

## Раздел 8. ГИДРОДИНАМИКА И АЭРОДИНАМИКА ПАРОВОГО

### КОТЛА (6 часов). Разделы РПД 8.1-8.3

#### 8.1. Условия надежной работы элементов котла

Для обеспечения надежной работы котла необходимы:

- непрерывный отвод теплоты от поверхностей нагрева;
- поддержание температуры металла в допустимых пределах при всех

возможных режимах работы котла.

Температура стенки поверхности нагрева определяется из соотношения, °С:

$$t_{ст} = t_{рт} + \beta \mu q \{ [2\delta_{ст}/\lambda_{ст}(\beta + 1)] + (1/\alpha_2) \},$$

где  $t_{рт}$  - температура рабочего тела в данной поверхности нагрева, °С;

$q$  - тепловой поток от греющей среды к рабочему телу, Вт/м<sup>2</sup>;

$\delta_{ст}$  и  $\lambda_{ст}$  - толщина и теплопроводность стенки, м и Вт/(м·К);

$\alpha_2$  - коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к рабочему телу, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\beta$  - отношение наружного диаметра к внутреннему;

$\mu$  - коэффициент растечки теплоты по сечению трубы, вызываемой неравномерностью ее обогрева по периметру.

Для углеродистой стали марки 20 предельно допустимая температура стенки 450 °С. Для стали 12Х1МФ - 585 °С, а стали 1Х18Н12Т - 640 °С.

Из формулы по определению  $t_{ст}$  следует, что при заданных значениях температура стенки зависит от удельной тепловой нагрузки и коэффициента теплоотдачи от стенки к рабочему телу. Повышение тепловой нагрузки приводит к уменьшению площади поверхности нагрева и поэтому всегда целесообразно. Таким образом, для поддержания приемлемой температуры стенки необходимо стремиться к увеличению  $\alpha_2$ , который в основном зависит от скорости потока рабочего тела.

Массовая скорость рабочего тела в элементах котла зависит от нагрузки, а испарительных поверхностей нагрева — и от организации движения пароводяной смеси.

В экономайзерах и пароперегревателях котла вода и пар движутся принудительно, однократно и массовая скорость определяется только нагрузкой и возрастает при ее увеличении. При естественной циркуляции в испарительных поверхностях нагрева и низком давлении скорость пароводяной смеси с ростом нагрузки резко увеличивается, а затем после достижения максимального значения почти стабилизируется вследствие увеличения гидравлического сопротивления при возрастающем паросодержании.

При высоком давлении скорость нарастает медленно и при малой нагрузке может не обеспечить требуемого охлаждения труб экранов. Растопка на скользких параметрах исключает этот недостаток.

В прямоточных котлах скорость пропорциональна нагрузке. При малой нагрузке скорость может оказаться НЕДОПУСТИМО НИЗКОЙ и снижение ее приходится ограничивать примерно 30 % номинальной. В котлах с многократной принудительной циркуляцией в испарительных поверхностях нагрева скорость почти не зависит от нагрузки. Влияние нагрузки на массовую скорость воды и пароводяной смеси в испарительных поверхностях нагрева показано на рисунке 8.1.

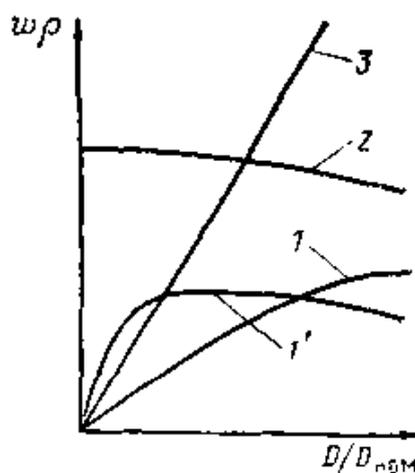


Рисунок 8.1. - Влияние нагрузки котлов на скорость воды и пароводяной смеси: 1 – естественная циркуляция, высокое давление; 1' – естественная циркуляция, низкое давление; 2 – многократно принудительная циркуляция; 3 – прямоточное движение

На коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$  при парообразовании помимо скорости существенно влияет и режим течения пароводяной смеси, т. е. распределение фазовых концентраций по сечению, степень диспергирования фаз, поле скоростей и т.п.

В испарительных поверхностях нагрева котлов с естественной циркуляцией массовое паросодержание на выходе из трубы менее 20 % и  $t_{ст}$  на 15-20 °С выше, чем  $t_{рт}$ . В прямоточных котлах паросодержание по длине труб проходит все значения в пределах  $0 < x < 1$ . На участках труб, когда значение  $x$  сравнительно невелико,  $\alpha_2 = 50-150$  кВт/(м<sup>2</sup>·К) и  $t_{ст}$  близко к  $t_{рт}$ . При некотором паросодержании  $x_{кр}$ , зависящем от давления и интенсивности обогрева, наблюдается резкое повышение температуры стенки. Следовательно, при всех режимах движения потока с ограниченным паросодержанием поверхность нагрева омывается водой, что обеспечивает активное охлаждение стенки. При определенном граничном паросодержании нарушается структура потока, водяная пленка срывается или испаряется, а капли влаги могут и не достигать поверхности. Ухудшение теплообмена наступает раньше достижения  $x_{кр}$  вследствие более высокого давления в пленке, снижающего ее поверхностное натяжение, и при более интенсивном обогреве трубы, ускоряющем испарение влаги.

Начальная граница области ухудшенных режимов теплоотдачи для вертикальных труб при  $q_v = 700$  кВт/м<sup>2</sup> показана на рисунке 8.2.

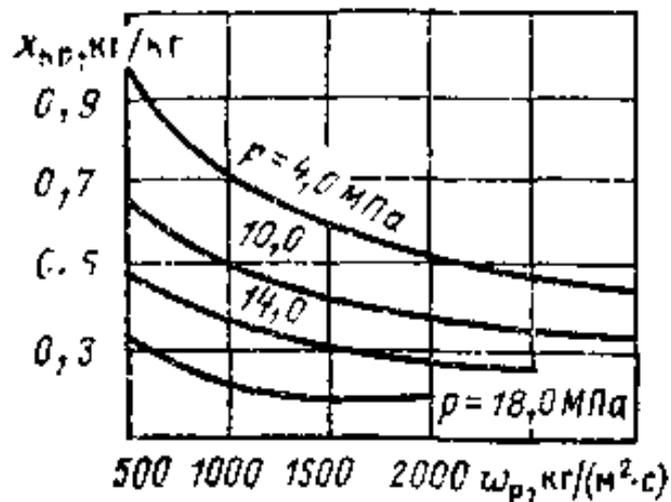


Рисунок 8.2. - Начальная граница области ухудшенных режимов  
теплообмена в  
вертикальных трубах при  $Q/V = 700 \text{ кВт/м}^2$

При  $p > 18 \text{ МПа}$  ухудшенный теплообмен распространяется и на экономайзерный участок. В эксплуатации место перехода в область ухудшенного температурного режима по длине испарительной трубы перемещается, что может привести к тепловой усталости металла. Для уменьшения амплитуды колебания температуры металла ограничивают температурный напор между стенкой и потоком пароводяной смеси в области ухудшенного теплообмена  $\Delta t < 80 \text{ }^\circ\text{C}$  за счет обеспечения достаточной скорости потоков.

В пароперегревателе теплоотдача от стенки к перегретому пару ниже, чем от стенки к пароводяной смеси, и  $\Delta t = (t_{\text{ст}} - t_{\text{пр}})$  значительно выше. Однако при соответствующей скорости пара надежность работы металла труб пароперегревателя может быть обеспечена. Внутренний теплообмен в испарительных горизонтальных трубах малого диаметра мало отличается от теплообмена в вертикальных трубах. При диаметре горизонтальной трубы более 15 мм даже при равномерном обогреве ее по периметру теплообмен несимметричен. На верхней образующей трубе  $\alpha_2$  существенно ниже, чем на нижней, что связано с неравномерным распределением воды и пара по сечению трубы. В пределе с верхней образующей поверхности контактирует пар, а с нижней – вода. В результате расслоение пароводяной смеси вызывает перегрев верхней образующей трубы. Коэффициент теплоотдачи для горизонтальных и слабонаклоненных труб испарительных поверхностей нагрева,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ :  $\alpha_{\text{гор}} = \alpha_{\text{верт}} \cdot 0,02/d$ .

На температурный режим горизонтальных труб сильное влияние оказывает их диаметр, с увеличением которого интенсифицируются расслоение потока пароводяной смеси и интенсивность обогрева. Чем интенсивнее обогрев, тем более важно обеспечить охлаждение верхней поверхности труб за счет большей скорости потока.

## 8.2. Режим, структура и характеристика потока рабочего тела

Нагреваемой средой в элементах котла являются вода, пароводяная смесь, пар и воздух, используемый для горения топлива. В процессе эксплуатации котла изменяются его нагрузка и характеристики потоков указанных сред. При установившемся режиме в пределах допускаемых нагрузок котла имеет место турбулентный режим течения воды, пароводяной смеси и пара, характеризуемый значением числа Рейнольдса  $Re > 5 \cdot 10^3$ .

Скорость однофазного потока воды в экономайзере при неизменной площади проходного живого сечения труб определяется массовым ее расходом, т. е. нагрузкой котла. При движении пароводяной смеси в испарительных поверхностях нагрева и давления ниже критического скорость ее зависит от паросодержания в двухфазной среде и давления, а следовательно, от тепловой нагрузки и организации гидродинамики потока.

С увеличением паросодержания при неизменном проходном сечении испарительной поверхности скорость потока увеличивается пропорционально повышению удельного объема пароводяной смеси. В пароперегревателе при неизменном проходном сечении скорость пара возрастает по мере повышения его температуры и снижения давления.

Внешний обогрев испарительной поверхности нагрева приводит к нагреву воды и образованию в ней пара. Парообразование начинается на участке трубы, где энтальпия воды в слое, прилегающем к стенке, достигает значения, при котором вода закипает при данном давлении. Паровые пузырьки, возникающие на стенке трубы, сначала остаются в контакте со стенкой, а затем, достигнув диаметра 1-2 мм, отрываются от нее. При значительной скорости воды отрыв пузырьков от стенки происходит, главным образом, под действием динамического напора потока.

В зависимости от структуры возникающего двухфазного потока пароводяной смеси изменяются условия охлаждения внутренней поверхности трубы, соответственно и значения  $\alpha_2$  и  $t_{ст}$ .

### 8.2.1. Структура потока пароводяной смеси

В зависимости от паросодержания, скорости и давления структура движущейся пароводяной смеси может иметь различный характер (рисунок 8.3).

**Пузырьковая структура**, при которой мелкие пузырьки пара относительно равномерно распределены по сечению трубы, возникает при небольшом паросодержании и малой скорости пароводяной смеси в вертикальной трубе.

**Снарядная структура**, при которой образуются крупные паровые пузырьки, занимающие среднюю часть сечения трубы и отделенные друг от друга и стенки тонким слоем воды, неустойчива и возникает при увеличении паросодержания и низком давлении. При давлениях более 10 МПа снарядная структура не наблюдается.

