями диаметром 3-5 мм, через которые в пар подается распыленный конденсат. Для предотвращения попадания на стенку паропровода относительно холодных струй конденсата в месте установки распылителя в паропроводе имеется защитная рубашка длиной не менее 0,5 м с зазором между ней и паропроводом 6-10 мм. Снижение температуры пара впрыскивающим пароохладителем происходит на некотором расстоянии от места ввода конденсата. Уменьшение этого расстояния достигается тонким распылом конденсата и повышением начальной температуры конденсата. Обычно устанавливается ряд параллельных по ширине пароперегревателя и последовательных по ходу потока пара впрыскивающих пароохладителей. Схема регулирования температуры свежего пара барабанного котла впрыскивающими пароохладителями показана на рисунке 5.18.

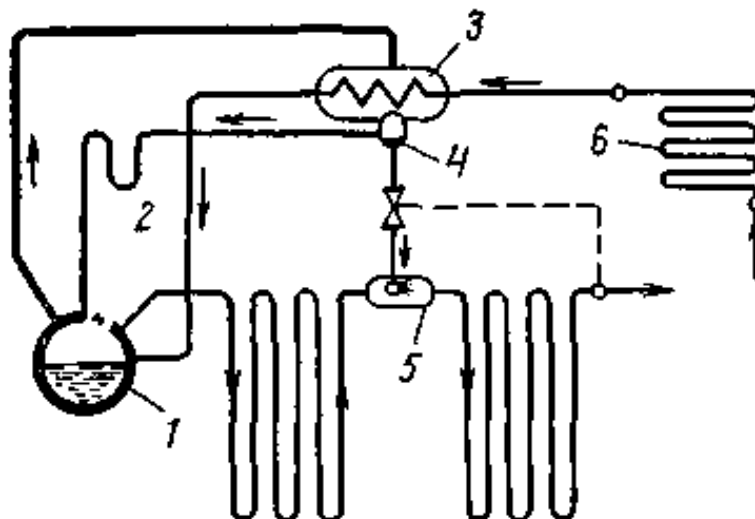


Рисунок 5.18 - Схема регулирования температуры пара впрыском собственного конденсата: 1 – барабан; 2 – гидрозатвор; 3 – пароохладитель; 4 – емкость конденсата; 5 – коллектор с впрыскивающим устройством; 6 – экономайзер.

Первые по ходу пара пароохладители предназначаются для предохранения расположенных за ними поверхностей нагрева от чрезмерного повышения температуры. Последний по ходу пара пароохладитель поддерживает постоянную температуру пара. Во избежание отложений солей в пароперегревателе во впрыскивающие пароохладители должен подаваться конденсат. При минерализованной питательной воде барабанных котлов конденсат для впрыска вырабатывают непосредственно в котле. Для получения собственного конденсата предусматривается установка специального конденсатора, в котором за счет охлаждения пара частью питательной воды осуществляется получение конденсата, необходимого для впрыска.

Количество пара $G_{\text{п}}$ (кг/ч), проходящего через ступень пароперегревателя после впрыскивающего пароохладителя, увеличивается и становится равным:

$$G_{\text{п}} = G'_{\text{п}} + \Delta G_{\text{в}},$$

где $G'_{\text{п}}$ - количество пара до пароохлаждения, кг/ч;

$\Delta G_{\text{в}}$ - количество воды, поступающей в пароохладитель, кг/ч.

Общее количество конденсата, поступающего в пароохладитель, $\Delta G_{\text{в}}$

(кг/ч) определяется из условий обеспечения снижения энтальпии пара примерно на 80 кДж/кг при работе котла с полной нагрузкой и определяется по формуле:

$$\Delta G_{\text{в}} = (G'_{\text{п}} \cdot \Delta h_{\text{по}}) / (h_{\text{пп}} + h_{\text{к}}),$$

где $h_{\text{пп}}$ и $h_{\text{к}}$ - энтальпии перегретого пара и конденсата, поступающего в пароохладитель, кДж/кг.

Следует учитывать, что по мере приближения пароохладителя к выходу пара из пароперегревателя ухудшаются температурные условия работы металла паропровода в месте впрыска. Это также является одной из причин применения двух-трех пароохладителей по тракту пара, что позволяет более тонко регулировать температуру пара и более надежно защищать отдельные ступени пароперегревателя.

5.2.6. Регулирование температуры пара промежуточного перегрева

Применяется [5] паровое и газовое регулирование температуры пара промежуточного перегрева. Регулирование осуществляется в паро-паровых теплообменниках, а также путем пропуска пара мимо части поверхности нагрева пароперегревателя.

Впрыск конденсата в поток пара промежуточного перегрева экономически не оправдан, так как образующееся дополнительное количество пара поступает в турбину, минуя ее ЦВД. Газовое регулирование преимущественно осуществляется путем рециркуляции части охлажденных до 300-350°C продуктов сгорания в топку или пропуском части продуктов сгорания помимо конвективного пароперегревателя (Рисунок 5.19).

В связи с инерционностью этих способов и ограниченным диапазоном регулирования предусматривается дополнительно аварийный впрыск в промежуточную точку парового тракта, который осуществляется при температуре пара выше определенного предела.

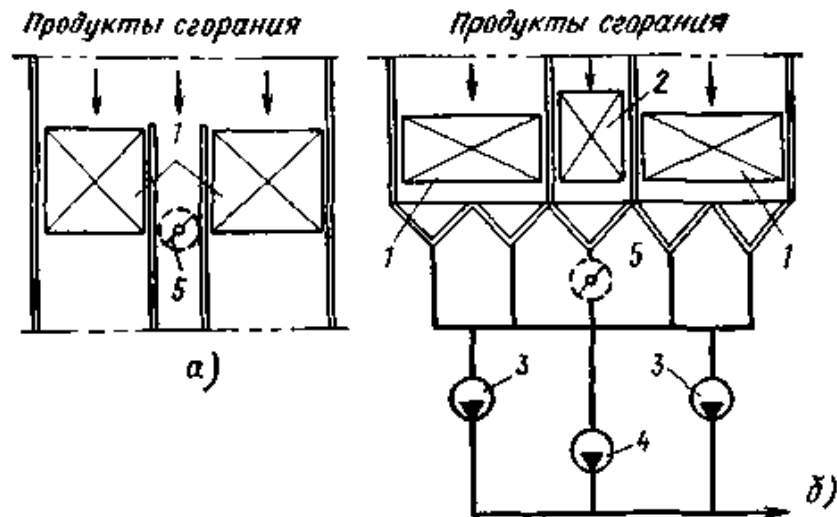


Рисунок 5.19 - Схемы газового регулирования температуры пара: а - пропуском части продуктов сгорания через холостой ход; б - распределением продуктов сгорания по газоходам пароперегревателя; 1 - секции пароперегревателя; 2 - экономайзеры; 3 - основной дымосос; 4 - регулирующий дымосос; 5 - регулирующий шибер

Газовое регулирование вызывает дополнительные расходы энергии на тягу или потери с уходящими газами и влияет на температуру первичного пара. Газовое регулирование применяют совместно с паровым регулированием.

