

## 4. Тепловлажностная обработка воздуха и его очистка

### 1.1. Свойства влажного воздуха

Со смесью сухого воздуха и водяного пара (влажным воздухом) приходится иметь дело в ряде теплотехнических процессов и прежде всего в процессесушки. На тепловых электростанциях, расположенных далеко от источников водоснабжения, часто используется так называемое обратное охлаждение циркуляционной воды, расчеты которого также требуют знания свойств влажного воздуха. Влажный воздух представляет собой один из частных случаев газовой смеси.

Почему нужно особо рассматривать этот частный случай газовой смеси? Почему нельзя воспользоваться общими для газовых смесей закономерностями?

Ответ на эти вопросы заключается в следующем. Для практики представляет интерес влажный воздух при атмосферном или близком к атмосферному давлению в интервале температур, ограниченном снизу не слишком низкими температурами (не ниже  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). При этих параметрах сухой воздух может находиться только в газообразном состоянии, тогда как вода может находиться в паровой, жидкой или твердой фазе в зависимости от температуры смеси. Отсюда следует, что влажный воздух представляет собой такую смесь газов, один из компонентов которой — водяной пар — при снижении температуры может переходить в другую фазу (жидкую или твердую) и вследствие этого выпадать из смеси. Поэтому количество водяного пара в рассматриваемой смеси не может быть произвольным; в зависимости от температуры и полного давления смеси количество водяного пара во влажном воздухе, как мы увидим ниже, не может превышать определенного значения. В этом состоит принципиальное отличие влажного воздуха от обычных газовых смесей. Поскольку мы будем изучать влажный воздух при сравнительно невысоких (близких к атмосферному) давлениях, очевидно, что с достаточной для технических расчетов точностью можно рассматривать и сухой воздух, и содержащийся в нем водяной пар как идеальные газы. Напомним, что в соответствии с законом Дальтона каждый отдельный газ ведет себя в газовой смеси так, как будто он один при температуре газовой смеси занимает весь объем

смеси, или, что тоже самое, сумма парциальных давлений газов, входящих в газовую смесь, равна общему давлению газовой смеси.

Это позволит при анализе термодинамических свойств влажного воздуха использовать следующие закономерности.

Парциальное давление водяного пара при полном насыщении, Па:

$$P_{НАС} = A \cdot e^{\left(\frac{c}{t+273,15}\right)}. \quad (4.1.1)$$

где  $A=1,8424 \times 10^{11}$  при  $t > 0$ ;

$A=2,498 \times 10^{11}$  при  $t < 0$ ;

$c = 5331$  при  $t > 0$ ;

$c = 5419$  при  $t < 0$ .

Парциальное давление водяного пара, Па:

$$P_{ВП} = P_{НАС} \frac{\phi_B}{100}. \quad (4.1.2)$$

Влагосодержание, г/кг:

$$d = 630 \frac{P_{ВП}}{B}. \quad (4.1.3)$$

где  $B$  – барометрическое давление, Па;

Энтальпия, кДж/кг:

$$I = 1,005 \cdot t + 2,49 \cdot d. \quad (4.1.4)$$

Температура точки росы, °С:

$$t_p = \frac{c}{D - \ln P_{ВП}} - 273,15 \quad (4.1.5)$$

где  $D = 25,94$  при  $t > 0$  и  $26,24$  при  $t < 0$ ;

Температура мокрого термометра при  $I > 0$ , °С:

$$t_M = 4,47 \sqrt{I} - 13,83 \quad (4.1.6)$$

Температура мокрого термометра при  $I < 0$ , °С:

$$t_M = 0,82 \cdot I - 5,54 \quad (4.1.7)$$

Плотность, кг/м<sup>3</sup>:

$$\rho = \frac{353}{t + 273} \quad (4.1.8)$$

Удельный вес, Н/м<sup>3</sup>:

$$\gamma = 9,81 \cdot \rho \quad (4.1.9)$$

## 1.2. *I-d* диаграмма влажного воздуха

*I-d* диаграмма, разработанная профессором Л. К. Рамзиным в 1918 г., представляет собой графическую интерпретацию уравнения энтальпии влажного воздуха.

Диаграмма строится в косоугольной системе координат, где ось ординат проведена вертикально, а ось абсцисс – под углом  $135^\circ$  к ней. По оси ординат отложены значения энтальпии  $I$ , а по оси абсцисс – влагосодержания влажного воздуха  $d$  на 1 кг сухого.

Для удобства отсчета влагосодержаний и сокращения размеров диаграммы наклонная ось абсцисс на диаграмме не вычерчивается, а вместо нее через начало координат проводится вспомогательная горизонтальная линия, на которой откладываются значения влагосодержаний. Через полученные точки проводятся вертикали, представляющие собой линии постоянного влагосодержания  $d = const$ .

На оси ординат откладываются значения энтальпии, причем вверх от точки  $O$ , соответствующей значениям  $I=d=0$ , откладываются положительные, а вниз – отрицательные значения.

Через полученные точки параллельно оси абсцисс проводятся линии постоянной энтальпии  $I=const$ .

На полученной таким образом сетке, состоящей из параллелограммов, строятся линии изотерм  $t=const$ , линии постоянных относительных влажностей  $\varphi = const$  и линия парциальных давлений водяного пара  $p_p$ .

Для построения изотерм пользуются уравнением, которое является уравнением прямой линии:

$$I = 1,005t + 2500d + 0,00186td \quad (4.2.10)$$

Следовательно, изотермы являются прямыми линиями и могут быть построены по двум точкам.

Необходимо иметь в виду, что изотермы между собой не параллельны, так как угол наклона их к горизонтальной оси различен. При низких температурах не параллельность изотерм почти незаметна.