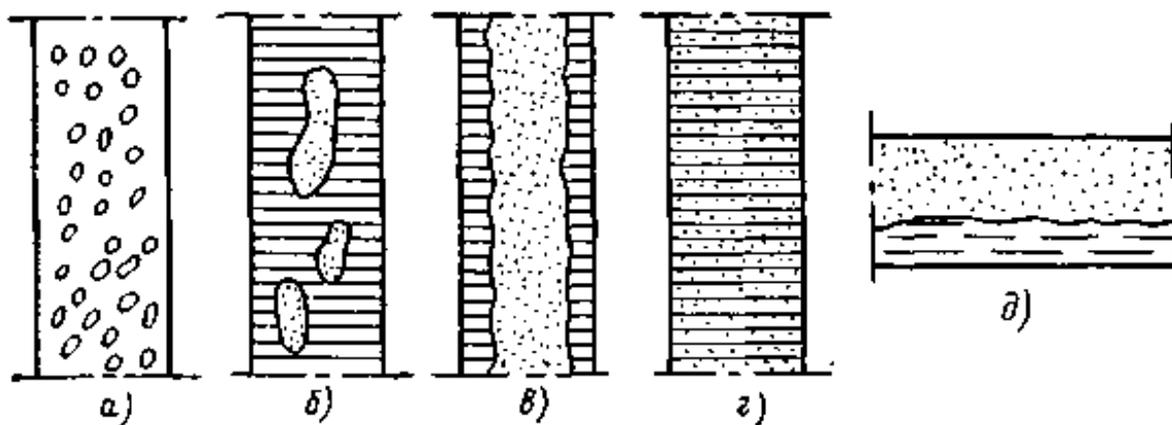


Рисунок 8.3. - Структура пароводяной смеси в трубе: а – пузырьковая; б – снарядная; в – стержневая; г – эмульсионная; д – расслоение потока в горизонтальной трубе

**Стержневая** — структура, при которой в среднем сечении трубы движется сплошной поток пара с взвешенными в нем каплями воды. По стенке при этом движется слой жидкости, толщина которого уменьшается с ростом паросодержания и скорости потока.

**Эмульсионная** — структура, при которой основная масса воды срывается со стенки и уносится в виде капель в потоке пара. На стенке остается тонкая водяная пленка. Такая структура возникает при паросодержании более 90 %, большой скорости пара и высоком давлении.

Из указанных режимов течения пароводяной смеси наилучшие условия охлаждения стенки обеспечиваются при пузырьковой структуре потока, которая обуславливает стабильную работу поверхности нагрева при высоких тепловых нагрузках. В трубах котла в турбулентном потоке профиль скоростей в поперечном сечении характеризуется большим градиентом у стенки. Кривая профиля скоростей для изотермической однофазной жидкости при  $Re < 100\ 000$  меняется по закону

$$w = w_{\text{макс}} (r/r_B)^{1/7},$$

где  $r$  и  $r_B$  - расстояние от стенки и внутренний радиус трубы.

Наличие парообразования усложняет профиль скоростей. При подъемном движении пар обгоняет воду, так как при докритическом давлении плотность пара  $\rho''$ , если давление постоянное, меньше плотности воды  $\rho'$ . Пар, обгоняющий воду при подъемном движении, ускоряет ядро потока по сравнению с периферийными слоями сечения. При опускном движении пароводяной смеси вода опускается с большей скоростью, чем пар, и профиль скорости потока смеси прогибается в местах сосредоточения пара по сечению трубы.

### 8.2.2. Характеристики потоков рабочего тела

В гидравлической системе котла, состоящей из соединенных между собой труб, коллекторов, барабанов и ряда дополнительных устройств, движутся вода, пароводяная смесь и пар [1]. При изучении движения вязкой жидкости воду считают несжимаемой. При движении пароводяной смеси, когда температура воды и пара одинакова и давление почти неизменно, явление сжимаемости также можно не учитывать. Пар при условии небольших изменений давления и температур можно также рассматривать как несжимаемую жидкость. При указанных допущениях для характеристики потока рабочего тела в элементах котла используются следующие основные величины.

$$\text{Массовая скорость потока, кг/(м}^2 \cdot \text{с): } w_p = G/(3600F),$$

где  $G$  - массовый расход рабочего тела в элементе (трубе), кг/ч;

F - площадь сечения элемента (трубы), м<sup>2</sup>;

ρ - плотность рабочего тела, кг/м<sup>3</sup>.

Средняя скорость потока в данном элементе (трубе), м/с

$$W = Gv/(3600F),$$

где v - средний по сечению удельный объем среды, м<sup>3</sup>/кг.

Для пароводяной смеси удобно пользоваться приведенными скоростями воды и пара, представляющими собой отношение объемного расхода воды или пара к полному сечению трубы, м/с:

$$w'_o = Gv'/(3600F); \quad w''_o = Gv''/(3600F).$$

Расход протекающей в трубе пароводяной смеси  $G = G' + G''$ .

Скорость циркуляции, т. е. скорость, которую имела бы вода при температуре насыщения, если бы она протекала через данное сечение трубы при массовом расходе, равном расходу пароводяной смеси, м/с,

$$w_o = (G' + G'')v/(3600F).$$

До начала парообразования эта скорость равна скорости воды.

**Паросодержание** - отношение массы пара в пароводяной смеси к массе смеси:

$$x = G''/(G' + G'') = (w''_o \cdot v') / (w' \cdot v'').$$

Средние значения паросодержания на данном участке трубы

$$x = 0,5(x_n + x_k).$$

Скорость пароводяной смеси можно выразить через приведенные скорости воды и пара или скорость циркуляции:

$$w = w_o \{ 1 + x [(v''/v') - 1] \}.$$

Объемное паросодержание - отношение объемного расхода пара к объемному расходу пароводяной смеси:

$$\beta = G'' \cdot v'' / (G'v' + G''v'') = w''_o / w_{cm} = x / [x + (1 - x)(v'/v'')].$$

Напорное паросодержание:

$$\varphi = f_{\pi} / f = w''_o / w_{\pi} = 1 - (w''_o / w'_o),$$

где  $f_{\pi}$  - сечение трубы, занятое паром, м<sup>2</sup>;

f - полное сечение трубы, м<sup>2</sup>;

$w''_o$  - истинная скорость пара, м/с.

Движение потока пароводяной смеси сопровождается потерей энергии и снижением давления [2]. Общий перепад давления складывается из его потерь на преодоление трения и местных сопротивлений, потерь, связанных с ускорением потока и нивелирной составляющей давления, необходимого для подъема пароводяной смеси на другой уровень.

Для установившегося одномерного потока вязкой жидкости ее движение в вертикальной трубе описывается уравнением Навье-Стокса.

Общий перепад давления на отрезке трубы высотой  $l$  складывается из суммы нивелирной составляющей  $\Delta P_{\text{нив}} = \gamma l$  (Па), то есть перепада давления для подъема жидкости на высоту при постоянном ее удельном весе  $\gamma$ , равного давлению столба жидкости, потерь давления на трение и местные сопротивления, а также потерь давления на ускорение потока  $\Delta P_{\text{уск}} = \rho w (w'' - w')$ . При двухфазном потоке потеря давления на ускорение определяется из выражения:

$$\Delta P_{\text{уск}} = 0,5 \rho w^2 [(\rho' / \rho'') - 1] (x_k - x_n),$$

где  $x_k$  и  $x_n$  - конечное и начальное массовые паросодержания среды на участке.

Потеря давления на трение для однофазного турбулентного потока  $\Delta P_{\text{тр}}$ , Па, определяется по формуле:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_o l \rho w^2 / 2,$$

где  $\lambda_j = \lambda / d_{\text{вм}}$  - приведенный коэффициент трения;

$\lambda$  - коэффициент трения, зависящий от относительной шероховатости поверхности трубы  $k = k' / d$ ;

$l$  - длина участка, м.

Коэффициент трения:

$$\lambda = l / 4 [\lg 3,7 (d / k')]^2,$$

где  $k'$  - абсолютная шероховатость углеродистых и перлитных труб, принимается равной 0,08 мм.

Потеря давления на трение при двухфазном потоке при переменном

паросодержании в нем  $\Delta P_{тр}$ , Па, определяется по формуле:

$$\Delta P_{тр} = 0,5 \lambda_0 w_0^2 \rho' \{1 + x \psi[(\rho'/\rho'') - 1]\},$$

где  $x$  - среднее паросодержание на участке;

$\rho'$  и  $\rho''$  - плотности воды и пара при температуре насыщения, кг/м<sup>3</sup>;

$w_0$  - скорость циркуляции, м/с;

$\psi$  - коэффициент, учитывающий влияние структуры потока.

Например, при паросодержании  $x < 0,7$ , давлении 10 МПа и скорости циркуляции  $w_0 = 1,6$  м/с величина  $\psi = 1,1$ .

Потеря давления за счет местных сопротивлений при однофазном потоке  $\Delta P_m$ , Па, определяется по формуле:

$$\Delta P_m = \xi_m \rho w^2 / 2,$$

где  $\xi_m$  - коэффициент местного сопротивления;

$\rho$  и  $w$  - плотность и скорость среды, кг/м<sup>3</sup> и м/с.

Значения коэффициента  $\xi_m$  зависят от конструктивных особенностей элементов и, например, при входе потока из коллектора в трубы  $\xi_m = 0,7$ .

Потеря давления в местных сопротивлениях при двухфазном потоке, Па, определяется по формуле:

$$\Delta P_m = 0,5 \xi'_m w^2 \rho' \{1 + x[(\rho'/\rho'') - 1]\},$$

где  $\xi'_m$  - условный коэффициент местного сопротивления, определяемый, например, для выхода пароводяной смеси в вертикальные трубы из коллекторов при  $l/d > 80$   $\xi'_m = 1,2$ .

В общем виде перепад давлений, Па, при движении рабочей среды в трубе определяется по формуле:

$$\Sigma \Delta P_{эл} = \Delta P_{тр} + \Sigma \Delta P_m + \Delta P_{кол} + \Delta P_{уск} + \Delta P_{нив},$$

где  $\Sigma \Delta P_{эл}$  - гидравлическое сопротивление в элементе, Па;

$\Delta P_{тр}$  - потеря давления на трение, Па;

$\Sigma \Delta P_m$  - потери давления в местных сопротивлениях, Па;

$\Delta P_{кол}$  - суммарное изменение давления в коллекторах, Па;

$\Delta P_{уск}$  - потеря давления от ускорения потока, Па;

$\Delta P_{нив}$  - нивелирный перепад давлений, Па.

В котлах с естественной циркуляцией движение воды и пароводяной смеси в испарительной системе осуществляется за счет давления, создаваемого разностью массы столба воды в опускных трубах и столба пароводяной смеси в обогреваемых подъемных трубах системы. При этом кратность циркуляции  $k = G_{ц}/D$ , т.е. отношение массы воды, циркулирующей в системе за единицу времени, к массе вырабатываемого пара за то же время составляет 15-100. Движение воды в экономайзере в этих котлах осуществляется при помощи питательного насоса, а пара в пароперегревателях - за счет разницы давлений в барабане котла и паропроводе за котлом.