5.3. Хвостовые поверхности котельного агрегата

К конвективным поверхностям котельных агрегатов относят [6] экономайзеры и воздухоподогреватели.

5.3.1. Экономайзеры

Экономайзеры соответственно назначению условно делят на два типа: некипящие и кипящие. В экономайзере воспринимается 10-20 % теплоты топлива.

Некипящие экономайзеры предназначены для подогрева питательной воды только до температуры насыщения и устанавливаются индивидуально на котел или на группу котлов низкого давления (до $P = 2,4$ МПа) и малой мощности и могут отключаться от котлов по газовому и водяному тракту. Их выполняют в виде пакета гладких, стальных или чугунных ребристых труб с оребрением с газовой стороны. Длина оребренной чугунной трубы

экономайзера конструкции ВТИ составляет 1,5; 2 или 3 м, диаметр трубы 76 х 8 мм, наружные ребра квадратные размером 150 х 150 мм. Число труб в пакете в горизонтальной плоскости определяется, исходя из скорости продуктов сгорания, обычно равной 6-9 м/с; число горизонтальных рядов труб экономайзера определяется требуемой поверхностью нагрева. Значения коэффициента теплопередачи k , отнесенного к полной наружной поверхности экономайзера, приведены в [7]. При скорости продуктов сгорания 8 м/с величина $k \approx 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Температурный напор в некипящем экономайзере определяется как средний логарифмический.

Кипящие экономайзеры в современных котлах любого давления устанавливаются индивидуально к каждому из них. Экономайзеры не отключаются по водяному и газовому трактам от остальных элементов котла.

В целях интенсификации теплообмена экономайзер выполняют из трубок малого диаметра $d_H = 28-38 \text{ мм}$ при толщине стенки 2,5-3,5 мм. Концы змеевиков экономайзера объединяют коллекторами, вынесенными из области газового обогрева. В мощных котлах с целью уменьшения количества трубок, проходящих через обмуровку экономайзера, змеевики объединяют в соединительных патрубках, которые пропускаются через обмуровку к коллекторам. Иногда коллекторы, объединяющие змеевики, размещают в газоходе, где расположен экономайзер, и одновременно они служат также для его опоры.

Трубки экономайзера обычно располагают в шахматном порядке, что обеспечивает большую эффективность теплообмена примерно на 25 % по сравнению с теплообменом при коридорном расположении труб и соответственное уменьшение габаритов экономайзера. Стальной гладкотрубный экономайзер с параллельным включением ряда змеевиков изображен на рисунке 5.20.

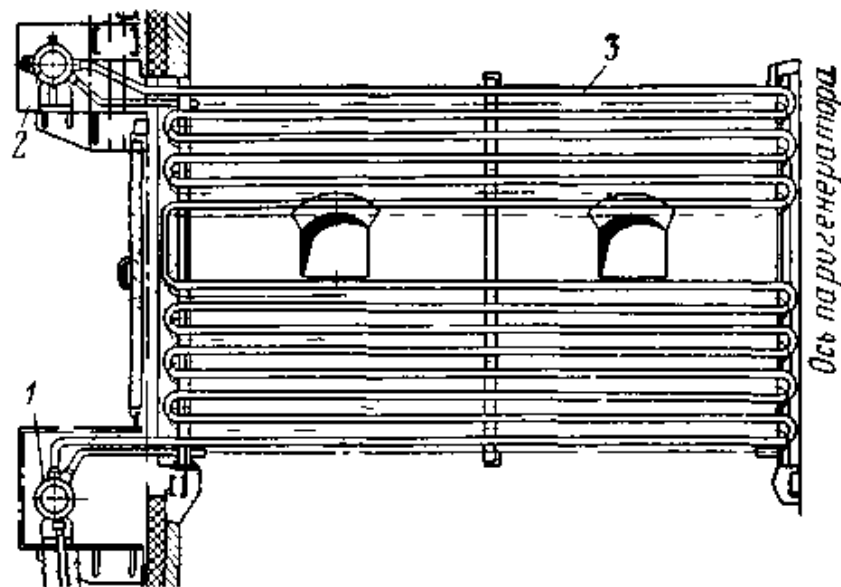


Рисунок 5.20 - Экономайзер с параллельным включением змеевиков: 1 – входная камера; 2 – выходная камера; 3 – трубные змеевики

В целях уменьшения габаритов, занимаемых экономайзером, в котлах большой мощности увеличивают число рядов параллельно включенных змеевиков, предусматривая два входных и два выходных коллектора, расположенных на противоположных стенках конвективной шахты. Встречные змеевики смещены по глубине газохода с таким расчетом, чтобы было выдержано оптимальное значение отношения S_2 / d_H , равное 1,25.

В другой конструкции малый продольный шаг труб достигается лирообразным изгибом труб. Крепление коллекторов экономайзера осуществляется путем их установки на опорных или подвесных конструкциях. К коллекторам змеевики присоединяют вальцовкой или сваркой через промежуточные штуцера (Рисунок 5.21). Выходной коллектор экономайзера присоединяют к барабану котла несколькими водоперепускными трубами, в которых обеспечивается восходящий поток с целью свободного выхода с водой газов и образовавшегося в экономайзере пара в барабан. Для удобства очистки поверхностей нагрева от наружных загрязнений и его ремонта экономайзер разделяют на пакеты высотой до 1 м. Разрывы между пакетами должны быть 550-600 мм, а между пакетами экономайзера и воздушным подогревателем - не менее 800 мм.

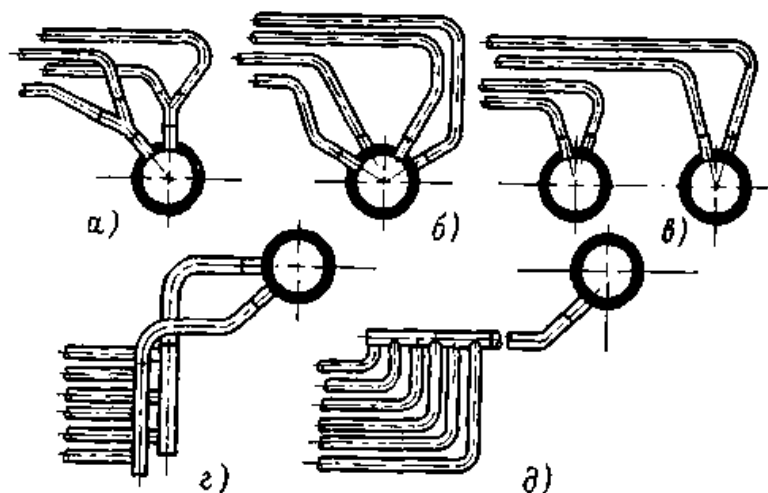


Рисунок 5.21 - Присоединение змеевиков к коллекторам экономайзера: а – с использованием развилки; б – с разделением на два пучка; в – при двух параллельных коллекторах; г и д – с использованием секционных камер

Змеевики экономайзера располагают перпендикулярно и параллельно фронту котла (Рисунок 5.22). В первом случае длина змеевика невелика, что облегчает их крепление. Во втором случае резко уменьшается число параллельно включенных змеевиков, но усложняется их крепление. В котлах небольшой мощности применяют одностороннее расположение коллекторов. В котлах с развитым фронтом экономайзеры выполняют двусторонними, симметричными, с расположением коллекторов с двух боковых сторон конвективной шахты.