Для построения линий  $\varphi = const$  на каждой изотерме определяют точки, имеющие степень насыщения воздуха  $\varphi = 5, 10, 20, \dots, 100 \%$ . Соединяя на разных изотермах точки с одинаковой степенью насыщения, получим линии  $\varphi = const$ , имеющие вид расходящихся кривых.

Нижняя кривая  $\varphi = 100\%$  характеризует насыщенное состояние воздуха и называется пограничной кривой.

При повышении барометрического давления линия насыщения на  $I-d$  диаграмме смещается вверх, а при понижении — вниз. При изменениях барометрического давления в пределах  $\pm 7,5$  мм рт. ст. изменения параметров воздуха будут незначительны, и их можно не учитывать. Однако при больших изменениях барометрического давления изменения параметров воздуха будут значительными.

Для построения линии парциального давления пара с правой стороны диаграммы на прямой, параллельной оси ординат, наносится шкала парциальных давлений в гПа.

Для построения линии парциального давления пара из точек пересечения изотерм с кривой  $\varphi = 100\%$  опускают перпендикуляры на вспомогательную горизонтальную линию. От этой линии вверх в принятом масштабе откладываются парциальные давления водяных паров, насыщающих воздух при данных температурах, которые определяют по таблицам.

Через найденные точки проводится линия парциального давления водяного пара (см. рисунок 4.2.1).

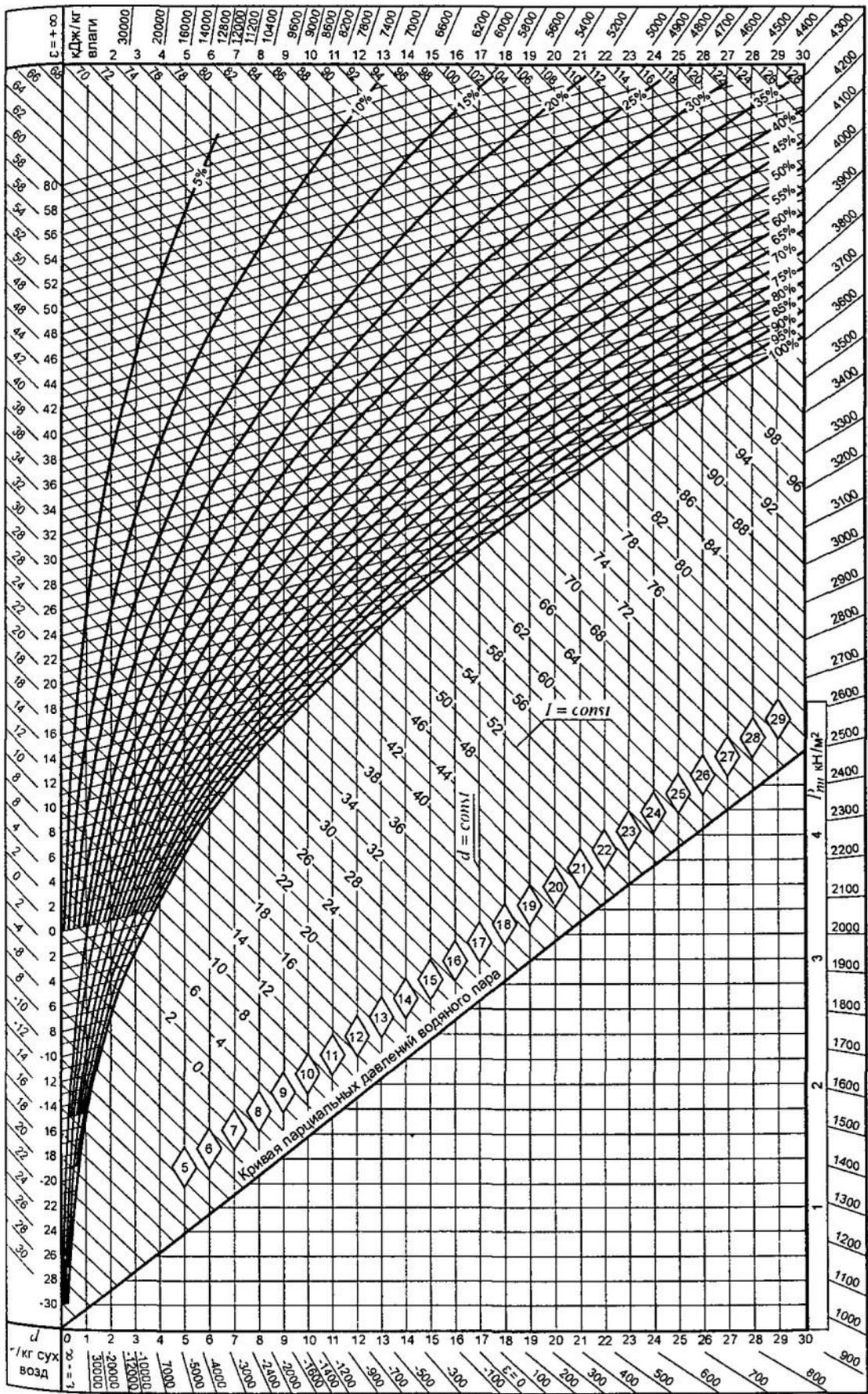


Рис.4.2.1 I-d диаграмма влажного воздуха.

### 1.3. Построение на $I-d$ диаграмме элементарных процессов изменения состояния влажного воздуха

На  $I-d$  диаграмме любая точка обозначает вполне определенное физическое состояние воздуха. Так, для воздуха, имеющего физическое состояние, характеризуемое точкой А (см. рисунок 1.3.1), легко на  $I-d$  диаграмме прочесть его параметры:  $t_a$ ,  $d_a$ ,  $\varphi_a$ ,  $I_a$ ,  $p_a$ .