При этом за счет подвода теплоты в какой-то точке по высоте подъемной трубы происходит закипание воды, в этом случае пароводяная смесь находится выше ее. За счет разности удельных масс воды и пароводяной смеси в опускной и подъемной трубах возникает движение воды вниз, а пароводяной смеси - вверх и устанавливается естественная циркуляция. Создаваемое при этом движущее давление затрачивается на преодоление сопротивлений в системе. Движущее давление циркуляции возникает за счет разности масс столбов воды и пароводяной смеси.

Давление столба пароводяной смеси  $l\gamma_{см}$  можно представить в виде суммы давлений столба воды и столба пароводяной смеси, Па:

$$l\gamma_{см} = l_{эк}\gamma' + l_{пар}\gamma_{см},$$

где  $\gamma_{см}$  - средний по длине паросодержащего участка трубы удельный вес пароводяной смеси (напорный удельный вес смеси), Н/м<sup>3</sup>.

Учитывая, что общая высота контура состоит из экономайзерного и паросодержащего участков  $l = l_{эк} + l_{пар}$ , получаем для движущего давления (напора), Па:

$$S = l_{пар}(\gamma' - \gamma_{см}).$$

Напорный удельный вес пароводяной смеси зависит от истинного объемного паросодержания смеси по длине трубы. Считая, что подвод теплоты обеспечивает равномерное возрастание паросодержания  $\phi$  по длине

трубы, имеем:

$$\gamma_{см} = (1 - \phi)\gamma' + \phi\gamma''.$$

Тогда движущее давление, Па, определяется из выражения:

$$S = l_{пар}\phi_{ср}(\gamma' - \gamma''),$$

где  $\phi_{ср}$  - среднее по всей трубе истинное объемное паросодержание.

Движущее давление преодолевает сопротивление в подъемных и опускных трубах, следовательно:

$$S = Sp_{под} + Sp_{оп},$$

где  $Sp_{под}$  и  $Sp_{оп}$  - суммарные сопротивления в подъемных и опускных трубах, Па.

Разность движущего давления и сопротивления подъемной части циркуляционного контура составляет полезное давление, расходуемое на преодоление сопротивлений опускной части контура:

$$S_{пол} = S - \Sigma P_{под} \quad \text{или} \quad S_{пол} - \Sigma P_{оп} = 0.$$

В котлах с естественной циркуляцией испарительные системы развивают по высоте и выполняют с малым отношением длины трубы к ее диаметру  $l/d$ , равным примерно 200-400. При этом нивелирная потеря давления будет наибольшей и поток воды между параллельно включенными трубами будет распределяться почти пропорционально их тепловой нагрузке, определяющей удельный вес пароводяной смеси в подъемной обогреваемой трубе и, следовательно, движущее давление циркуляционного контура.

### **8.3. Экономайзерный и паросодержащий участки контура**

Вода, поступающая из барабана в опускную систему, обычно нагрета до температуры насыщения. Когда вода в экономайзере недогрета до этой температуры и поступает в барабан вблизи опускных труб, ее недогрев до кипения определяется величиной  $\Delta h_o$ , кДж/кг:

$$\Delta h_o = (h' - h_{эк})/k,$$

где  $h'$  и  $h_{эк}$  - энтальпии воды при температуре насыщения и на выходе из экономайзера, кДж/кг;

$k$  - кратность циркуляции в контуре, кг/кг.

Значение  $k$  в котлах высокого давления (до 14 МПа) составляет 14-6, среднего давления (до 8 МПа) - 30-65.

Общая высота контура  $l$  может быть представлена в виде суммы участков с одинаковым тепловосприятием  $l_1, l_2, l_3, \dots, l_n$ , входного участка до обогрева  $l_{до}$  и выходного необогреваемого участка  $l_{по}$ :

$$l = l_{до} + l_1 + l_2 + \dots + l_{по}.$$

Высота паросодержащего участка контура  $l_{пар} = l - l_{эк}$ , зависит от высоты экономайзерной части подъемных труб  $l_{эк}$ , к которой подводится тепловой поток  $Q_{эк}$ , необходимый для нагрева воды до температурного насыщения.

Высота экономайзерного участка контура определяется из уравнения теплового баланса, которое представляет собой равенство теплоты, подводимой к экономайзерному участку, и теплоты, необходимой для подогрева воды до температуры насыщения в точке закипания. Тепловой поток, кВт, необходимый для нагрева циркулирующей воды до начала испарения при давлении в барабане, когда  $\Delta h_б$ :

$$Q_б = G_{ц} \Delta h_б,$$

где  $G_{ц} = w_0 \rho' f$  - количество воды, циркулирующей в системе, кг/с;

$w_0$  - скорость циркуляции, м/с;

$f$  - площадь проходного сечения подъемных труб, м<sup>2</sup>;

$\rho'$  - плотность воды при температуре насыщения, кг/м<sup>3</sup>.

Парообразование начинается в некоторой точке трубы, где давление  $p_{тз}$  больше давления в барабане  $p_б$  и для закипания воды при давлении  $p_{тз}$  требуется подвести дополнительное количество теплоты, кВт:

$$Q_д = G_{ц} (\partial h' / \partial p) (p_{тз} - p_б),$$

где  $(\partial h' / \partial p)$  - изменение энтальпии воды при повышении давления.

Тепловой поток, подведенный до точки закипания  $Q_т$ , кВт, если считать подвод теплоты по высоте первого участка трубы равномерным, составляет:

$$Q_т = Q_1 (l_{эк} - l_{до}) / l_1,$$

где  $Q_1$  - тепловосприятие первого участка, кВт, определяемое из тепловых расчетов циркуляционного контура;

$l_1$  - его высота, м.

Общий тепловой поток  $Q$ , воспринимаемый испарительной поверхностью нагрева, определяется из теплового расчета. За счет этого теплового потока происходит образование насыщенного пара в количестве  $D$ , кг/с:

$$D = (Q - Q_{\text{ЭК}})/r,$$

где  $r$  - теплота парообразования, кДж/кг.

В экранах котла плотность теплового потока неравномерна по периметру и высоте топки. Эта неравномерность характеризуется коэффициентами неравномерности обогрева стенок топки  $\eta_{\text{ст}}$ , экрана по высоте  $\eta_{\text{в}}$  и контура  $\eta_{\text{ш}}$  по ширине. При этом тепловой поток данного участка контура определяется по формуле:

$$q_i = \eta_{\text{ст}}\eta_{\text{в}}\eta_{\text{ш}}q_{\text{ср}},$$

где  $q_{\text{ср}}$  - средний тепловой поток в циркуляционном контуре. Обычно  $\eta_{\text{ст}} = 0,74-1,2$ ;  $\eta_{\text{в}} = 0,7-1,2$ ;  $\eta_{\text{ш}} = 0,74-1,3$ .

Тепловосприятие рядов труб в испарительном пучке в котлах низкого и среднего давления различно. Лучистый тепловой поток на отдельные ряды труб  $Q_{\text{ли}}$  определяется с учетом угловых коэффициентов  $\chi$ . Конвективный тепловой поток на трубы распределяется пропорционально температурному напору по рядам. Из уравнений суммарного тепловосприятия каждого ряда труб испарительного пучка:  $Q_i = Q_{\text{ли}} + Q_{\text{ки}}$ , и теплового баланса экономайзерного участка трубы:  $Q_{\text{б}} + Q_{\text{д}} = Q_{\text{г}}$  находят значение  $l_{\text{ЭК}}$ . Обычно закипание воды начинается на первом обогреваемом участке.

#### **8.4. Схема расчета циркуляции**

Целью расчета циркуляции в испарительной системе котла является определение скорости воды и пароводяной смеси. Испарительные системы состоят из ряда параллельно включенных элементов, объединяемых коллекторами и барабанами. Циркуляционные контуры могут иметь последовательное или параллельное соединение отдельных обогреваемых участков. Для контуров с последовательным включением участков полезное

давление контура при циркулирующем в нем количестве воды  $G_{ц}$  равен  $\Sigma S_{пол} = S_{пол1} + S_{пол2} + S_{пол3} + \dots$ .

Для контуров с параллельно включенными участками, например для испарительных поверхностей нагрева экрана с несколькими рядами труб, объединенных общим коллектором и барабаном, в каждом ряду устанавливается одинаковое полезное давление с общим количеством циркулирующей воды:

$$G_{ц} = G_{ц1} + G_{ц2} + G_{ц3} + \dots$$

Определить  $G_{ц}$  в контуре можно по скорости циркуляции во входных участках подъемных труб, которые равны  $w_0$ , и их сечению. Следовательно, в начале расчета необходимо знать скорость циркуляции  $w_0$ , определение которой является итоговой целью расчета. Поэтому в начале расчета данного контура приходится ориентировочно задаваться несколькими значениями скорости циркуляции и далее строить гидравлические характеристики при этих значениях  $w_0$ , по которым графически и определяется истинное значение  $w_0$  в данном контуре. Предварительные значения  $w_0$ , м/с, обычно принимаются следующими: для настенных экранов – 0,6; 0,9; 1,2; для двухцветных экранов – 0,9; 1,2; 1,5; для испарительных пучков – 0,4; 0,7; 1,0.

Увеличение скорости циркуляции  $w_0$  приводит к уменьшению полезного давления, так как увеличивается сопротивление опускных труб и снижается объемное паросодержание  $\phi$  в них. Для заданного циркуляционного контура при принятых трех величин  $w_0$  определяют три значения  $S_{пол}$  и  $\Delta p_{оп}$ , затем строят гидравлические характеристики контура - зависимости  $S_{пол}$  и  $\Delta p_{оп}$  от значений  $G$ , определяемых по данному значению  $w_0$  (Рисунок 8.3). На пересечении кривых находится расчетная точка А, для которой  $S_{пол} = \Delta p_{оп}$ . Эта точка соответствует истинному значению  $G$  и истинному полезному давлению контура. По истинному значению  $G$  определяются действительная скорость циркуляции  $w_0$  и кратность циркуляции контура  $k = G_{ц}/D$ , кг/кг. С увеличением тепловой нагрузки кратность циркуляции уменьшается.