Скорость воды в экономайзере принимают, исходя из условий предотвращения в них расслоения пароводяной смеси и кислородной коррозии. При малой скорости воды остающийся в ней кислород задерживается в местах шероховатости верхней образующей трубок и вызывает язвенную коррозию, которая распространяется на большую толщину стенки трубки вплоть до образования свищей. Расслоение пароводяной смеси при малой скорости потока вызывает ухудшение условий их охлаждения и перегрев металла трубок.

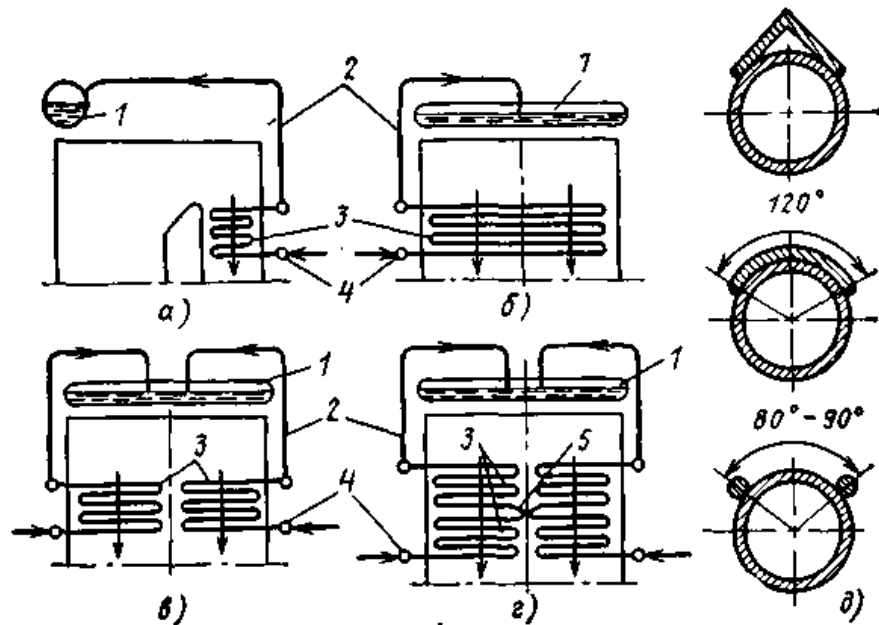


Рисунок 5.22 - Компоновки экономайзера: а - расположение змеевиков перпендикулярно фронту; б – расположение змеевиков параллельно фронту; в и г – двусторонне-параллельное фронту расположение змеевиков; д – защита труб от износа; 1 – барабан; 2 - водоперепускные трубы; 3 – экономайзер; 4 – входные коллекторы; 5 – перекидные трубы

Массовая скорость воды в экономайзере при восходящем его потоке должна быть выбрана с учетом характеристики рабочей среды и условий теплообмена. Например, для конвективных некипящих элементов массовая скорость воды должна составлять 500-600 кг/(м²·с). При указанных массовых скоростях коэффициент теплоотдачи к воде $\alpha_2 = 3-4$ кВт/(м²·К), что обеспечивает надежное охлаждение трубок. Отдельные ступени экономайзера выполняют как самостоятельные элементы, и для уменьшения тепловой и гидравлической разверки между трубками ступеней целесообразно их секционировать. Соединительные трубы между ступенями экономайзера используют для перемешивания и переброса воды перед поступлением ее в кипящую ступень. Паросодержание на выходе воды из кипящей ступени экономайзера не должно быть более 15-20 %. Скорость газов принимают до 12 м/с при работе котла на твердом топливе и до 16-20 м/с - на газе и мазуте.

В целях повышения эффективности теплообмена и компактности

экономайзеров мощных котлов к трубкам приваривают плавники или экономайзеры выполняют из плавниковых трубок (Рисунок 5.23); при этом объем, занимаемый экономайзером, уменьшается на 20-25 %.

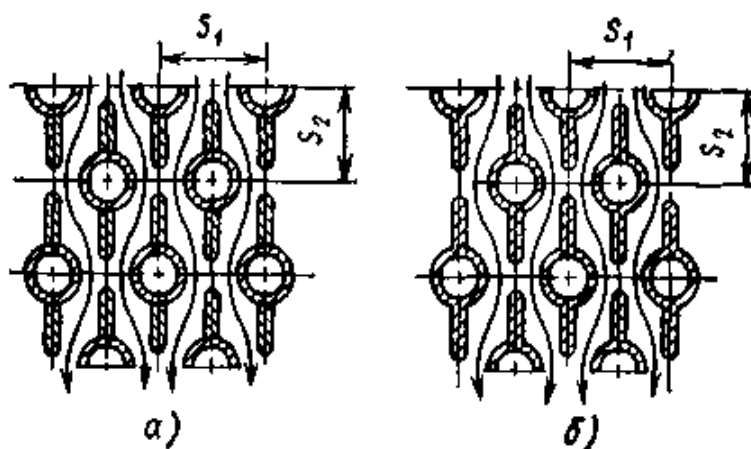


Рисунок 5.23 - Экономайзерные трубы: а – с приваренными ребрами; б – плавниковые трубы.

Конструкцию экономайзера характеризуют следующие показатели:

удельный объем, занимаемый экономайзером, V/Q , $\text{м}^3/\text{МВт}$, - габаритная характеристика;

удельный расход металла экономайзера G/Q , $\text{кг}/\text{МВт}$, - массовая характеристика;

удельная стоимость экономайзера A/Q , $\text{руб.}/\text{МВт}$, - стоимостная характеристика.

Зависимости этих характеристик от удельного расхода электроэнергии на тягу N ($\text{кВт}\cdot\text{ч}/\text{МВт}$) дают возможность выявить оптимальный диаметр трубок экономайзера. Причем, с уменьшением диаметра трубок значительно улучшаются все характеристики экономайзера. Минимальное значение применяемого диаметра трубок определяется условиями изготовления экономайзера.

При расчете экономайзера его необходимое тепловосприятие на единицу массы сжигаемого топлива $Q_{\text{ЭК}}$ ($\text{кДж}/\text{кг}$) определяется в общем случае по формуле:

$$Q_{\text{ЭК}} = Q_p^p \cdot \eta_{\text{к}} [100 - (100 - q_4)] - Q_{\text{л}} - Q_{\text{к}} - Q_{\text{пп}} - Q_{\text{пз}} - Q_{\text{вт}},$$

где Q_p^p - расчетная теплота сгорания топлива, $\text{кДж}/\text{кг}$;

$Q_{л}, Q_{к}, Q_{пз}, Q_{пп}, Q_{вт}$ – соответственно количество теплоты, воспринимаемое на единицу поступающего топлива лучеиспусканием в топке, конвективными испарительными поверхностями нагрева, переходной зоной (в прямоточных котлах), первичным и вторичным пароперегревателями, кДж/кг;

$\eta_{к}$ - КПД котла;

q_4 - потери от механического недожога, %.