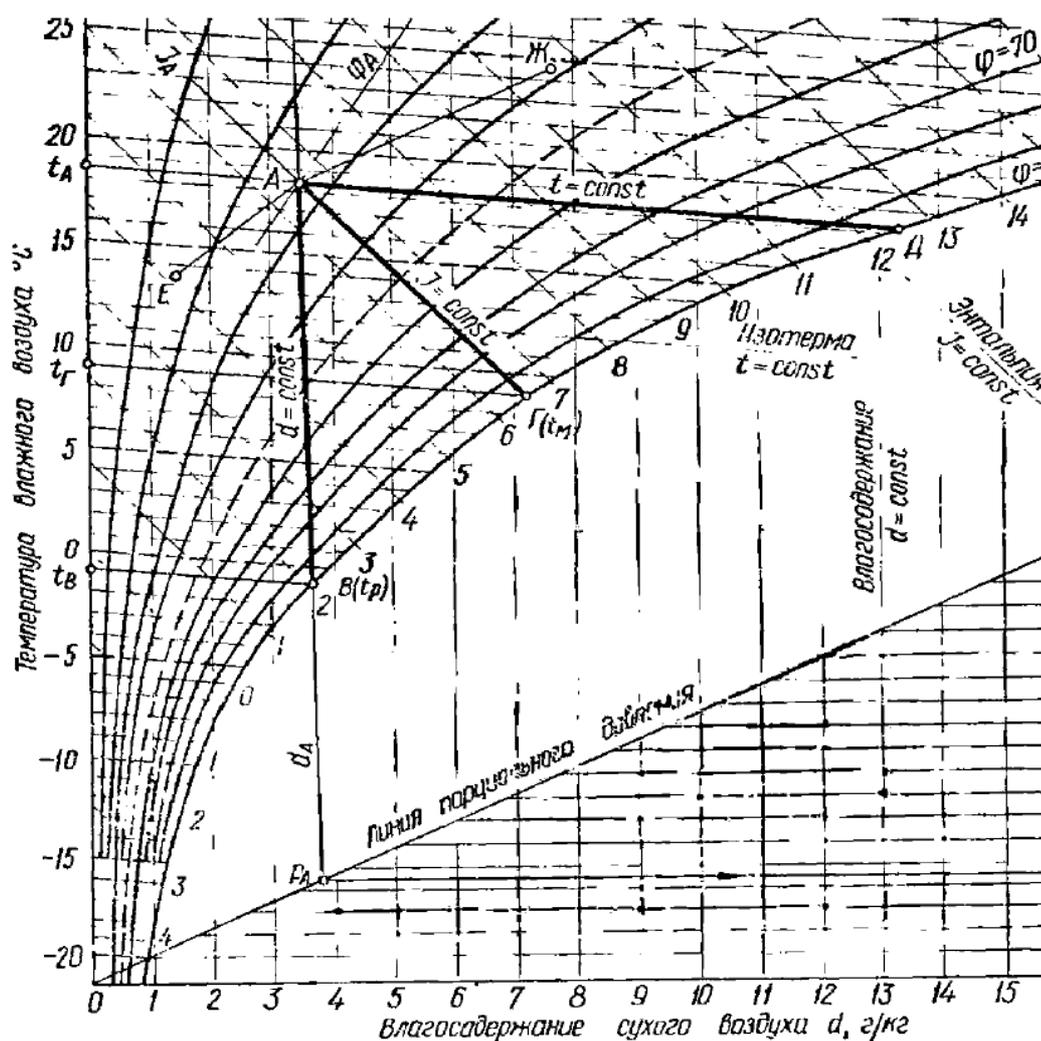


Рис.4.3.1 Некоторые процессы изменения состояния воздуха.

Любая другая точка  $B$  диаграммы будет также соответствовать некоторому вполне определенному физическому состоянию воздуха:  $t_b$ ,  $d_b$ ,  $\varphi_b$ ,  $I_b$ ,  $p_b$ .

Условимся считать, что линия, соединяющая между собой точки А и Б диаграммы, соответствует некоторому термодинамическому процессу перехода состояния воздуха из точки А в точку Б.

#### 1.4. Процессы нагревания и охлаждения воздуха

Если через точку А (см. рисунок 4.3.1) провести линию АВ по  $d = const$ , то процесс А–В будет характеризовать нагревание воздуха **в воздухонагревателях**. В этом процессе влагосодержание воздуха остается постоянным, но температура и энтальпия увеличиваются, а относительная влажность уменьшается.

Если через точку А провести линию АВ по  $d = const$  вниз до пересечения с линией  $\varphi=100\%$ , то процесс А–В представляет изменение состояния воздуха в точке А при его охлаждении до температуры  $t_e$  **в воздухоохладителе**.

#### 1.5. Процессы увлажнения воздуха: адиабатный и изотермический

Точка В (см. рисунок 4.3.1) называется *точкой росы* для воздуха, имеющего состояние, характеризуемое точкой А, а температура  $t_p$  – *температурой точки росы* ( $t_e$ ).

Если воздух состояния в точке А увлажнять рециркуляционной водой, т. е. без подвода и отвода теплоты, то процесс А–Г будет происходить при постоянной энтальпии и на  $I-d$  диаграмме изобразится линией  $I = const$ . Если провести через точку А линию  $I=const$  до пересечения с линией насыщения  $\varphi=100\%$ , то получим точку Г и проходящую через нее линию температуры  $t$ . Эта точка называется *точкой мокрого термометра*, а температура  $t_m$  – *температурой мокрого термометра*  $t_m$ , или предельной температурой адиабатического охлаждения воздуха.

Каждая линия постоянной энтальпии влажного воздуха  $I = const$  пересекает линию насыщения  $\varphi=100\%$  в одной вполне определенной точке  $t_m$ . Все точки, лежащие на одной какой-либо линии  $i=const$ , характеризующие воздух различного состояния, имеют одну и ту же постоянную температуру мокрого термометра  $t_m$ .