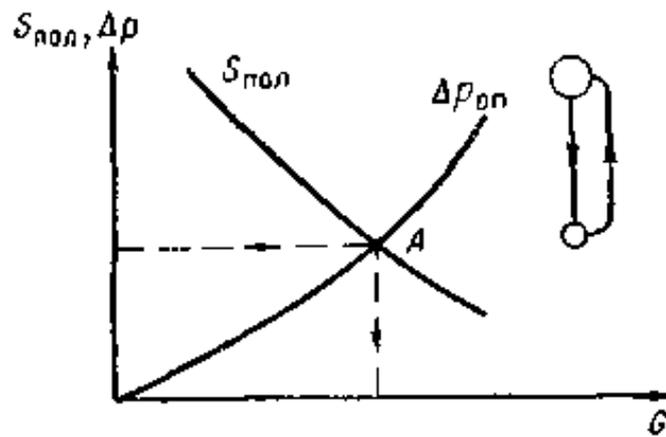


Рисунок 8.3 - Гидравлическая характеристика простого циркуляционного контура

Для испарительного пучка, состоящего, например, из трех рядов труб (Рисунок 8.4), определяется  $S_{\text{пол}}$  и  $\Delta p_{\text{оп}}$  для трех принятых значений  $w_0$  и строятся гидравлические характеристики для каждого ряда труб. Затем, складывая  $G_{\text{ц}}$  для одинаковых значений  $S_{\text{пол}}$  отдельных рядов, строят суммарную кривую  $S_{\text{пол}}^{\text{сум}}$ . Расчетная точка  $A$  находится на пересечении кривых  $S_{\text{пол}}^{\text{сум}}$  и  $\Delta p_{\text{оп}}$ , причем  $\Delta p_{\text{оп}}$  одинаково для всех рядов труб, так как они соединяются общим коллектором и барабаном. Пересечение прямой, проведенной из точки  $A$  параллельно оси абсцисс, с кривыми полезных давлений для каждого ряда определяет расходы воды, циркулирующей через каждый ряд труб пучка. Зная  $G_{\text{ц1}}$ ,  $G_{\text{ц2}}$ ,  $G_{\text{ц3}}$ , находят скорость циркуляции в каждом ряду труб и общую кратность циркуляции.

При уменьшении нагрузки котла кратность циркуляции возрастает, так как движущее давление уменьшается в меньшей степени, чем сопротивление опускных труб. При паропроизводительности котла, равной 50 % номинальной, кратность циркуляции возрастает примерно в 1,6 раза.

После определения расходов  $G_{\text{ц}}$  в отдельных контурах и их элементах следует провести проверку правильности предварительно принятых в расчете скоростей циркуляции, расходов воды и сопротивлений, а также недогрева воды в барабане котла.

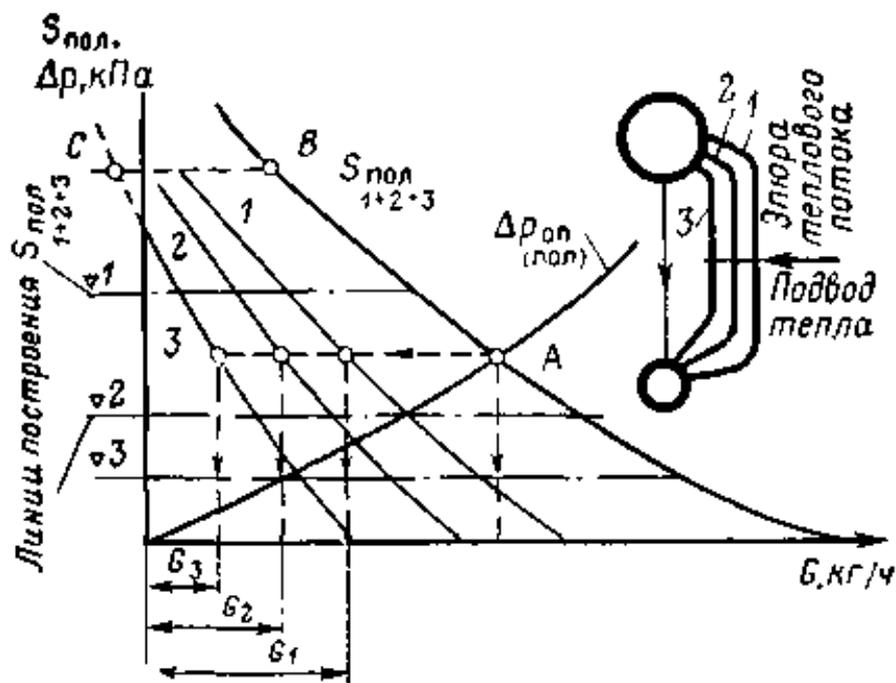


Рисунок 8.4 - Гидравлическая характеристика сложного циркуляционного контура

Недостаточная кратность циркуляции указывает на большое сопротивление опускных труб контура и необходимость его уменьшения.

### 8.5. Надежность циркуляции

При однофазном потоке надежное охлаждение обогреваемых труб обеспечивается устойчивым движением среды при скорости, определяющей необходимое значение  $\alpha_2$ . При двухфазном потоке для хорошей теплоотдачи от стенок труб необходимо непрерывное смачивание металла водой. Наличие непрерывно текущей водяной пленки на стенке испарительной трубы сохраняется при пузырьковой структуре двухфазного потока. Такая структура потока возникает при определенном предельном паросодержании  $x_{кр}$  и удельном тепловом потоке  $q_{пр}$ . Например, при давлении 10-14 МПа и плотности теплового потока  $q = 700 \text{ кВт/м}^2$   $x_{кр} = 0,5$ .

При высоком паросодержании и больших тепловых нагрузках возникает эмульсионная структура потока, при которой водяная пленка на поверхности трубы уменьшается и срывается. В этом случае необходимое значение  $\alpha_2$  может быть обеспечено за счет высоких скоростей потока.

Выполнение требований надежного охлаждения различных

поверхностей нагрева усложняется гидравлической и тепловой неравномерностью работы параллельно включенных труб, связанных с рядом их конструктивных особенностей и условий эксплуатации. В котлах с естественной циркуляцией при относительно малом паросодержании пароводяной смеси в испарительных поверхностях нагрева основной причиной перегрева труб являются нарушения нормального гидравлического режима.

#### *8.5.1. Тепловая и гидравлическая неравномерность в трубах поверхностей нагрева*

В параллельно включенных трубах поверхностей нагрева может возникать неравномерность тепловосприятия и распределения воды и пароводяной смеси, а вследствие этого устанавливается неодинаковый температурный режим металла труб. Тепловая и гидравлическая неравномерность характеризуется рядом коэффициентов.

##### **Коэффициент температурной разверки:**

$$\rho_T = t_k^T / t_k = 1 + (\delta t_T / t_k),$$

где  $t_k^T$  и  $t_k$  - средние температурные среды в элементе циркуляционной системы и среды из разверенной трубы, °С;

$\delta t_T$  - превышение температуры среды в наиболее нагретой трубе над средней температурой среды, °С.

##### **Коэффициент тепловой разверки:**

$$\rho_q = \Delta h_1 / \Delta h_{Эл} = 1 + \delta h_T / \Delta h_{Эл},$$

где  $\Delta h_1$  и  $\Delta h_{Эл}$  - приращения энтальпии в отдельной трубе и среднее в элементе, кДж/кг;

$\delta h_T$  - превышение приращения энтальпии в разверенной трубе над средним превышением энтальпии в элементе, кДж/кг.

Если в предшествующих элементах среда перемещалась не полностью, превышение приращения энтальпии в разверенной трубе над средней энтальпией, выходящей из элемента, составляет:

$$\delta h_T = \Delta h_{Эл}(\rho_q - 1) + a\Delta h',$$

где  $\Delta h'$  - разность энтальпий среды на выходе из развернутой трубы предшествующего элемента, кДж/кг;  $\alpha$  - коэффициент, учитывающий неполноту перемешивания в предшествующем элементе.

При полном перемешивании или при одностороннем входе в коллектор принимают  $\alpha = 0$ . При двустороннем подводе и при малом количестве подводящих труб  $\alpha = 0,5$ . При проходном коллекторе или большом числе подводящих труб  $\alpha = 1$ .

#### **Коэффициент гидравлической разверки:**

$$\rho_r = G_r / G_{cp},$$

где  $G_r$  и  $G_{cp}$  - расходы среды в развернутой трубе и средний в трубах элемента.

#### **Коэффициент неравномерности тепловосприятия:**

$$\eta_q = q_r / q_{эл},$$

где  $q_r$  и  $q_{эл}$  - удельное тепловосприятие в развернутой трубе и среднее удельное тепловосприятие элемента.

#### **Коэффициент конструктивной нетождественности:**

$$\eta_k = H_r / H_{cp},$$

где  $H_r$  и  $H_{cp}$  - площадь поверхности нагрева отдельной трубы и средняя площадь поверхности трубы в данном элементе.

Коэффициенты гидравлической разверки  $\rho_r$  и неравномерности связаны между собой при одинаковом диаметре труб и без учета изменения давления в коллекторе выражением:

$$\rho_r (\eta_r)^{0,5} = \{ [1 - (\delta \Delta p_{нив} / (\Delta p_{тр} - \Delta p_m))] (v_{cp} / v_r) \}^{0,5},$$

где  $\delta \Delta p_{нив} = \Delta p_{нив\ r} - \Delta p_{нив}$  - разность нивелирных давлений в развернутой трубе и в элементе, Па;

$\Delta p_{тр}$  и  $\Delta p_m$  - потери в элементе от трения и местных сопротивлений, Па;

$v_{cp}$ ,  $v_r$  - средние удельные объемы среды в элементе и развернутой трубы, м<sup>3</sup>/кг.

Гидравлическая разверка и вследствие этого неравномерность распределения рабочей среды по отдельным трубам возникает в результате

нетождественности работы параллельно включенных труб из-за различия их гидравлического сопротивления. В некипящих экономайзерах при движении в трубах однофазной среды коэффициент гидравлической разверки не превышает значения 0,9.

Гидравлическая разверка проявляется главным образом в испарительной зоне прямоточных котлов и в кипящих экономайзерах, в зоне резкого изменения удельных объемов среды.

Тепловая разверка вызывается неодинаковыми тепловыми нагрузками параллельно включенных труб и зависит от их гидравлической разверки. Влияние на распределение рабочей среды в системе параллельных труб, объединенных коллекторами, оказывает схема подачи рабочей среды во входные коллекторы отвода ее из выходных коллекторов.

В испарительных системах прямоточных котлов и котлов с многократной циркуляцией, а также в экономайзерах влиянием изменения давления по длине коллекторов пренебрегают.

Коэффициенты тепловой и гидравлической разверок связаны выражением

$$\rho_q = \eta_k \cdot \eta_T / \rho_r.$$

Когда элементы имеют тепловую разверку и нарушение их надежности не связано с нарушением гидравлического режима, опасными являются наиболее обогреваемые трубы с меньшим расходом среды.

Если максимальные значения коэффициентов неравномерности  $\eta_k$  и  $\eta_T$  и минимальное значение  $\eta_r$  могут приходиться на одни и те же трубы, необходимо проверить надежность их работы при тепловой разверке, определенной при совмещении всех видов неравномерности.

В указанных далее случаях нарушений нормального гидравлического режима ненадежными могут являться трубы с наименьшим тепловосприятием; в этих случаях коэффициент тепловой разверки следует определить для наименее обогреваемой трубы при наименьшем значении  $\rho_r$ .