При расчете должны учитываться фактический расход воды с учетом продувки, а также приращение энтальпии за счет пропуска части ее через поверхностный пароохладитель. При этом энтальпия воды, поступающая в экономайзер $h'_{пв}$ (кДж/кг), определяется по формуле:

$$h'_{пв} = h_{пв} + (\Delta h_{по} \cdot D_{пп} / D_{эк}),$$

где $h_{пв}$ - энтальпия воды, поступающей в котел, кДж/кг;

$\Delta h_{по}$ - разность энтальпий пара до пароохладителя и после него, кДж/кг;

$D_{пп}$ и $D_{эк}$ - расходы пара, проходящего через пароперегреватель, и воды, проходящей через экономайзер, кг/с.

Теплота, полученная экономайзером $Q_{эк}$ (кДж/кг), подсчитанная при заданных значениях энтальпий продуктов сгорания, подогретого воздуха и уходящих газов, исходя из теплового баланса продуктов может быть определена из выражения:

$$Q_{эк} = Q''_{пп} - Q_{возд} - Q_{уг},$$

где $Q''_{пп}$, $Q_{возд}$, $Q_{уг}$ - теплота продуктов сгорания за пароперегревателем, подогретого воздуха и уходящих газов, кДж/кг.

Если $Q_{эк}$ больше, чем необходимо для кипения воды, паросодержание x на выходе из экономайзера определяется из выражения:

$$x = 100(Q_{эк} - Q_{нас}) / r,$$

где $Q_{нас}$ - теплота воды при температуре кипения при данном давлении, кДж/кг;

r - теплота парообразования при данном давлении, кДж/кг.

Необходимая площадь поверхности нагрева экономайзера определяется из уравнения теплового баланса по $Q_{эк}$.

Значительные перспективы для понижения температуры уходящих газов

и повышения КПД газовых котлов имеют контактные экономайзеры. Например, авторами данного пособия, совместно с сотрудниками ОАО «ММК», предложены различные схемы использования контактных экономайзеров для паровых котлов, работающих на природном, доменном и коксовом газах и их смесях, защищенные патентом РФ на полезную модель [8].

5.3.2. Гидродинамика экономайзера

В современных котлах экономайзер выполняется из секций, состоящих из ряда параллельно включенных змеевиков, объединенных на входе и выходе горизонтальными коллекторами. Перепад давления в элементе экономайзера, Па, определяется по формуле:

$$\Delta p_{\text{эл}} = \Delta p_{\text{тр}} + \Sigma \Delta p_{\text{м}} + \Delta p_{\text{уск}} + \Delta p_{\text{нив}},$$

где $\Delta p_{\text{тр}}$, $\Sigma \Delta p_{\text{м}}$, $\Delta p_{\text{уск}}$, $\Delta p_{\text{нив}}$ - потери давления от трения, местных сопротивлений, нивелирная и потери на ускорение в потоке, Па.

Средние длины экономайзерных участков кипящих экономайзеров, м:

$$l_{\text{эк}} = l_{\text{до}} + [l_{\text{об}} (h' - h_{\text{н}}) / \Delta h_{\text{эк}}],$$

где $l_{\text{до}}$ и $l_{\text{об}}$ - длина участка до обогрева и общая, м;

h' , $h_{\text{н}}$ и $\Delta h_{\text{эк}}$ - энтальпии пароводяной смеси на выходе из экономайзера, воды при температуре насыщения и приращение энтальпии в экономайзере, кДж/кг.

Длина участков с пароводяной смесью кипящего экономайзера, м:

$$l_{\text{исп}} = l - l_{\text{эк}},$$

где l - общая длина трубы экономайзера, м;

$l_{\text{эк}}$ - длина экономайзерного участка, м;

$l_{\text{исп}}$ - длина испарительной зоны трубы, м.

Для определения перепадов давления и распределения расходов рабочей среды по параллельным потокам в экономайзере строят гидравлические характеристики, т. е. зависимости сопротивления элемента экономайзера от массового расхода среды $G = f(w_p)$, на основании которых можно судить о гидравлических разверках параллельно включенных труб и надежности их работы при различных нагрузках котла. Гидравлический режим

экономайзера определяет нормальные температурные условия работы металла труб. Перегрев труб возможен при застое потока рабочего тела в отдельных трубах при пульсации потока, при наличии парообразования в некипящих экономайзерах, при наличии отложений накипи на трубах. Нарушение нормального охлаждения горизонтальных труб кипящих экономайзеров может быть при расслоении в них потока воды и пара.

Для исключения гидродинамической неустойчивости движения воды в параллельно включенных змеевиках экономайзера при их различной удельной тепловой нагрузке, а также в целях надежного охлаждения металла труб необходимо создание значительных массовых скоростей потока в элементах экономайзера, например в некипящих конвективных элементах - 500-600 кг/(м²·с). При торцевом подводе и отводе воды в коллекторах некипящих экономайзеров коэффициент гидравлической разверки отдельных труб определяется по формуле:

$$\rho_r = 1/(\eta_r)^{0,5},$$

где η_r - коэффициент гидравлической неравномерности. Обычно значение ρ_r для некипящих экономайзеров 0,9, а для кипящих экономайзеров 0,8.

Проверка застоя и опрокидывание циркуляции в кипящих экономайзерах производится так же, как в испарительной системе при принудительной циркуляции. Во избежание перегрева разверенных труб кипящего экономайзера паросодержание в них не должно превышать 15-20 %.

5.3.3. Воздухоподогреватели

Для подогрева воздуха в котлах применяют два типа воздухоподогревателей: рекуперативные и регенеративные [9-11]. В рекуперативном воздухоподогревателе теплота продуктов сгорания передается непрерывно воздуху через стенку, разделяющую теплообменивающиеся среды. В регенеративном воздухоподогревателе теплота передается металлической насадкой, которая периодически нагревается продуктами сгорания, а затем отдает аккумулированную в ней теплоту нагреваемому воздуху. Воздухоподогреватели воспринимают 7-15 %

теплоты топлива, отдаваемого продуктами сгорания в котле.

Преимущественно применяются трубчатые рекуперативные воздухоподогреватели с вертикальным расположением труб. Скорость газов обычно 10-14 м/с, воздуха 6-8 м/с. Продукты сгорания проходят внутри труб, воздух омывает их снаружи поперечным потоком (Рисунок 5.24).