При точном вычислении линий постоянной температуры по мокрому термометру они не вполне совпадают с линиями постоянной энтальпии, но для обычных практических расчетов их можно считать совпадающими. Если этот же воздух, имеющий состояние, характеризуемое точкой А, подвергнуть насыщению водяными парами при  $t = const$ , то его состояние при полном

насыщении определится пересечением линии  $t_a$  с линией  $\varphi = 100\%$  в точке  $D$ . Точка  $D$  называется *точкой изотермического увлажнения воздуха* состояния в точке  $A$ . Как видно из рис. 4.3.1, в процессе  $A-D$  влагосодержание и энтальпия воздуха будут увеличиваться при постоянной температуре ( $t_a = const$ ).

Парциальное давление водяных паров для воздуха, имеющего состояние, характеризуемое точкой  $A$ , определится точкой  $p_a$ , лежащей на пересечении линии  $d_a$  с линией парциального давления.

Необходимо отметить, что каждый процесс обработки воздуха на  $I-d$  - диаграмме изображается линией, соединяющей точки, соответствующие состоянию воздуха в начале и в конце процесса.

### 1.6. Политропные процессы изменения состояния воздуха

Многие процессы изменения состояния воздуха связаны с одновременным внесением в воздух или отведением из него теплоты и влаги, например, такие процессы происходят в помещениях. Если потоку воздуха, сухая часть которого составляет  $G$  кг/ч, передать  $Q$  Вт теплоты и влаги  $W$  кг/ч, то его энтальпия изменится на  $\Delta i$  кДж/кг:

$$Q = \frac{1}{3,6G\Delta i} = 0,278G\Delta i. \quad (4.6.1)$$

где  $G$  – расход воздуха, кг/ч;

$\Delta i$  – изменение энтальпии воздуха кДж/кг.

Влагосодержание этого же воздуха изменится на:

$$W = G\Delta d \cdot 10^3. \quad (4.6.2)$$

где  $W$  – поток влаги, кг/ч;

$\Delta d$  – изменение влагосодержания воздуха, г/кг.

Отношение правых и левых частей уравнений 4.6.1 и 4.6.2 есть показатель направления луча процесса изменения состояния влажного воздуха в  $I-d$  диаграмме и соответствует угловому коэффициенту процесса (тепловлажностное отношение):

$$\varepsilon = \frac{3,6 \cdot Q}{W} = \frac{\Delta i}{\Delta d \cdot 10^3}. \quad (4.6.3)$$

где  $\varepsilon$  – луч процесса изменения состояния влажного воздуха.

Политропный процесс с произвольным угловым коэффициентом  $\varepsilon$  включает в себя все возможные процессы изменения тепловлажностного состояния воздуха (см. рисунок 4.6.1).

Необходимо отметить, что каждый процесс обработки воздуха на  $I-d$  диаграмме изображается линией, соединяющей точки, соответствующие состоянию воздуха в начале и в конце процесса.

Параметры смеси воздуха могут быть определены аналитическим способом или графически при помощи  $I-d$  диаграммы.

Если требуется смешать  $G_1$  кг воздуха с параметрами  $t_1, d_1, i_1$  и  $G_2$  кг воздуха с параметрами  $t_2, d_2$  и  $i_2$ , то аналитически параметры смеси воздуха  $G_{см}$  могут быть получены из уравнений баланса теплоты и баланса влаги.

Температура смеси примет вид:

$$t_c = \frac{G_1 \cdot t_1 + G_2 \cdot t_2}{G_c}. \quad (4.6.4)$$

где  $t_c$  – температура смеси, °С;

$t_1$  – температура в точке 1, °С;

$t_2$  – температура в точке 2, °С;

$G_1$  – масса воздуха в точке 1, кг;

$G_2$  – масса воздуха в точке 2, кг;

$G_c$  – суммарная масса воздуха, кг.

Влагосодержание смеси примет вид:

$$d_c = \frac{G_1 \cdot d_1 + G_2 \cdot d_2}{G_c}. \quad (4.6.5)$$

где  $d_c$  – влагосодержание смеси, г/кг;

$d_1$  – влагосодержание в точке 1, г/кг;

$d_2$  – влагосодержание в точке 2, г/кг.