#### *8.5.2. Застой и опрокидывание циркуляции*

При некоторых режимах работы испарительных поверхностей нагрева

пароводяная смесь в обогреваемых подъемных трубах может остановиться или пойти вниз, а не вверх.

Режим медленного движения воды вверх или вниз, а пара вверх, при котором возможен застой паровых пузырей в отдельных участках трубы - отводы, гибы и пр., называется застоём циркуляции. В испарительной трубе, выведенной в паровое пространство барабана, при прекращении движения воды вследствие недостаточности полезного давления (напора) может образоваться свободный уровень воды, выше которого медленно движется насыщенный или перегретый пар.

Движение пароводяной смеси вниз в подъемной трубе называется опрокидыванием циркуляции. При этом появляется скопление в трубе пара, который не может преодолеть динамическое воздействие движущегося вниз потока воды и увлекается вместе с ним, не выходя в верхний барабан или коллектор.

Для выяснения причин образования явлений застоя и опрокидывания циркуляции рассмотрим гидродинамические характеристики испарительной системы, состоящей из трех параллельно включенных рядов труб с различным тепловосприятием (Рисунок 8.4). При этом примем, что в подъемные трубы поступает вода, нагретая до температуры насыщения.

Как было показано ранее, гидродинамическая характеристика каждого ряда труб будет различна в зависимости от объемного паросодержания, определяемого удельной тепловой нагрузкой, причем полезное давление будет меньше в ряду труб с меньшим тепловосприятием. При некоторых тепловых нагрузках может оказаться, что для наименее теплонагруженного ряда труб пересечение характеристики этого ряда труб ординатой, определяющей  $S_{\text{пол}}$  всей системы, произойдет при значении  $G_u$ , а следовательно, и  $w_o$ , равном или меньшем нуля. Поэтому, в трубах этого ряда при некоторых малых тепловых нагрузках будет иметь место застой или опускное движение потока пароводяной смеси. Оба режима неустойчивы и опасны, так как образование паровых объемов в трубе, что возможно и при

малой скорости опускного движения потока, ухудшает охлаждение поверхности трубы вследствие резкого снижения  $w_0$ .

Существенно влияет на гидродинамический режим циркуляционного контура относительная скорость пара в пароводяной смеси. При подъемном движении потока пар значительно опережает воду, что при неизменной паропроизводительности приводит к уменьшению напорного истинного объемного паросодержания в трубе:

$$\varphi = C \cdot \beta,$$

где  $C = w_{см}/w''$  - коэффициент пропорциональности.

Из соотношения  $w''/w' = (1 - \varphi)xv''/(1 - x)v'\varphi$  видно, что при подъемном движении увеличение  $w''/w'$  приводит к уменьшению  $\varphi$  и, следовательно, к увеличению  $\gamma_{см}$  и уменьшению движущего давления. При опускном движении пароводяной смеси  $w'' < w'$ , что увеличивает  $\varphi$ , снижает  $\gamma_{см}$ , давление увеличивается. Следовательно, при подъемном движении при прочих равных условиях движущее давление относительно уменьшается, а при опускном - увеличивается.

Такой характер изменения  $\varphi$  определяет возникновение явлений опрокидывания циркуляции при тепловых нагрузках, меньших, чем без его учета.

Во избежание опасных режимов циркуляции следует ограничивать сопротивление опускных труб так, чтобы полезное давление подъемных труб не превышало некоторого предельного значения. Следовательно, застоя циркуляции не будет, если  $S_{пол} < S_3$ , где  $S_3$  — давление при застое, Па, который при необогреваемом участке трубы  $l_{по}$ , составляющем не более 15 % обогреваемой высоты трубы, определяется по формуле:

$$S_3 = (l_{об} + l_{по})\varphi_{з\text{ ср}}(\gamma' - \gamma''),$$

где  $l_{об}$  - сумма высот паросодержащих элементов, м;

$l_{по}$  - высота участка после обогрева, м;

$\varphi_{з\text{ ср}}$  - среднее истинное напорное паросодержание застоя в трубе, Па;

$\gamma'$ ,  $\gamma''$  - удельный вес воды и пара в пароводяной смеси, Н/м<sup>3</sup>.

Истинное паросодержание застоя  $\varphi_3$  определяется для наименее обогреваемой трубы с учетом коэффициентов неравномерности тепловосприятости трубы  $\eta_T$  и конструктивной нетождественности  $\eta_K$  для минимальной приведенной скорости пара:

$$w_{от} = \eta_T \eta_K w''_{о\ эл} / n,$$

где  $w''_{о\ эл}$  - средняя приведенная скорость пара в обогреваемом элементе, м/с;  
 $n$  - общее число ходов в элементе.

По условиям безопасности вводится запас и принимается:

$$S_{заст} / S_{пол} > 1,1 \quad (1,2).$$

Коэффициент 1,2 принимается в тех случаях, когда имеются основания ожидать отклонений условий работы от расчетных.

Проверка появления свободного уровня производится по формуле:

$$(S_{заст} - \Delta p_{ву}) / S_{пол} > 1,1 \quad (1,2),$$

где  $\Delta p_{ву}$  - потеря давления на подъем пароводяной смеси выше уровня воды в барабане, Па, определяемая по формуле:

$$\Delta p_{ву} = l_{ву} (1 - \varphi_{заст}) (\gamma' - \gamma'').$$

Здесь  $l_{ву}$  - высота трубы над средним уровнем воды в барабане, м;

$\varphi_{заст}$  - паросодержание застоя, определяемое для конечной скорости пара в трубе.

Опрокидывания циркуляции не произойдет, если  $S_{пол} < S_{опр}$ , где  $S_{опр}$  - давление при опрокидывании циркуляции, определенное при минимальной скорости пароводяной смеси в слабо обогреваемой трубе, Па:

$$S_{опр} = S^{уд}_{опр} (1 - l_{по})$$

Здесь  $S^{уд}_{опр}$  - удельное давление опрокидывания, определяемое по средней приведенной скорости пара в слабообогреваемой трубе, Па. Значения  $S^{уд}_{опр}$  для труб с различными коэффициентами сопротивления приведены в [2].

Вводя коэффициент запаса, получаем выражение для проверки недопущения опрокидывания:

$$S_{опр} / S_{пол} > 1,1 \quad (1,2).$$

При вводе пароводяной смеси в паровое пространство барабана

опрокидывание циркуляции невозможно и проверка необходима только на застой и образование свободного уровня воды в испарительной трубе. Когда пароводяная смесь подведена под уровень воды в барабане, возможны застой, образование свободного уровня и опрокидывание циркуляции.

### 8.5.3. Надежность движения потока в опускных трубах

Нормальное поступление воды в опускные трубы может нарушиться при захвате вместе с водой пара из барабана, появлении в трубах пара вследствие образования вихревых воронок над их входными сечениями, а также при закипании воды в обогреваемых опускных трубах. Наличие пара в опускной системе уменьшает массу среды в ней и может рассматриваться как дополнительное сопротивление циркуляционного контура. Уменьшение давления среды в опускных трубах,  $P_a$ , при наличии в ней пара определяется по формуле:

$$\Delta S_{\text{нив}} = \varphi_{\text{оп ср}} \cdot l(\gamma' - \gamma''),$$

где  $\varphi_{\text{оп ср}}$  - среднее напорное паросодержание в опускных трубах;

$l$  - высота опускных труб, м.

Определяющим фактором захвата пара из барабана является скорость воды. При наличии в барабане перегородок, разделяющих подъемные и опускные трубы, если скорость воды в барабане составляет 0,2 м/с при давлении 10 МПа, захват пара имеет место при  $\varphi_{\text{оп ср}} \approx 0,05$ . Захват пара в опускные трубы при присоединении их к нижним барабанам котла, а также к верхним барабанам многобарабанных котлов, в которые пароводяная смесь вводится в небольшом количестве, практически не имеет места.

На входе воды из барабана в опускную трубу при большой скорости может образоваться воронка, глубина которой сравняется с уровнем воды в барабане, в результате чего пар будет захватываться в опускные трубы. Для предотвращения образования такой воронки скорость воды на входе в опускные трубы должна удовлетворять условию  $w_{\text{оп}} < 0,4$  м/с.

Нагретая в экономайзере питательная вода имеет энтальпию, близкую к энтальпии насыщения при данном давлении в барабане, поэтому возможно

вскипание (кавитация) в месте ввода воды в трубы. Кавитация наступает, когда давление во входном сечении опускной трубы  $p_{вх}$  становится меньше, чем давление пара в барабане. Для предотвращения кавитации необходимо, чтобы соблюдалось условие  $p_{вх} < p_б$ ; это будет иметь место при давлении, создаваемом уровнем воды над опускной трубой, большим, чем потеря давления на сопротивлении входа воды в трубу при данной скорости.

Давление на входе воды в опускные трубы, МПа:

$$p_{вх} = p_б + l_{оп}\gamma' \cdot 10^{-6} - 0,5\xi\rho'w_{оп}^2 \cdot 10^{-6}.$$

Коэффициент сопротивления входа можно принять  $\xi = 1,5$ . Тогда следует, что для предотвращения кавитации должно быть соблюдено условие  $l_{оп} \geq 1,5\rho' w_{оп}^2 / 2\gamma'$ .

#### 8.5.4. Надежность циркуляции при нестационарных режимах

В эксплуатации котлов при резких изменениях нагрузки, расхода топлива, давления и уровня воды в барабане котла возникают нестационарные режимы, влияющие на надежность циркуляции. При этом могут возникать застои и опрокидывание циркуляции в наименее обогреваемых трубах. При падении давления возникает парообразование в опускных трубах, увеличивающее их сопротивление. Резкое падение давления возможно, например, при увеличении расхода пара и недостаточном тепловыделении в топке. Падение давления в системе вызывает выделение дополнительной теплоты за счет теплоты, аккумулированной трубами, и теплоты перегрева воды. В подъемной трубе эта теплота расходуется на испарение воды и составляет:

$$Q_{экр} = [G_м c_м (\partial t' / \partial p) + V_в \rho' (\partial h / \partial p)] (\partial p / \partial \tau),$$

где  $G_м$  и  $c_м$  - масса и теплоемкость металла трубы;

$\partial t' / \partial p$  и  $\partial h / \partial p$  - изменения температуры и энтальпии воды на линии насыщения понижением давления;

$\partial p / \partial \tau$  - изменение давления среды во времени;

$V_в$  - объем воды.

В опускной трубе также выделяется дополнительная теплота, часть

которой пойдет на нагрев воды до кипения при давлении в нижней части трубы, а оставшаяся теплота — на парообразование. Расход теплоты на нагрев воды до кипения определяется по формуле:

$$Q_{\text{дог}} = G (\partial h / \partial p) [l_{\text{оп}} - (\Delta p_{\text{оп}} / \gamma')] \cdot \gamma',$$

где  $l_{\text{оп}}$  и  $\Delta p_{\text{оп}}$  - высота и сопротивление опускаемых труб.