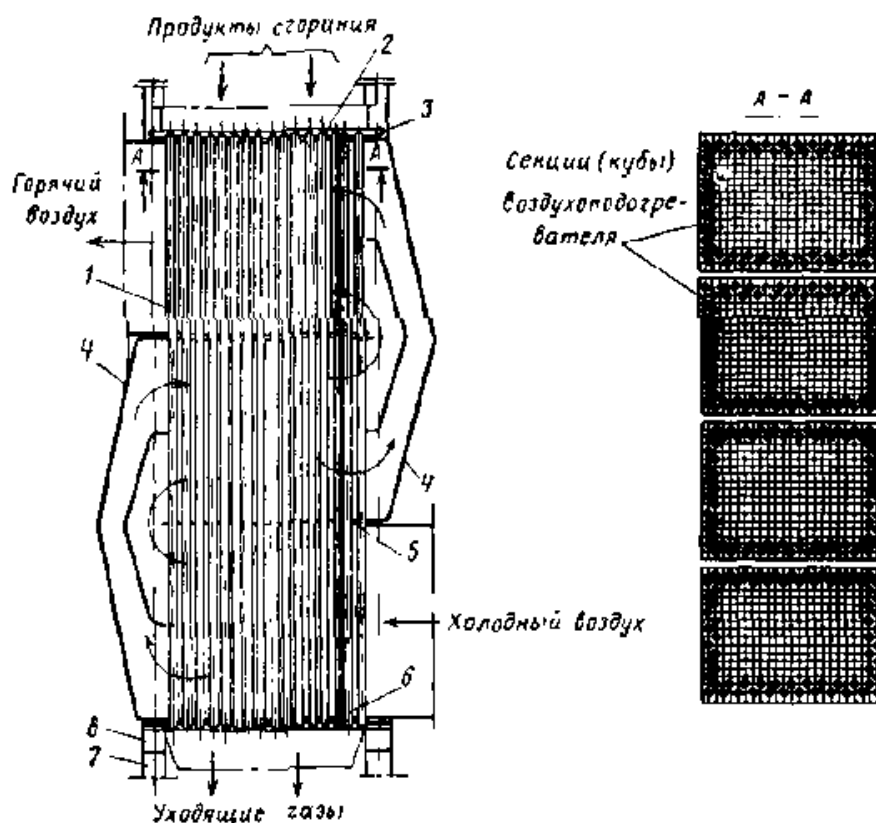


Рисунок 5.24 - Трубчатый воздухоподогреватель: 1 – стальные трубы 40 х 1,5 мм; 2 и 6 – верхняя и нижняя трубные доски толщиной 20-25 мм; 3 – компенсатор; 4 – воздухоперепускные короба; 5 – промежуточная трубная доска; 7 и 8 – опорные рамы и колонны.

Воздухоподогреватели изготавливают из стальных труб с наружным диаметром 30-40 мм при толщине стенки 1,2-1,5 мм. Концы труб приваривают к трубным доскам и располагают в шахматном порядке. Для получения необходимой скорости перекрестного тока воздуха трубную систему по высоте разделяют промежуточными досками на несколько ходов. Для перепуска воздуха из одного хода в другой установлены короба. Воздухоподогреватель снаружи имеет стальную обшивку и опирается нижней трубной доской на раму, связанную с каркасом котла.

Трубная система при нагревании расширяется вверх, и верхняя трубная доска соединяется с газоходом линзовым или набивным компенсатором, что обеспечивает свободное термическое расширение воздухоподогревателя без присосов воздуха (Рисунок 5.25).

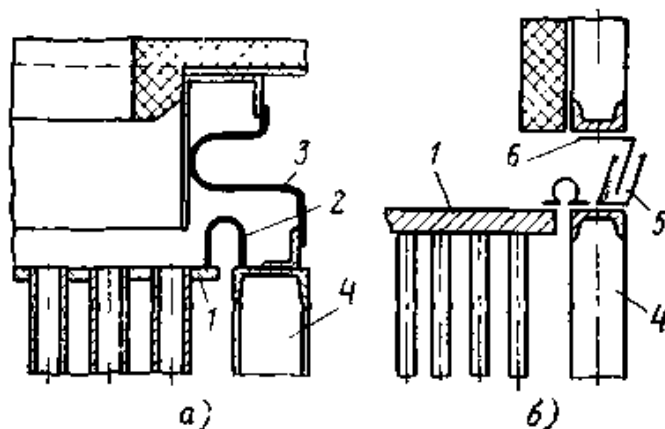


Рисунок 5.25 - Компенсаторы тепловых расширений воздухоподогревателя: а – линзовый компенсатор; б – набивной компенсатор; 1 – трубная доска; 2 – компенсатор расширения труб относительно короба; 3 – компенсатор расширения короба относительно каркаса; 4 – каркас короба; 5 – камера с крошкой шамота и песка; 6 – лист уплотнения.

Воздухоподогреватель выполняют из ряда секций, удобных для монтажа и транспортировки, которые устанавливают рядом, заполняя все сечение газохода. При сжигании многозольного топлива для предохранения верхних концов труб от абразивного износа в них устанавливают трубки длиной 150-200 мм. При температуре продуктов сгорания более 500 °С верхние трубные доски покрывают теплоизоляционной массой. Применяют однопоточную и двухпоточную схемы подвода воздуха в воздухоподогреватель. В воздухоподогревателях котлов малой и средней мощности применяют однопоточную схему подвода воздуха по его широкой стороне. В котлах большой мощности высота одного воздушного хода достигает больших размеров, число ходов воздуха в каждой ступени воздухоподогревателя уменьшается. Двухпоточная схема подвода воздуха позволяет уменьшить высоту хода и увеличить число ходов при меньшем в них числе рядов трубок и соответственно уменьшить сопротивления по ходу воздуха и повысить

температурный напор в воздухоподогревателе. Применение двухпоточной схемы подвода воздуха и труб малого диаметра с малым шагом позволяет создать достаточно компактные воздухоподогреватели.

Трубчатые воздухоподогреватели просты по конструкции, надежны в работе и более газоплотны, чем другие системы воздухоподогревателей. Недостатком трубчатых воздухоподогревателей являются относительно большой удельный расход металла G/Q и удельный объем V/Q . Различные схемы компоновки трубчатых воздухоподогревателей показаны на рисунке 5.26.

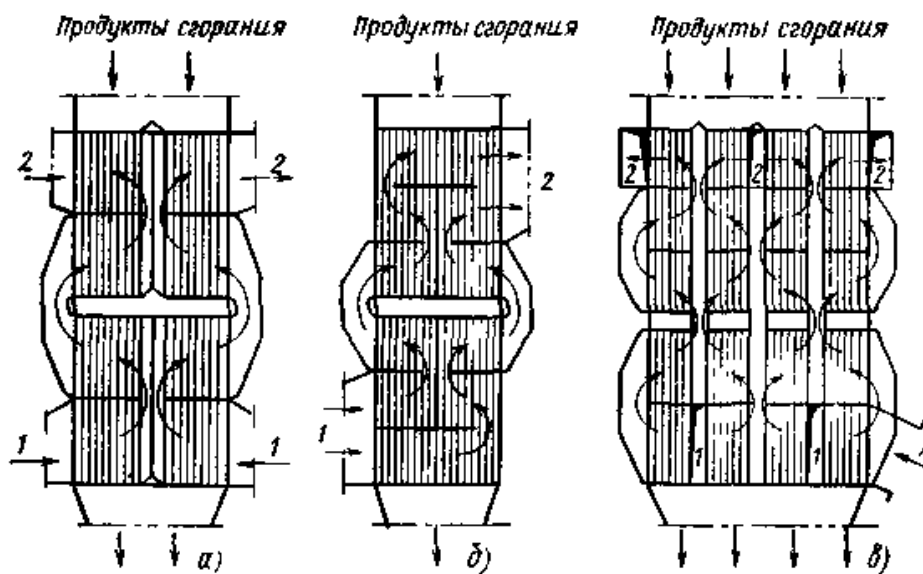


Рисунок 5.26 - Схемы компоновки воздухоподогревателей: а – двухпоточный по воздуху и двухсторонний его подвод; б – двухпоточный при одностороннем подводе воздуха; в – многопоточный по воздуху; 1 – вход холодного воздуха; 2 – выход горячего воздуха.