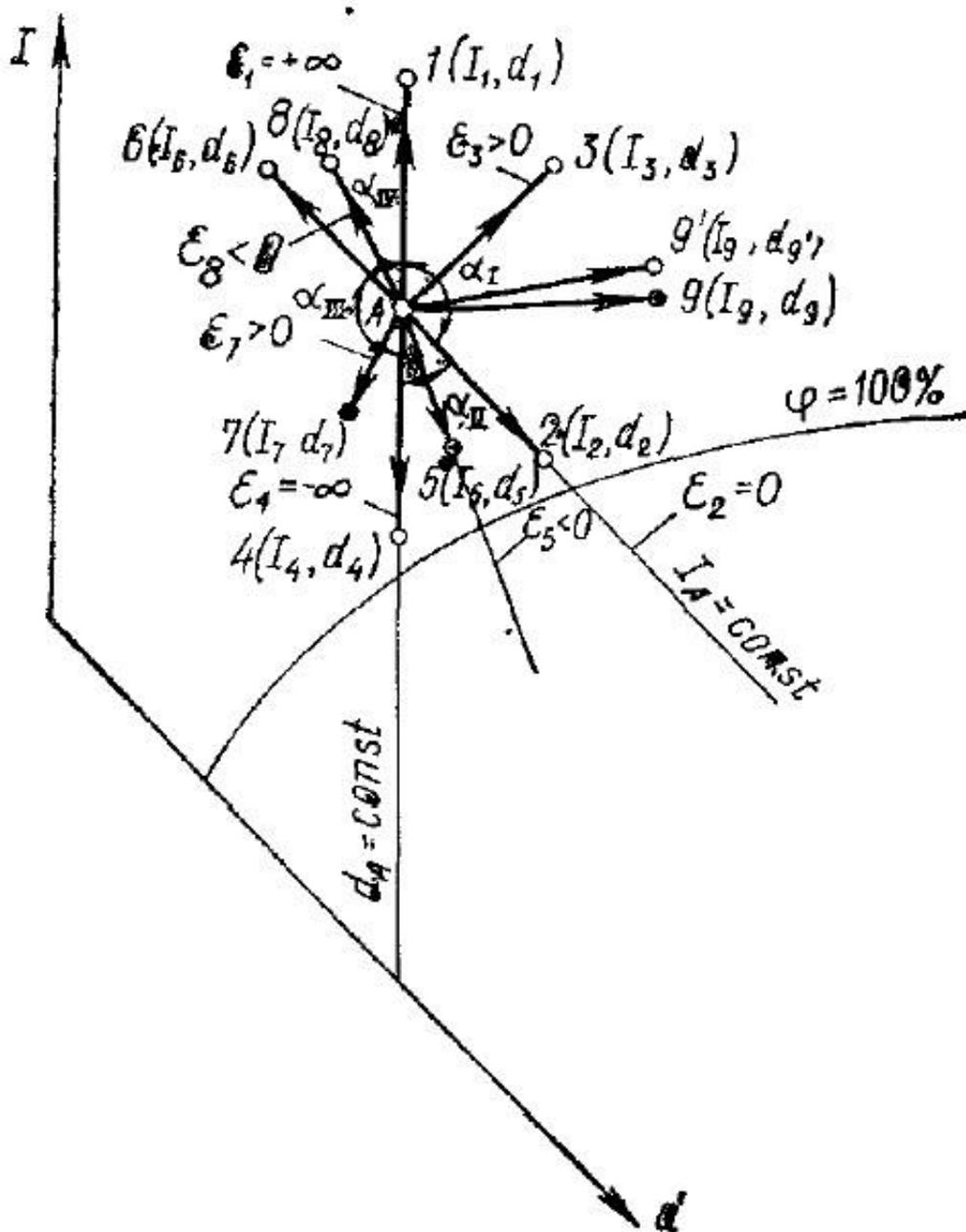


Рис.1.6.1 Политропные процессы изменения состояния воздуха.

Энтальпия смеси примет вид:

$$I_c = \frac{G_1 \cdot I_1 + G_2 \cdot I_2}{G_c} \quad (4.6.6)$$

где  $I_c$  – влагосодержание смеси, кДж/кг;

$I_1$  – влагосодержание в точке 1, кДж/кг;

$I_2$  – влагосодержание в точке 2, кДж/кг.

### 1.7. Процесс смешивания двух потоков воздуха различного состояния

Точку смеси двух объемов воздуха с разными параметрами на  $I-d$  диаграмме можно найти следующим образом (см. рисунок 4.7.1).

Для каждого состояния воздуха находят соответствующую точку, например, точку  $A$ , отвечающую  $G_1$  кг/ч воздуха с параметрами  $t_1, \varphi_1, d_1, i_1$  и точку  $B$ , отвечающую  $G_2$  кг/ч воздуха с параметрами  $t_2, \varphi_2, d_2, i_2$ .

Обозначим пропорцию смеси:

$$n = \frac{G_1}{G_2}. \quad (4.7.1)$$

где  $n$  – показатель политропы.

Решая (4.6.4), (4.6.6) и (4.7.1) системой получим выражения для влагосодержания:

$$d_c = \frac{n \cdot d_1 + d_2}{n + 1}. \quad (4.7.2)$$

Аналогично получим выражение для энтальпии:

$$I_c = \frac{n \cdot I_1 + I_2}{n + 1}. \quad (4.7.3)$$

Выразим из уравнения (4.7.2) показатель политропы:

$$n = \frac{d_2 - d_c}{d_c - d_1}. \quad (4.7.4)$$

Выразим из уравнения (4.7.3) показатель политропы:

$$n = \frac{I_2 - I_c}{I_c - I_1}. \quad (4.7.5)$$

Это и есть уравнения прямой линии, проходящей через точки  $A$ ,  $B$  и  $C$  (см. рисунок 4.7.1).

Следовательно, точка смеси  $C$  лежит на прямой  $AB$  и делит эту линию на отрезки, обратно пропорциональные массе воздуха каждой из составных частей:

$$n = \frac{BC}{AC} = \frac{G_1}{G_2}. \quad (4.7.6)$$

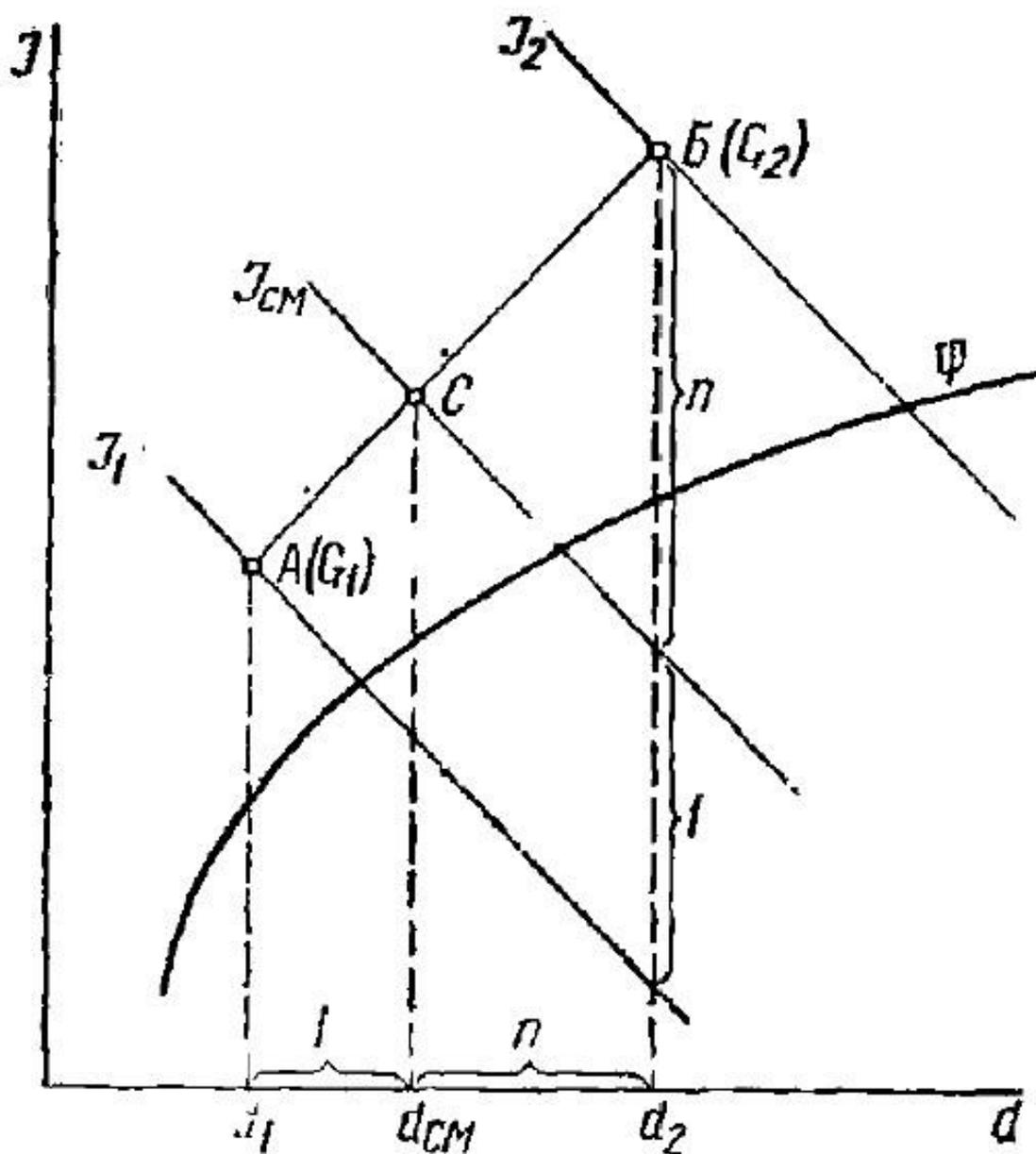


Рис.4.7.1 Нахождение параметров смеси двух потоков воздуха с разными параметрами.

Таким образом, чтобы на прямой  $AB$  найти точку смеси  $C$ , нужно прямую  $AB$  разделить на количество частей  $n+1$  и от точки  $A$  отложить отрезок, равный одной части, входящей  $n$  частями в смесь.

**Необходимо помнить**, что при смешивании двух или нескольких количеств воздуха в расчетах должны участвовать массы смешиваемого количества воздуха, а не их объемы.

## 1.8. Процесс тепло- и влагообмена между воздухом и водой

В кондиционировании воздуха широко используются аппараты, в которых воздух взаимодействует с пленкой или распыленными каплями воды, имеющими различную температуру.

Обычно предполагают, что непосредственно над поверхностью капель или пленки воды находится тонкий слой воздуха, полностью насыщенный водяным паром и имеющий температуру, равную температуре воды.

В этом случае процесс тепло- и массообмена между влажным воздухом и водой можно рассматривать как процесс смешения основного потока воздуха с насыщенным воздухом над поверхностью воды.

Используя указанное предположение, А.А. Гоголин сформулировал правило, называемое законом прямой линии: при взаимодействии влажного воздуха с водой, имеющей постоянную температуру, изменение его состояния изображается на  $I-d$  диаграмме прямой, проходящей через точку начального состояния воздуха и точку на линии насыщения ( $\varphi = 100\%$ ) с температурой, равной температуре воды.

При большой поверхности и длительном времени контакта процесс продолжается до тех пор, пока воздух не станет насыщенным и не примет температуру воды.

Вся область возможных изменений параметров воздуха начального состояния, заданного на  $I-d$  диаграмме точкой  $A$ , ограничивается прямыми  $AB$  и  $AC$ , проведенными из точки  $A$  касательно к кривой насыщения.

Представлены возможные процессы взаимодействия влажного воздуха и воды (см. рисунок 4.8.1).

В реальных аппаратах расход воды и поверхность контакта имеют конечные значения, и температура воды в процессе тепло- и массообмена не может быть постоянной (кроме режима адиабатного увлажнения).

При этом в зависимости от температуры воды можно выделить следующие зоны:

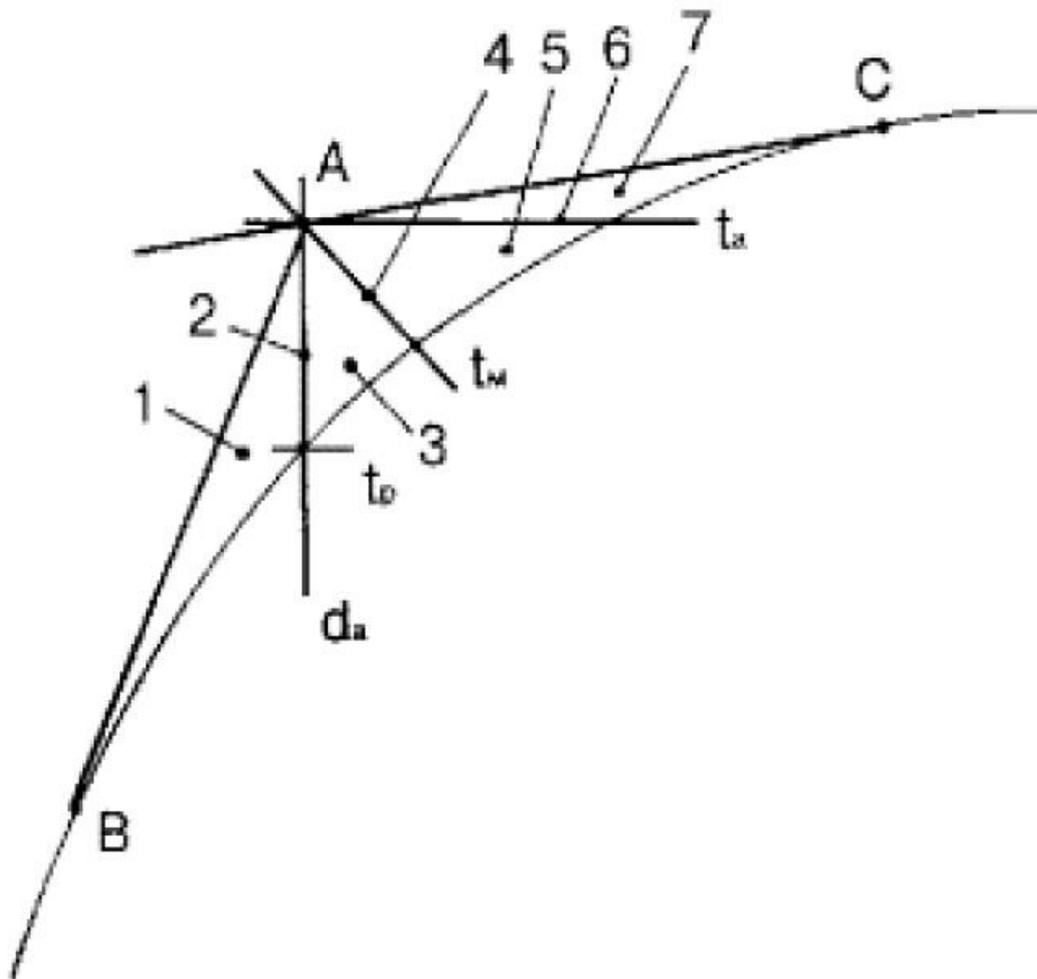


Рис.4.8.1 Возможные процессы взаимодействия влажного воздуха и воды (1 – зона 1; 2 – зона 2; 3 – зона 3; 4 – зона 4; 5 – зона 5; 6 – зона 6; 7 – зона 7).

- Зона 1. Температура воды ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха. В результате взаимодействия влажного воздуха с водой такой температуры уменьшаются: энтальпия, температура и влагосодержание воздуха, т.е. происходят процессы охлаждения и осушения воздуха.
- Зона 2. Температура воды равна температуре точки росы. В этом процессе уменьшаются энтальпия и температура воздуха при постоянном влагосодержании.
- Зона 3. Температура воды выше температуры точки росы воздуха, но ниже его температуры по мокрому термометру. При обработке воздуха увеличивается его влагосодержание, но уменьшаются энтальпия и температура, следовательно, воздух увлажняется и охлаждается.

- Зона 4. Температура воды равна температуре воздуха по мокрому термометру. Такой процесс называют адиабатным увлажнением воздуха циркулирующей водой. Это единственный реальный процесс, при котором температура воды остается постоянной.

- Зона 5. Температура воды выше температуры воздуха по мокрому термометру, но ниже его температуры по сухому термометру. При контакте с такой водой влагосодержание и энтальпия воздуха возрастают, а его температура по сухому термометру снижается. Однако, поскольку процесс увлажнения сопровождается ростом энтальпии, такой процесс следует считать процессом увлажнения и нагревания.

- Зона 6. Температура воды равна температуре воздуха по сухому термометру. В этом случае происходит рост влагосодержания и энтальпии воздуха, а его температура по сухому термометру остается постоянной.

- Зона 7. Температура воды выше температуры воздуха по сухому термометру. Процесс протекает так же, как в зоне 6, но одновременно происходит повышение температуры воздуха.

Фактические процессы изменения состояния влажного воздуха при его обработке водой изображаются кривыми линиями, направленными из точки начального состояния воздуха к точке на кривой насыщения, соответствующей конечной температуре воды.

Причем относительная влажность воздуха, выходящего из контактного аппарата, практически равна 85...95 %.

Другой случай контакта воздуха с водой – увлажнение приточного или внутреннего воздуха насыщенным водяным паром, что достаточно широко используется в современных установках кондиционирования.

Выражение углового коэффициента луча процесса увлажнения воздуха паром можно получить, используя уравнения балансов теплоты и влаги.

Примем, что начальные параметры воздуха  $I_1$  и  $d_1$ , а конечные после увлажнения  $I_2$  и  $d_2$ .

Количество сухой части увлажняемого воздуха  $G_c$  и количество насыщенного пара  $G_n$ , его удельная энтальпия  $I_n$ .

Уравнение баланса теплоты можно представить в виде:

$$G_c \cdot I_1 + G_{пара} \cdot I_{пара} = G_c \cdot I_2. \quad (4.8.1)$$

где  $G_{пара}$  – масса пара, кг;

$I_{пара}$  – энтальпия пара, кДж/кг.

Уравнение баланса влаги можно записать в виде:

$$G_c \cdot d_1 \cdot 10^{-3} + G_{пара} = G_c \cdot d_2 \cdot 10^{-3}. \quad (4.8.2)$$

Разделив уравнение (4.8.1) на уравнение (4.8.2), и произведя сокращения, получим выражение для углового коэффициента:

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \cdot 10^3 = I_{пара}. \quad (4.8.3)$$

Представлено построение процесса на  $I-d$  диаграмме (см. рисунок 4.8.2). Исходными данными являются начальное  $d_1$ , и конечное  $d_2$ , влагосодержание обрабатываемого воздуха, его конечная  $\varphi_2$  относительная влажность и удельная энтальпия подаваемого пара  $I_n$ .