При повышении давления вследствие аккумуляции теплоты в пароводяной смеси уменьшается парообразование, увеличивается его неравномерность в подъемных трубах. Резкое повышение нагрузки при неизменном тепловыделении в топке потребует для повышения температуры металла и энтальпии пароводяной смеси затраты дополнительной теплоты, вследствие чего уменьшится парообразование в подъемной трубе и снизится давление циркуляции.

При падении давления кипение в опускаемых трубах не допускается при скоростях в них 0,8 м/с, а во всасывающих трубопроводах котлов с многократнопринудительной циркуляцией - при любых значениях скоростей.

Наибольшая возможная скорость изменения давления в первую минуту после нанесения возмущения при давлении в котле 2-10 МПа составит примерно 0,008-0,03 МПа/с. Через 5 мин после нанесения возмущения скорость падения давления снижается в 2 раза, а через 10 мин - в 4 раза по отношению к скорости в парную минуту. При значительной скорости потока (большей 0,8 м/с) в опускаемых трубах возникающие при падении давления пузырьки пара увлекаются из опускаемых в подъемные трубы, и нарушения нормальной циркуляции в контуре не происходит. При малых скоростях потока закипание воды в опускаемых трубах недопустимо, так как может привести к застою и опрокидыванию циркуляции.

Максимальная скорость подъема давления должна быть не больше 0,01-0,03 МПа/с для среднего давления и 0,04-0,08 МПа/с для высокого и сверхвысокого давления.

## **8.6. Аэродинамика газовоздушного тракта котла**

### *8.6.1. Системы газовоздушного тракта*

Нормальная работа котла возможна при условии непрерывной подачи в топку воздуха, необходимого для горения топлива, и удаления в атмосферу продуктов сгорания после их охлаждения и очистки от твердых частиц. Схемы организации подачи воздуха в топку и перемещения продуктов сгорания в газоходах котла показаны на рисунке 8.5.

В системе с естественной тягой (рисунке 8.5, а) сопротивления движению потока воздуха и продуктов сгорания преодолеваются за счет разности давлений воздуха, поступающего в топку, и продуктов сгорания, удаляемых через дымовую трубу в атмосферу. В этом случае весь газовоздушный тракт находится под разрежением. Эта система применяется в котлах малой мощности при малых сопротивлениях движению потоков воздуха и продуктов сгорания. В системе, представленной на рисунке 8.5, б, сопротивления воздушного и газового трактов преодолеваются за счет разрежения, создаваемого дымососом и трубой. Такая система применяется в котлах малой мощности, работающих на газе и мазуте и не имеющих воздухоподогревателя. В системе, представленной на рисунке 8.5, в, подача воздуха в топку осуществляется вентилятором, а продукты сгорания удаляются дымососом. В этом случае воздушный тракт находится под давлением, а газовый тракт под разрежением. При наличии различных сопротивлений движению в системе параллельных потоков воздуха применяется подача его в каждый поток индивидуальными вентиляторами, что уменьшает общий расход электроэнергии на их привод (рисунке 8.5, г).

При применении рециркуляции части воздуха, подогретого в воздухоподогревателе, для повышения температуры воздуха перед входом в последний или при подаче части продуктов сгорания в топку для снижения температуры в ней система газовоздушного тракта усложняется дополнительными вентиляторами и дымососами. Системы, представленные на рисунке 8.6, в и г, применяются преимущественно в современных котлах

средней и большой мощности.

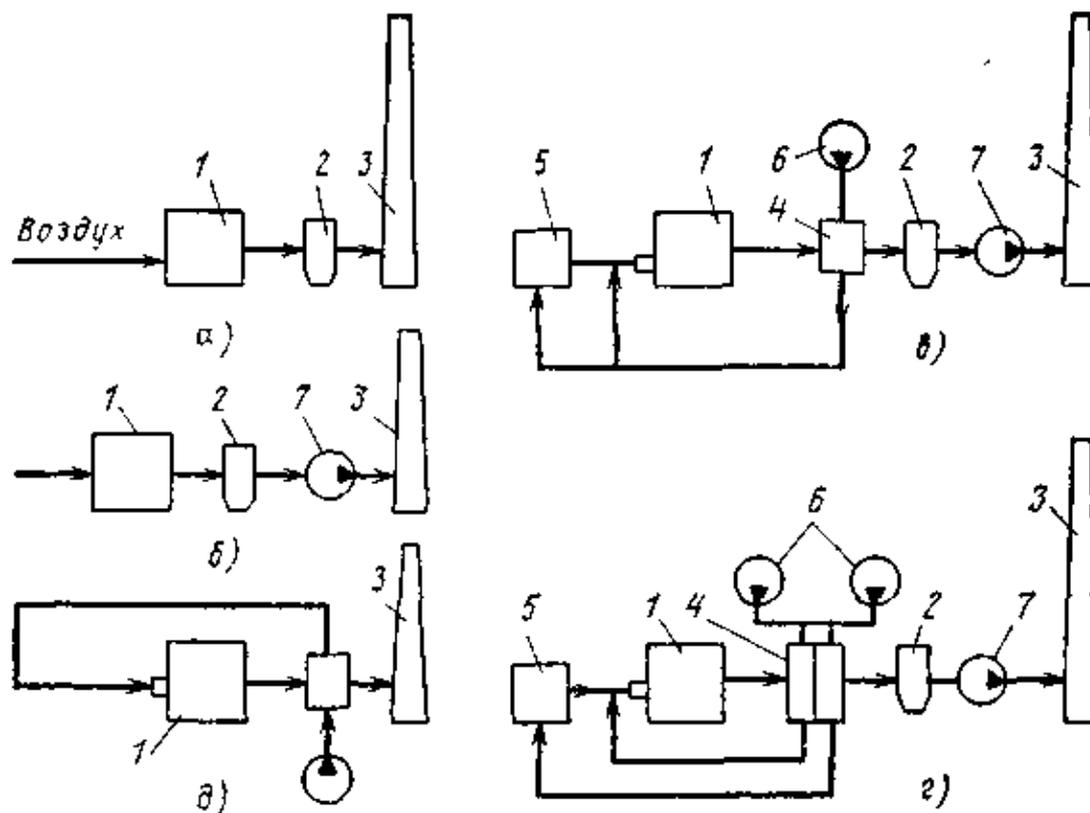


Рисунок 8.5 - Схемы газозудного тракта котлов: а – система с естественной тягой, создаваемой дымовой трубой; б – система с подачей воздуха и удалением продуктов сгорания дымососом и трубой; в – система с подачей воздуха вентилятором и удалением продуктов сгорания дымососом и трубой; г – система с подачей воздуха раздельно в пылеприготовительную установку и топку двумя вентиляторами и с удалением продуктов сгорания дымососом и трубой; д – система с подачей воздуха вентилятором и с удалением продуктов сгорания за счет давления в газовом тракте; 1 – котел; 2 – золоуловитель; 3 – дымовая труба; 4 - воздухоподогреватель; 5 – пылеприготовительная установка; 6 – вентилятор; 7 – дымосос

В системе, на рисунке 8.5, д, сопротивления воздушного и газового тракта преодолеваются вентилятором. При этом газоходы напорного котла находятся под давлением. Такая система используется для котлов, работающих на газе и мазуте.

Актуальной проблемой является использование технологических газов (коксового или доменного) низких давлений в напорных котлах, вместо дорогостоящего природного газа. При этом применение компрессионных дожимателей газов требует значительных затрат электроэнергии. Для напорного котла в энергоучастке паросилового цеха ОАО «ММК» на кафедре ТиЭС МГТУ разработан проект [3] частичного замещения природного газа коксовым, при повышении его давления в газоструйном компрессоре, за счет избыточного давления природного газа перед газораспределительным пунктом.

При всех системах газозвоздушного тракта охлажденные продукты сгорания должны проходить очистку от частиц уноса и желательно от токсичных газов и удаляться наружу высокими дымовыми трубами, что способствует их рассеиванию в атмосфере.

#### *8.6.2. Аэродинамические сопротивления*

Движение реального потока дымовых газов и воздуха в котле представляет [4] собой сложный случай турбулентного движения сжимаемой жидкости при неадиабатных условиях. В процессе движения потока газов и воздуха в газоходах и поверхностях нагрева котла изменяются температура, плотность и давление газа. В общем случае движение вязкой и теплопроводящей жидкости описывается уравнением Навье-Стокса, уравнением сплошности, уравнением переноса теплоты и термодинамическими уравнениями, характеризующими состояние среды и зависимость ее энтальпии от давления и температуры.

При малых перепадах давлений, малых скоростях установившегося движения и неизменной температуре продукты сгорания и воздух на элементарных участках газозвоздушного тракта могут рассматриваться как идеальные, несжимаемые и невязкие газы. Тогда энергетический баланс для элементарной струи таких газов может быть выражен уравнением Бернулли:

$$z\rho g + 0,5w^2\rho + p = \text{const},$$

где  $z$  - геометрическая высота центра тяжести данного сечения потока;

$0,5w^2\rho$  - удельная кинетическая энергия потока на данном уровне, отнесенная к секунднему массовому расходу;

$w$  - скорость потока;

$\rho$  - плотность потока;

$p$  - энергия давления или потенциальная энергия потока.

Движение газов в газоздушном тракте сопровождается потерей энергии, затрачиваемой на преодоление действия сил турбулентного трения потока газа о твердые поверхности и между слоями потока. На преодоление трения при движении потока необходимо располагать избыточным давлением, которое уменьшается по мере прохождения потока через данный элемент тракта.

На основе уравнения Бернулли в инженерной практике перепад полных давлений на участке тракта между уровнями I и II, Па, определяется по формуле:

$$\Delta p_{\text{п}} = (p_{\text{ст}} + p_{\text{д}})_{\text{I}} - (p_{\text{ст}} + p_{\text{д}})_{\text{II}} = \Delta p - p_{\text{с}},$$

где  $p_{\text{д}} = w^2\rho/2$  - динамическое давление (скоростной напор), Па;

$p_{\text{ст}} = p - (p_0 - p_a)zg$  - статическое давление, т.е. разность между абсолютным давлением  $p$  на данном уровне  $z$  и абсолютным атмосферным давлением  $p_0$  на том же уровне, Па;

$\Delta p$  - сопротивление участка, Па;

$p_{\text{с}} = (z_2 - z_1)(\rho_a - \rho)g$  - самотяга, Па;

$\rho$  и  $\rho_a$  - плотности движущейся среды и атмосферного воздуха.

Физически самотяга объясняется тем, что подъем потока газа с начального уровня на некоторую высоту сопровождается опусканием такого же объема воздуха с этой высоты до начального уровня. В результате затрата работы на подъем газа сопровождается получением работы за счет опускания такого же объемного количества воздуха с той же высоты. При равных температурах газа и атмосферного воздуха затрата работы на подъем газа компенсируется работой, совершаемой при опускании воздуха, и результирующая работа равна нулю. Если температура газа выше температуры

атмосферного воздуха и плотность его ниже, чем у воздуха, то работа, затрачиваемая на подъем газа, меньше работы, совершаемой при опускании того же объема воздуха, и избыточная работа может быть затрачена на преодоление сопротивлений движению газа.