Необходимая площадь поверхности нагрева воздухоподогревателя определяется с учетом теплового баланса. При наличии низкотемпературной и высокотемпературной ступеней воздухоподогревателя каждая ступень рассчитывается отдельно.

Регенеративный воздухоподогреватель представляет собой вращающийся барабан с набивкой из тонких стальных гофрированных и плоских листов, образующих каналы малого эквивалентного диаметра ($d_3 = 4-5$ мм) для прохода воздуха и продуктов сгорания [12-13]. Набивкой,

которая служит поверхностью теплообмена, заполняется пустотелый ротор, разделенный сплошными перегородками на изолированные друг от друга секторы (Рисунок 5.27).

Ротор медленно (с частотой вращения 2-6 об/мин) вращается в неподвижном корпусе. Корпус разделен на две части секторными плитами. В одну из них через горловину поступают продукты сгорания, в другую — воздух. Движение потока газа и воздуха раздельное и непрерывное. При непрерывном вращении ротора его металлическая набивка попеременно проходит через эти потоки. Сначала теплота газов аккумулируется, а затем отдается воздуху. Этот процесс повторяется, и в итоге организуется непрерывный нагрев воздуха. Взаимное движение потоков продуктов сгорания и воздуха противоточное. Площадь поверхности нагрева 1 м^3 набивки составляет 200-250 м^2 . Длительность пребывания набивки в газовом и воздушном потоках менее 30 с. Толщина листов набивки 0,6-1 мм. Мощность электродвигателя для привода ротора воздухоподогревателя 3-5 кВт. Регенеративные воздухоподогреватели указанной конструкции отличаются малым значением величин V/Q , G/Q и A/Q . Для регенеративных вращающихся воздухоподогревателей в расчет вводится двусторонняя поверхность нагрева набивки.

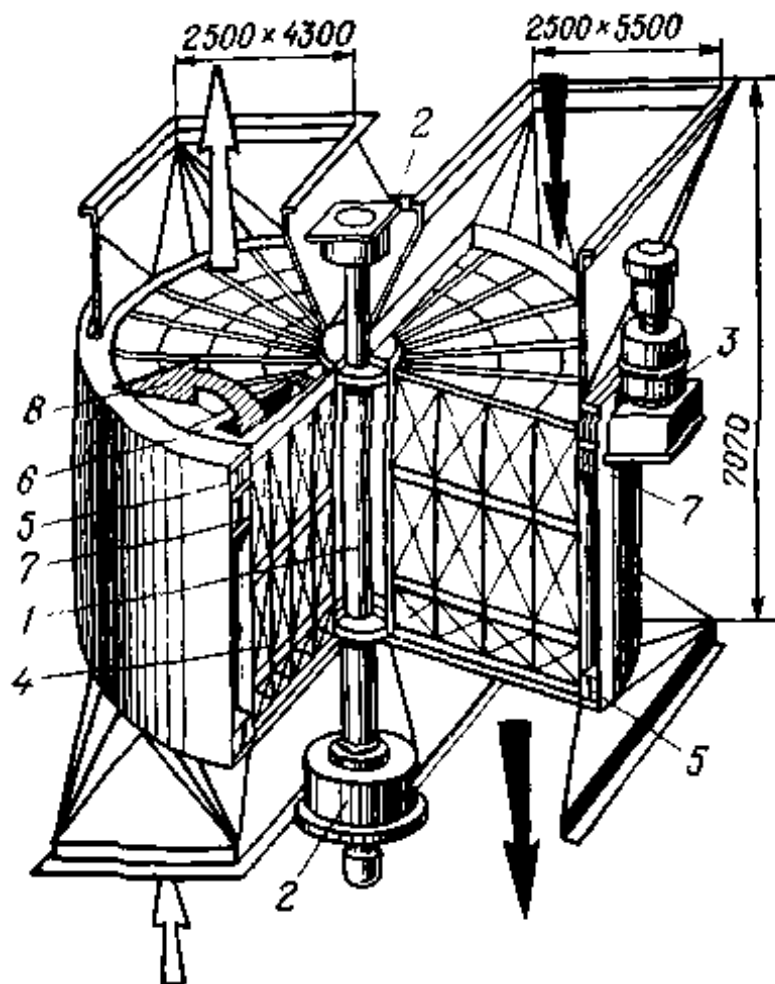


Рисунок 5.27 Регенеративный воздухоподогреватель: 1 – вал ротора; 2 – подшипники; 3 – электродвигатель; 4 – набивка; 5 – наружный кожух; 6 и 7 – радиальное и периферийное уплотнения; 8 – утечка воздуха.

Недостатками регенеративных воздухоподогревателей являются повышенный переток воздуха в газовую среду (до 10 %), что увеличивает потерю с уходящими газами, а также наличие вращающихся элементов и системы водяного охлаждения вала ротора и подшипников. Вследствие коробления набивки подогрев воздуха в регенеративных воздухоподогревателях ограничен температурой 300°C. При необходимости более высокого подогрева воздуха воздухоподогреватель выполняют комбинированным: из регенеративного воздухоподогревателя с подогревом в нем воздуха до 250-300 °С и трубчатого, в котором завершается подогрев воздуха до более высокой температуры (Рисунок 5.28).

Теплота, передаваемая воздуху в воздухоподогревателе, рекуперативном или регенеративном, кДж/кг, определяется по формуле:

$$Q_{\text{вп}} = (\beta''_{\text{вп}} + 0,5\Delta\alpha_{\text{вп}} + \beta_{\text{рц}}) \cdot (H_{\text{вп}}^{\text{о''}} - H_{\text{вп}}^{\text{о'}}),$$

где $\beta''_{\text{вп}}$ - отношение количества воздуха за воздухоподогревателем к теоретически необходимому;

$\beta_{\text{рц}}$ - доля рециркулирующего воздуха в воздухоподогревателе;

$H_{\text{вп}}^{\text{о''}}$ и $H_{\text{вп}}^{\text{о'}}$ - энтальпии воздуха, теоретически необходимого для сжигания топлива, на выходе из воздухоподогревателя и на входе в него, кДж/кг;

$\Delta\alpha_{\text{вп}}$ - присос воздуха в воздухоподогревателе.