Соответственно самотяга газового тракта, Па:

$$p_c = L_d (\rho_a - \rho_r)g,$$

где  $L_d$  - высота подъема газа от начального до конечного уровня, м.

При движении газа вверх самотяга уменьшает перепад полных давлений, при движении вниз - увеличивает. При равенстве плотностей газа и атмосферного воздуха, а также в горизонтальных газоходах самотяга равна нулю.

Сопротивление, возникающее при движении потока газов, состоит из сопротивления трения при течении потока в прямом канале постоянного сечения, в том числе при продольном омывании пучка труб; местных сопротивлений, связанных с изменением формы или направления потока, которые условно считают сосредоточенными в одном сечении и не включающими сопротивление трения; сопротивления поперечно оmyваемых пучков труб, в которых отдельно сопротивление трения и местные сопротивления определить нельзя. Сопротивление трения пропорционально длине газохода, коэффициенту трения и кинетической энергии потока и обратно пропорционально сечению газохода. Местные сопротивления определяются [5] геометрической конфигурацией участка газохода и пропорциональны кинетической энергии потока.

Сопротивление трения для изотермического потока, т.е. при постоянной его плотности и вязкости, Па, определяется по формуле:

$$\Delta p_{тр} = \lambda(l/d_3)(w^2 \rho/2),$$

где  $\lambda$  - коэффициент сопротивления трения, который зависит от относительной шероховатости стенок канала и числа Re;

$l, d_3$  - длина и эквивалентный диаметр канала, м;

$w$  - скорость потока, м/с;

$\rho$  - плотность газа, кг/м<sup>3</sup>.

При наличии теплообмена между потоком и ограничивающими его поверхностями плотность и вязкость газа изменяются по длине и сечению канала, в связи с чем, в расчет вносится температурная поправка. Для определения сопротивления трения шероховатых труб в условиях теплообмена, Па, используется формула:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda(1/d_3)(w^2\rho/2) \cdot \{2/[(T_{\text{ст}}/T) + 1]^{0,5}\}^2,$$

где  $T_{\text{ст}}$  и  $T$  - средние по участку газотока температуры стенки и текущей среды, К.

Значения  $\lambda$  в зависимости от числа  $Re$  и относительной шероховатости стенок приведены в [5]. При ламинарном движении потока, когда  $Re < 2 \cdot 10^3$ , коэффициент сопротивления не зависит от шероховатости и определяется по формуле:

$$\lambda = 64/Re.$$

Для технических гладких труб и значений  $Re = (4 \div 100) \cdot 10^3$  коэффициент сопротивления трения может определяться по формуле Блазиуса:

$$\lambda = 0,316/Re^{0,25}.$$

Местное сопротивление условно считается сосредоточенным в определенном сечении газотока; в действительности потеря энергии потока, вызванная изменением формы или направления газотока, происходит на относительно длинном участке газотока. Поэтому принято, что местное сопротивление представляет собой разность между фактической потерей энергии на этом участке и потерей, которая имела бы место от трения при неизменной форме и направлении газотока.

Все местные сопротивления, в том числе и при наличии теплообмена, Па, определяются по формуле:

$$\Delta p_{\text{м}} = \xi w^2\rho/2,$$

где  $\xi$  - коэффициент местного сопротивления.

Значения  $\xi$  меняются в широких пределах в зависимости от конфигурации газотока. Для наиболее часто встречающихся типов местных

сопротивлений значения  $\xi$  приведены в [5].

Сопротивление пучков труб при поперечном их омывании, при отсутствии и наличии теплообмена определяется по формуле:

$$\Delta p_{\text{пуп}} = \xi w^2 \rho / 2.$$

Значение коэффициента местного сопротивления в данном случае зависит от количества рядов труб, их расположения и числа  $Re$ . Скорость потока  $w$  определяется для самого сжатого сечения газотока. Для пучка с коридорным расположением труб:  $\xi = \xi_0 \cdot z_2$ , где  $z_2$  - количество рядов труб по глубине пучка;  $\xi_0$  - коэффициент сопротивления на один ряд труб, зависящий от величин  $S_1/d$ ,  $S_1 - (d/s_2) - d = \psi$  и от числа  $Re$ . Здесь  $S_1$  и  $S_2$  - шаги труб по ширине и глубине пучка, м;  $d$  - наружный диаметр труб, м.

$$\text{При } S_1 \leq S_2 - \xi = 1,52(S_1/d)^{0,5} \cdot \psi^{-0,2} \cdot Re^{-0,2}.$$

$$\text{При } S_1 \geq S_2 - \xi = 0,32[(S_1/d) - 1]^{-0,5} \cdot (\psi - 0,9)^{0,68} \cdot Re^{-0,2/\psi^2}.$$

Для пучка с шахматным расположением труб  $\xi = (z_2 + 1)\xi_0$ ,

где  $z_2$  - число рядов труб по глубине пучка;

$$\xi_0 = C_s Re^{-0,27},$$

где  $C_s$  - коэффициент формы пучка, зависящий от отношений  $S_1/d$  и  $\varphi = S_2 - (d/S'_2) - d$ , причем  $S'_2 = (0,25S_1^2 - S_2^2)^{0,5}$  - диагональный шаг труб, м.

Для шахматных пучков труб с  $S_1/d > 2,0$  и  $C_s = 3,2$ .

Перепад полных давлений по газовому тракту, Па, при искусственной тяге определяется по формуле:

$$\Delta p_{\text{п}} = p_{\text{т}}'' + \Delta p \pm p_{\text{с}},$$

где  $p_{\text{т}}''$  - разрежение на выходе из топки, обычно принимается около 20 Па;  $\Delta p$  - суммарное сопротивление газового тракта без учета самотяги и поправки на запыленность газов, удельный вес газов и давление, Па;  $p_{\text{с}}$  - суммарная самотяга газового тракта с соответствующим знаком, Па.

Перепад полных давлений по воздушному тракту, Па, при искусственной тяге определяется по формуле:

$$\Delta p_{\text{п}} = \Delta p \pm p_{\text{с}} - p_{\text{т}}',$$

где  $p_{\text{т}}' = p_{\text{т}}'' + 0,95 p'$  - разрежение в топке на уровне ввода воздуха в топку;

здесь  $p'$  - перепад давлений между сечениями выхода газов из топки и ввода воздуха в топку, Па (при движении вверх знак «+», при движении вниз знак «-»).

В случае работы котла с наддувом перепад полных давлений в газовом и воздушном трактах, Па:

$$\Delta p_{\text{п}} = (\Delta p \pm p_c)_{\text{газ}} + (\Delta p \pm p_c)_{\text{возд}} - 0,95p'.$$

В поверхностях нагрева котла повышение скорости газов интенсифицирует конвективный теплообмен, и коэффициент теплоотдачи от газов к стенке возрастает пропорционально скорости в степени 0,6-0,8. Соответственно уменьшается необходимая поверхность нагрева при заданном их тепловосприятии. Сопротивления при движении потока газов возрастают пропорционально квадрату скорости и соответственно увеличиваются расходы электроэнергии на тягу и дутье.

Выбор скорости потока газов определяется технико-экономическим расчетом. Оптимальная скорость, очевидно, будет при минимальных эксплуатационных затратах на поверхности нагрева и электроэнергии на тягу и дутье. Для прямоугольных воздухопроводов и газопроводов принимается увеличение на 10 % значений скорости, определенной по расчету.

В котлах, работающих на пыли твердого топлива, повышение скорости газов лимитируется износом поверхностей нагрева, интенсивность которого в основном определяется содержанием уноса в газах и скоростью потока. Обычно в поверхностях нагрева при поперечном омывании их потоком газов скорость принимается  $w = 8-10$  м/с. При продольном движении газов в трубах воздухоподогревателя  $w = 10-14$  м/с.

В металлических газоходах, соединяющих элементы газоздушного тракта, скорость потока принимается по конструктивным соображениям. В случаях движения горячих газов или воздуха обычно  $w = 10-14$  м/с, холодных  $w = 6-8$  м/с. С целью уменьшения сопротивлений следует принимать меньшие значения скоростей потока, если это конструктивно возможно.

### 8.6.3. Аэродинамика дымовой трубы

Действие дымовой трубы основано на самотяге [6-7]. Разность плотностей столба наружного и холодного воздуха и потока газов приводит к разрежению в дымовой трубе. Самотяга трубы будет тем больше, чем выше температура газов в трубе и ниже температура воздуха. Полезная тяга, развиваемая дымовой трубой,  $P_a$ , определяется по формуле:

$$P_{\text{пол. дт}} = p_c - (\Delta p_{\text{тр}} + p_d),$$

где  $p_c = L(\rho_a - \rho_g)g$  - самотяга трубы;

$L$  - высота трубы;

$\rho_a$  и  $\rho_g$  - плотности атмосферного воздуха и газов;

$\Delta p_{\text{тр}}$  - потери давления на трение в трубе;

$p_d$  - потеря давления при истечении газов из трубы.

Потери на трение в трубе,  $\Delta p_{\text{тр}}$ , при значении коэффициента трения в кирпичных и железобетонных трубах  $\lambda = 0,03$  определяется по формуле:

$$\Delta p_{\text{тр}} \approx 0,004(w''^2/2) \cdot \rho_g,$$

где  $w''$  - скорость газов на выходе из трубы.

Потеря давления при истечении газов из трубы:

$$p_d = \xi_m(w''^2/2) \cdot \rho_g,$$

где  $\xi_m = 1,1$ .

Диаметр устья дымовой трубы,  $m$ , определяется по формуле:

$$d'' = 0,0188 (V_{\text{дт}}/w'_{\text{дт}})^{0,5},$$

где  $V_{\text{дт}}$  - количество газов, поступающих в трубу.

Скорость газов на выходе из трубы, при естественной тяге, принимают не менее 6-10 м/с во избежание задувания газов в трубу и 15-25 м/с при искусственной тяге. Высота дымовой трубы,  $m$ , обеспечивающая необходимое разрежение в топке при естественной тяге, определяется по формуле:

$$L = [1,2p_{\text{п}} + 1,1p''_{\text{дт}} + \Delta p_{\text{тр}}(\rho_g^0/\rho_g)(p_{\text{в}}/p_{\text{бар}})] / [g(\rho_a - \rho_g)p_{\text{бар}}/p_{\text{в}}],$$

где  $p_{\text{в}}$  - барометрическое давление воздуха при 20 °С на уровне устья трубы ( $h_{\text{в}} \approx 102 \cdot 10^3$  Па);

$p_{\text{бар}}$  - барометрическое давление воздуха при данной температуре, Па;

$\rho_{\Gamma} = \rho_{\Gamma}^{\circ} [273 / (273 + t_{\text{ср}})]$  - плотность газов при средней температуре в трубе с учетом снижения температуры в трубе на 2-5°C;

$\rho_{\Gamma}^{\circ}$  - плотность газов при 0°C.

Минимально допускаемая высота дымовой трубы, при которой обеспечивается требуемое рассеивание вредных выбросов, определяется исходя из ПДК.