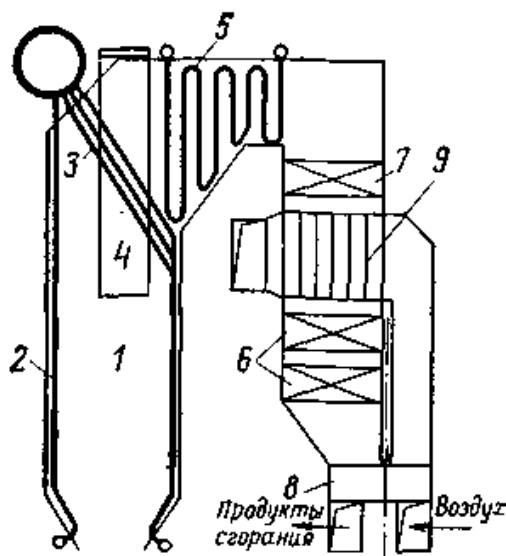


Рисунок 5.28 - Схема установки комбинированного рекуперативного и регенеративного воздухоподогревателя: 1 – топка; 2 – экраны; 3 – фестон; 4 – ширмовый пароперегреватель; 5 – конвективный пароперегреватель; 6 – экономайзер 1 ступени; 7 – экономайзер 2 ступени; 8 – регенеративный воздухоподогреватель 1 ступени; 9 – рекуперативный трубчатый воздухоподогреватель 2 ступени.

Для подогрева воздуха до 400-420 °С при температурном напоре на горячем конце воздухоподогревателя $\Delta t = 40^\circ\text{C}$ с отношением водяных эквивалентов газа и воздуха $\Psi = 0,8$ температура уходящих газов должна быть не меньше 140-150 °С, что экономически невыгодно. Для ее снижения необходима двухступенчатая компоновка воздухоподогревателя, как показано на схеме рисунке 5.28. Влияние подогрева воздуха на температуру уходящих газов при одноступенчатой компоновке воздухоподогревателя показано на рисунке 5.29.

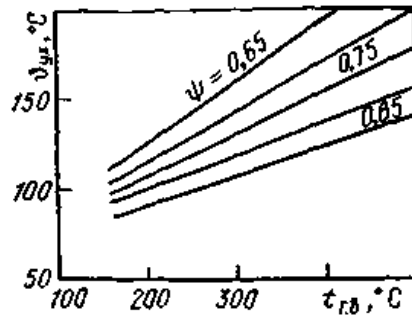


Рисунок 5.29 - Влияние подогрева воздуха $t_{\text{гв}}$ на температуру уходящих газов $t_{\text{ух}}$ при различных отношениях водяных эквивалентов Ψ

5.3.4. Расположение экономайзера и воздухоподогревателя в газовом тракте

Температура насыщения среды в испарительных поверхностях нагрева при давлении более 1 МПа выше требуемой температуры продуктов сгорания, уходящих из котла, и поэтому при завершении в них теплоиспользования нельзя обеспечить должную тепловую экономичность установки.

Поэтому в современных котлах использование теплоты продуктов сгорания завершается в экономайзере и воздухоподогревателе. В экономайзере подогревается питательная вода и иногда происходит ее частичное испарение. В воздухоподогревателе осуществляется подогрев воздуха, подаваемого в топку для сжигания топлива. Подогрев поступающего в топку воздуха интенсифицирует радиационное тепловосприятие экранов и снижает потери от химического и механического недожогов топлива.

Наличие экономайзера и воздухоподогревателя при температуре поступающих в них воздуха и питательной воды меньшей, чем температура насыщения, обеспечивает возможность охлаждения продуктов сгорания до технически и экономически оправданного предела.

Температура питательной воды для энергетических котлов с давлением пара более 3,93 МПа согласно ГОСТ принимается равной 150, 215 и 230 °С в зависимости от развития регенеративного подогрева воды, осуществляемого с целью повышения экономичности работы электростанции. Для котлов производственного назначения температура питательной воды после ее

термической деаэрации составляет 104 °С.

Таким образом, для энергетических котлов температура питательной воды выше температуры уходящих из котла продуктов сгорания, и по условиям организации теплообмена необходимо применение теплоносителя с более низкой начальной температурой, которым и является воздух. Следовательно, тепловосприятие в энергетических котлах должно завершаться в воздухоподогревателе. Конечная температура подогрева воздуха выбирается в зависимости от вида топлива и способа его сжигания.

Экономически выгоднее, чтобы температура подогрева воздуха была выше, чем температура питательной воды после экономайзера. Увеличение поверхности нагрева воздухоподогревателя при повышенной температуре подогрева воздуха компенсируется уменьшением более дорогой и ответственной поверхности нагрева экономайзера. Помимо этого, увеличение температуры подогрева воздуха на 100 °С повышает примерно на 50 °С температуру горения топлива, что способствует уменьшению необходимых поверхностей нагрева, расположенных в топке, за счет интенсификации радиационного теплообмена. Компоновку экономайзера и воздухоподогревателя выполняют одноступенчатой и двухступенчатой.

Температура подогрева воздуха при одноступенчатой компоновке лимитирована. При противоточном движении продуктов сгорания и воздуха температурный напор в воздухоподогревателе непрерывно уменьшается, начиная с холодного его конца, где эта разница имеет наибольшее значение $\Delta t^{\text{б}} = t_{\text{yx}} - t'_{\text{в}}$ до $\Delta t^{\text{м}} = t'_{\text{г}} - t''_{\text{в}}$ на горячем конце. Здесь $t'_{\text{в}}$, $t''_{\text{в}}$, $t'_{\text{г}}$ и t_{yx} - температуры холодного воздуха, подогретого воздуха, продуктов сгорания перед воздухоподогревателем и после него, °С.

Таким образом, при повышении $t''_{\text{в}}$ средний расчетный температурный напор быстро уменьшается и соответственно увеличивается необходимая поверхность нагрева воздухоподогревателя. Снижение температурного напора определяется тем, что объем и теплоемкость греющих продуктов сгорания больше, чем у нагреваемого воздуха. Максимальная температура подогрева воздуха при одноступенчатой компоновке может быть определена

из выражения $w_B (t''_B - t'_B) = (t'_Г - t_{yX})w_{Г}$,

где $t''_B = t'_Г - \Delta t^M$; $w_B = (\alpha_{Г} - \Delta\alpha_{Г} - \Delta\alpha_{прис}) V_B C_B$ - водяной эквивалент воздуха; $w_{Г} = V_{RO2} \cdot C_{CO2} + V^o_{N2} \cdot C_{N2} + (\alpha_{yX} - 1)V^o_B C_B + V_{H2O} \cdot C_{H2O}$ - водяной эквивалент продуктов сгорания.

Решение данного уравнения дает значение максимальной температуры подогрева воздуха. По условиям эффективности теплообмена температурный напор на горячем конце воздухоподогревателя должен быть не ниже 50-60 °С, и тогда, например, при $w_B/w_{Г} = 0,7$ получаем $t''_B = 270^{\circ}C$. Дальнейшее повышение температуры подогрева воздуха при од-ноходовой компоновке не рационально, так как вызывает уменьшение температурного напора на горячем конце воздухоподогревателя и соответственно увеличение его поверхности нагрева. При некотором значении t''_B получается $\Delta t''_B = 0$ и дальнейшее повышение температуры воздуха невозможно.

При высоком подогреве воздуха необходимо применение двухступенчатой компоновки экономайзера и воздухоподогревателя, т. е. догрев воздуха в области более высокой температуры продуктов сгорания (Рисунок 5.30).