#### 8.6.4. Выбор тягодутьевых устройств

Вентилятор и дымосос должны надежно обеспечивать подачу необходимого для горения топлива воздуха в топку и удаление продуктов его сгорания из котла при всех режимах его работы, поддерживая заданное постоянное разрежение или давление в топке. При этом на привод вентилятора и дымососа должно расходоваться минимально возможное количество электроэнергии [8-12].

Основными параметрами, определяющими выбор вентилятора и дымососа, являются требуемая их подача и давление при номинальной нагрузке котла.

Необходимая подача вентилятора, м<sup>3</sup>/ч, определяется по формуле:

$$Q_{\text{в}} = \beta_1 B_{\text{р}} (\alpha_{\text{т}} + \Delta\alpha_{\text{в}} - \Delta\alpha_{\text{вп}} - \Delta\alpha_{\text{пл}} + \rho_{\text{рц}}) V_{\text{в}}^{\circ} (t_{\text{хв}} + 273) / 273,$$

а подача дымососа, м<sup>3</sup>/ч:

$$Q_{\text{в}} = \beta_1 B_{\text{р}} (V_{\text{г}} + \Delta\alpha V_{\text{в}}^{\circ}) (t_{\text{г}} + 273) / 273,$$

где  $B_{\text{р}}$  – расчетный расход топлива, кг/ч или м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;

$V_{\text{в}}^{\circ}$  – теоретический расход воздуха, м<sup>3</sup>/кг или м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;

$V_{\text{г}}$  – объем продуктов сгорания топлива при  $\alpha_{\text{т}}$ , м<sup>3</sup>/кг или м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;

$\alpha_{\text{т}}$ ,  $\Delta\alpha_{\text{в}}$ ,  $\Delta\alpha_{\text{вп}}$ ,  $\Delta\alpha_{\text{пл}}$  - коэффициент избытка воздуха в топке, увеличение  $\alpha_{\text{в}}$  за счет присосов в газоходах, увеличение  $\alpha_{\text{вп}}$  за счет потерь воздуха в воздухоподогревателе, уменьшение  $\alpha_{\text{пл}}$  за счет поступления воздуха в топку из системы пылеприготовления;

$t_{\text{хв}}$  и  $t_{\text{г}}$  - температуры воздуха, поступающего в вентилятор, и газов, поступающих в дымосос, °C;

$\beta_1$  - коэффициент запаса по подаче, принимаемый равным 1,05;

$\rho_{рц}$  - доля рециркулирующего воздуха при подаче части горячего воздуха из воздухоподогревателя в вентилятор.

Необходимое полное давление вентилятора или дымососа — перепад полных давлений во входном и выходном их патрубках, Па, определяется по формуле:

$$p_p = \beta_2 \Delta p_{п},$$

где  $\Delta p_{п}$  - перепад полных давлений по воздушному или газовому тракту котла, Па;

$\beta_2$  - коэффициент запаса по давлению, принимаемый равным 1,1.

Мощность на валу вентилятора или дымососа, кВт, определяется по формуле:

$$N = Q \Delta p_{п} / 1000 \cdot 10^3 \eta_v,$$

где  $\eta_v$  - КПД вентилятора (или дымососа);

$Q$  - подача вентилятора или дымососа, м<sup>3</sup>/с.

Для современных машин  $\eta_v = 0,7-0,75$ .

Заводами-изготовителями характеристика вентилятора и дымососа, т. е. связь между подачей и полным давлением, дается для воздуха при температуре 20°C и давлении его 102·10<sup>3</sup> Па (760 мм рт. ст.), поэтому при выборе машины подачу и давление необходимо привести к заводским условиям.

В процессе работы котла возникает необходимость регулирования подачи вентилятора и дымососа в соответствии с нагрузкой котла с целью обеспечения заданного коэффициента избытка воздуха.

Характеристики работы центробежного вентилятора в зависимости от способа регулирования показаны на рисунке 8.6. При изменении частоты вращения характеристика машины изменяется примерно по следующим соотношениям:

$$Q_2 = Q_1(n_2/n_1); \quad p_2 = p_1(n_2/n_1)^2,$$

и соответственно затрачиваемая мощность машины при неизменном КПД

при различных режимах:

$$N_2 = N_1(n_2/n_1)^3.$$

Здесь  $Q_1$  и  $Q_2$  - подача при I и II режимах, м<sup>3</sup>/ч;

$p_1$  и  $p_2$  - полные давления при I и II режимах, Па;

$n_1$  и  $n_2$  - частоты вращения при I и II режимах, об/мин;

$N_1$  и  $N_2$  - мощности при I и II режимах, кВт.

При применении асинхронных электродвигателей с реостатами в цепи ротора или гидромуфты с учетом возникающих дополнительных потерь потребляемая мощность пропорциональна примерно квадрату отношения частот вращения.

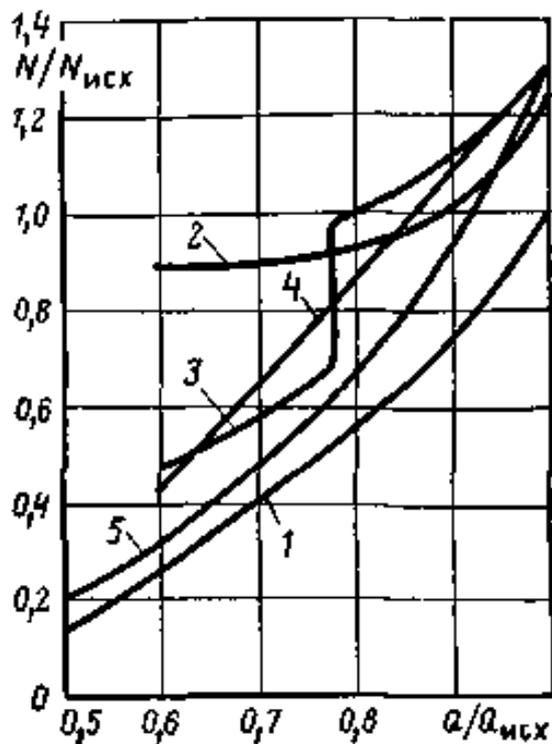


Рисунок 8.6 - Характеристики эффективности систем регулирования нагнетателей: 1 – полезная мощность, затрачиваемая на транспорт воздуха и газа; 2 – регулирование направляющим аппаратом; 3 – регулирование направляющим аппаратом при двухскоростном электродвигателе  $n_1/n_2 = 0,8$ ; 4 – регулирование гидромуфтой; 5 – регулирование при коллекторном электродвигателе переменного тока с фазовым ротором

При регулировании направляющим аппаратом изменение характеристики машины сопровождается дополнительными потерями в ней и снижением ее КПД. Снижение КПД зависит от конструкции машины и направляющего аппарата, глубины регулирования и положения направляющих лопаток при данном режиме. Однако благодаря простоте конструкции направляющего аппарата и несложности его обслуживания при относительно высокой экономичности такой способ регулирования является наиболее распространенным. Мощность на валу машины при полностью открытом направляющем аппарате определяется по формуле:

$$N = Q\Delta p_{\text{п}}/1000 \cdot 10^3 \eta_{\text{в}}$$

При всех прочих режимах мощность на валу машины, кВт, определяется по формуле:

$$N = Q\Delta p_{\text{п}}/1000 \cdot 10^3 \eta_{\text{э}}$$

где  $Q$  - подача вентилятора или дымососа при данном режиме, м<sup>3</sup>/с;

$\Delta p_{\text{п}}$  - перепад полных давлений тракта, Па;

$\eta_{\text{э}}$  - эксплуатационный КПД машины при данном режиме.

При регулировании направляющим аппаратом:  $\eta_{\text{э}} = \eta_{\text{рег}} \eta_{\text{исх}}$ , где  $\eta_{\text{рег}}$  - КПД регулирования, зависящий от глубины регулирования, конструкции машины и направляющего аппарата, а также от положения исходного режима на характеристике машины, т. е. от характеристики тракта;  $\eta_{\text{исх}}$  - КПД вентилятора или дымососа при номинальной нагрузке.

Установленная мощность электродвигателя, кВт, для привода вентилятора или дымососа определяется по формуле:

$$N_{\text{эл}} = \beta_{\text{э}} Q_{\text{р}} p_{\text{р}}/1000 \cdot 10^3 \eta_{\text{э}}^{\text{р}}$$

где  $\beta_{\text{э}}$  - коэффициент запаса мощности электродвигателя, равный 1,1;

$Q_{\text{р}}$  - подача машины при расчетном режиме, м<sup>3</sup>/с;

$p_{\text{р}}$  - расчетное полное давление машины, Па;

$\eta_{\text{э}}^{\text{р}}$  - эксплуатационный КПД машины при расчетном режиме.

При регулировании направляющим аппаратом  $\eta_{\text{э}}^{\text{р}}$  определяется расчетным путем или по характеристике машины. При этом область рабочих

режимов машины должна быть в пределах значений КПД не ниже 90 % оптимального его значения.

#### Список литературы

1. Лебедев И.К. Гидродинамика паровых котлов: учеб. пособие. М.: Энергоатомиздат, 1987. 237 с.
2. Гидравлический расчет котельных агрегатов: Нормативный метод / О.М. Балдина, В.А. Локшин, Д.Ф. Петерсон и др.; под ред. В.А. Локшина. М.: Энергия, 1978. 255 с.
3. Морозов А.П., Винюков А.С. Замещение природного газа коксовым в высоконапорных котлах // Энерго- и ресурсосбережение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии: сб. материалов Всерос. науч.-практ. конференции. Екатеринбург: ГОУ ВПО «УГТУ-УПИ», 2007. С. 264-266.
4. Рихтер Л.А. Газовоздушные тракты тепловых электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1984. 263 с.
5. Аэродинамический расчет котельных установок: Нормативный метод / под ред. С.И. Мочана. Л.: Энергия, 1977. 255 с.
6. Шишков И.А., Лебедев В.Г., Беляев Д.С. Дымовые трубы энергетических установок. М.: Энергия, 1976. 176 с.
7. Волков Э.П., Гаврилов Е.И., Дужих Ф.П. Газоотводящие трубы ТЭС и АЭС. М.: Энергоатомиздат, 1987. 278 с.
8. Левин И.М., Боткачик И.А. Дымососы и вентиляторы мощных электростанций. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1962. 184 с.
9. Левин И.М., Боткачик И.А. Эксплуатация тягодутьевых машин тепловых электростанций. М.: Энергия, 1977. 272 с.
10. Тягодутьевые машины: Отраслевой каталог 14-84-04 / сост. Ю.П. Карабанов. М.: НИИЭинформэнергомаш, 1984. 284 с.
11. Тягодутьевые машины: Отраслевой каталог 14-88-01 / сост. Ю.П. Карабанов, В.Т. Лепеха, В.Н. Орлов. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1988. 182

с.

12. Дымососы котельные: Отраслевой каталог 33-93 / под ред. В.Н. Бутина и О.И. Бурова. М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1994. 96 с.