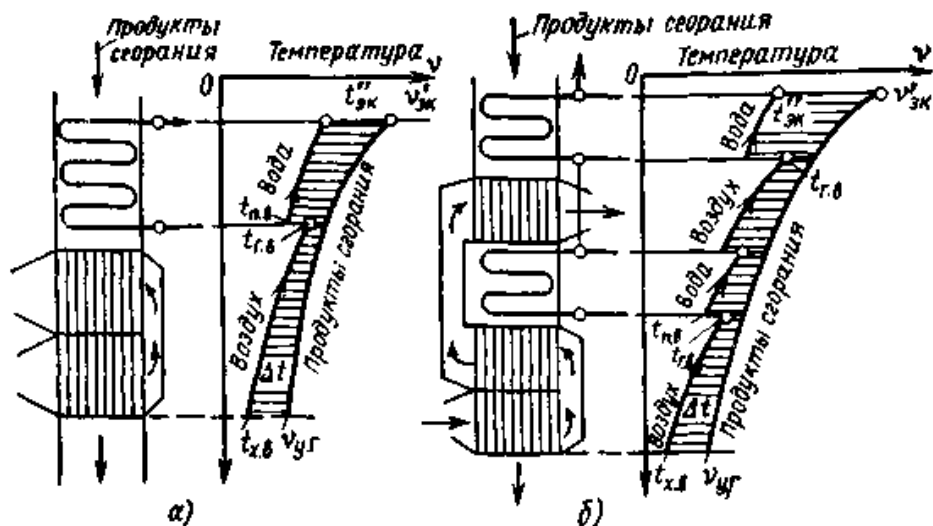


Рисунок 5.30 - Компоновка экономайзера и воздухоподогревателя:
а – одноступенчатая; б – двухступенчатая.

При этом по условиям теплообмена в экономайзере и технико-экономическим соображениям температура подогрева воздуха за первой ступенью воздухоподогревателя, °С, принимается:

$$t''_{в1} = t'_{пв} + (30 \div 40),$$

где $t'_{пв}$ - температура воды на входе в экономайзер, °С.

Температуру подогрева воздуха при сжигании природного газа и мазута рекомендуется принимать 200-300 °С, а при слоевом сжигании топлива 200-250 °С. Этим определяется возможность применения одноходовой компоновки экономайзера и воздухоподогревателя для котлов, работающих на указанных топливах. Для котлов, работающих на влажном пылевидном твердом топливе, целесообразен подогрев воздуха до 350-400°С, и для таких установок применяется двухступенчатая компоновка. Дальнейшее повышение температуры подогрева воздуха ограничивается необходимостью применения при $t''_в > 450^\circ\text{C}$ легированных металлов или специальных материалов, или специальных сложных конструкций воздухоподогревателей. Температура продуктов сгорания на входе в трубчатый воздухоподогреватель по условиям окалинообразования трубных досок не должна превышать 530 °С.

Температура уходящих газов оказывает решающее влияние на тепловую экономичность котла. Снижение температуры уходящих газов на 12-16 °С повышает КПД котла примерно на 1 %.

Уменьшение температуры уходящих газов связано с необходимостью увеличения конвективных поверхностей нагрева и с возрастанием расхода электроэнергии на тягу и дутье. Возникающие при этом дополнительные затраты могут окупаться за счет экономии топлива. В общем случае оптимальная температура уходящих газов за котлами, работающими на различных топливах, определяется на основании технико-экономических расчетов по минимуму расчетных затрат при данной цене топлива. Существенное влияние на значение оптимальной температуры уходящих газов оказывает температура питательной воды, повышение которой приводит к относительному увеличению конвективных поверхностей нагрева при данной температуре уходящих газов. Нижний предел температуры уходящих газов при работе на топливах с большим содержанием серы может лимитироваться условиями низкотемпературной коррозии элементов котла.

Рекомендуемые температуры уходящих газов за котлами в зависимости от приведенной влажности топлива $W^п$ и его стоимости, параметров пара и температуры питательной воды приведены в [14]. Например, для котлов паропроизводительностью более 75 т/ч с давлением пара 4-6 МПа и с температурой питательной воды $t_{пв} = 150^\circ\text{C}$ при использовании влажного топлива ($W^п = 1-5 \%$ кг/МДж) и при стоимости его 1200-2000 руб./т рекомендуется температура уходящих газов $\nu_{уг} = 110-120^\circ\text{C}$; при давлении пара 8-12 МПа и $t_{пв} = 215^\circ\text{C}$ при той же стоимости влажного топлива рекомендуется $\nu_{уг} = 120-130^\circ\text{C}$; при работе на высокосернистом мазуте принимается $\nu_{уг} = 150-160^\circ\text{C}$. Для котлов с паропроизводительностью, меньшей 75 т/ч, температура уходящих газов принимается несколько большей с целью упрощения и удешевления их конструкции. Например, для котлов паропроизводительностью до 12 т/ч, работающих на твердом топливе с $W^п < 6 \%$ кг/МДж, обычно принимается $\nu_{уг} = 160\div 180^\circ\text{C}$.

Список литературы:

1. Гольберг А.И., Левченко Г.И. Совершенствование узлов мембранных экранов. М.: НИИинформтяжмаш, 1975. 24 с.
2. Создание газоплотных котлов. М.: НИИинформтяжмаш, 1976. 33 с.
3. Расчет и проектирование цельносварных экранов котельных агрегатов / А.И. Гольберг, В.С. Корягин, С.И. Мочан и др. Л.: Энергия, 1977. 207 с.
4. Казарновский Е.М. Регулирование температуры перегретого пара в мощных паровых котлах. М.: Metallurgizdat, 1960. 184 с.
5. Кроль Л.Б., Кемельман Г.Н. Промежуточный перегрев пара и его регулирование в энергетических блоках. М.: Энергия, 1970. 318 с.
6. Кроль Л.Б., Розенгауз И.Н. Конвективные элементы мощных котельных агрегатов. М.: Энергия, 1976. 248 с.
7. Семенов Н.А., Сидельковский Л.Н., Юренев В.Н. Котельные установки промышленных предприятий: учебник. М.;Л.: Госэнергоиздат, 1960. 392 с.
8. Св. на полезную модель 25508 РФ, МКИ⁸ С21В 7/22. Устройство для снабжения доменным газом воздуходувной или энергетической паротурбинной установки / Никифоров Г.В., Пастушенко В.П., Сеничкин Б.К., Агапитов Е.Б., Морозов А.П., Устинов В.И., Арапов А.Ю., Бессмертных А.С. (РФ).
9. Воздухоподогреватели котельных установок / Т.С. Добряков, В.К. Мигай, В.С. Назаренко и др. Л.: Энергия, 1977. 183 с.
10. Гофман Л.Б. Новые конструкции компенсаторов и коробов газовоздухопроводов. М.: Энергия, 1980. 79 с.
11. Подогрев воздуха на тепловых электростанциях / под ред. Л.Е. Апатовского. М.: Энергоатомиздат, 1986. 120 с.
12. Резник Г.В., Соловьев Н.С. Регенеративные воздухоподогреватели: Конструкция и монтаж. М.: Энергия, 1972. 104 с.
13. Боткачик И.А. Регенеративные воздухоподогреватели парогенераторов. М.: Машиностроение, 1978. 175 с.
14. Ковалев А.П., Лелеев Н.С., Виленский Т.В. Парогенераторы: учебник. М.: Энергоатомиздат, 1985. 207 с.