При отсутствии технологических данных с достаточной точностью можно принять  $i_{г} \approx 2680$  кДж/кг.

Построение процесса начинают с нанесения на  $I-d$  диаграмме точки 2, характеризующей требуемые параметры приточного или внутреннего воздуха.

Через точку 2 проводят луч процесса с угловым коэффициентом  $\varepsilon = i_n$  до пересечения с линией  $d_1 = const$ .

Полученная точка 1 характеризует параметры воздуха до его увлажнения.

Отметим, что процесс увлажнения паром протекает с небольшим повышением температуры воздуха.

Например, если  $d_1 = 0,4$  г/кг и  $t = 20$  °С, то после увлажнения до  $d_1 = 6,4$  г/кг температура воздуха  $t_2 = 20,9$  °С.

Но на практике это повышение температуры не учитывают, считая процесс изотермическим.

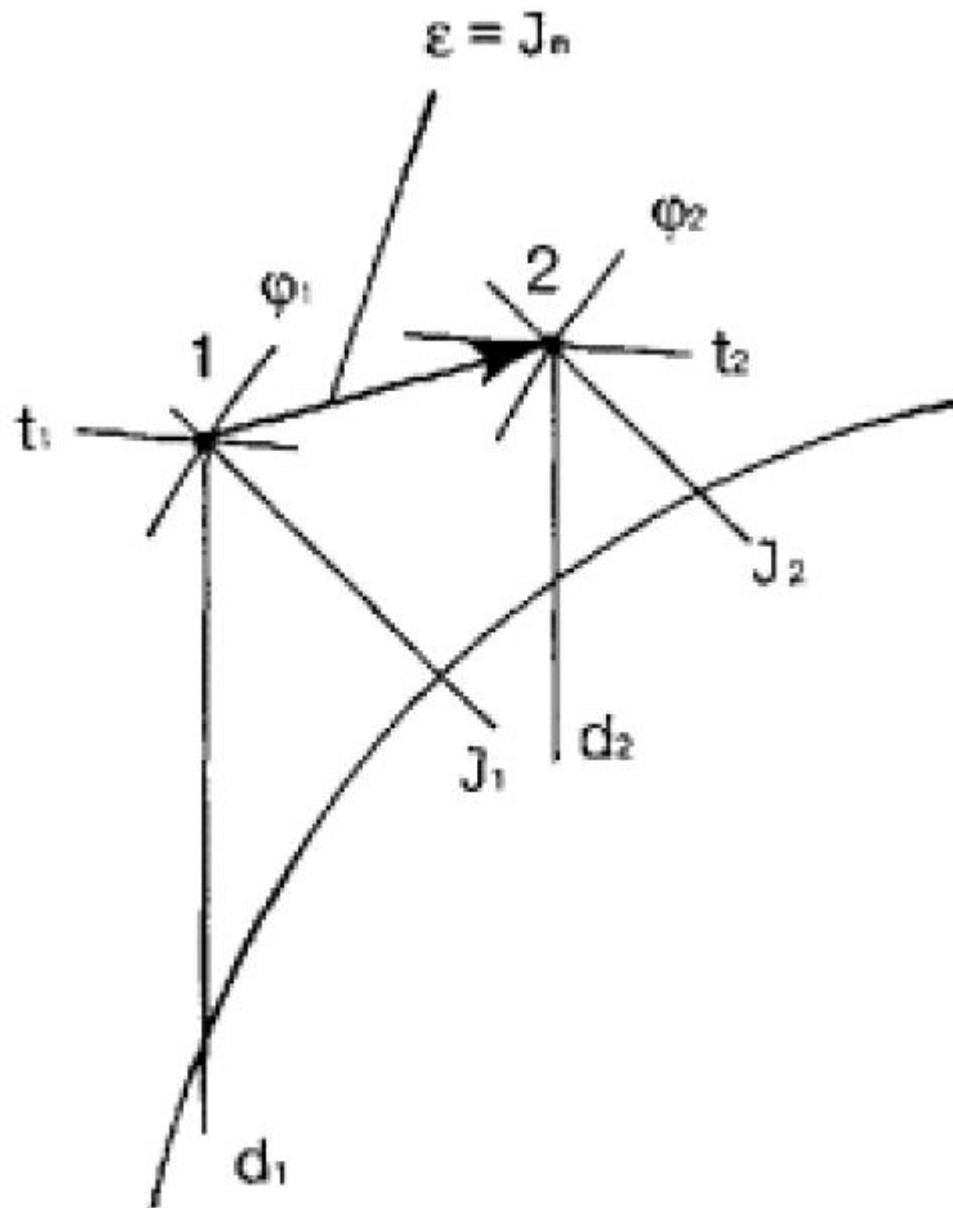


Рис.4.8.2 Процесс увлажнения воздуха паром.

### 1.9. Процесс осушения воздуха с использованием растворов солей

Для осушения влажного воздуха с понижением энтальпии применяют жидкие поглотители влаги – абсорбенты.

Наибольшее применение в системах кондиционирования воздуха получили водные растворы солей хлористого кальция  $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ , хлористого лития  $\text{LiCl}$  и бромистого лития  $\text{LiBr}$ .

Особенность указанных растворов заключается в том, что при равных температурах давление насыщенного водяного пара в пограничном слое над

поверхностью раствора ниже давления насыщенного водяного пара над поверхностью воды.

Применение жидких сорбентов позволяет осуществлять непрерывную регенерацию раствора и получать осушенный воздух относительно низкой температуры, т.к. в контур рециркуляции раствора кроме осушителя (контактного аппарата) могут быть включены кипятильник (для восстановления концентрации раствора) и охладитель (для охлаждения раствора перед подачей его в воздухоосушитель).

Представлено процесс построения на  $I-d$  диаграмме охлаждения воздухом абсорбентом (см. рисунок 1.9.1).

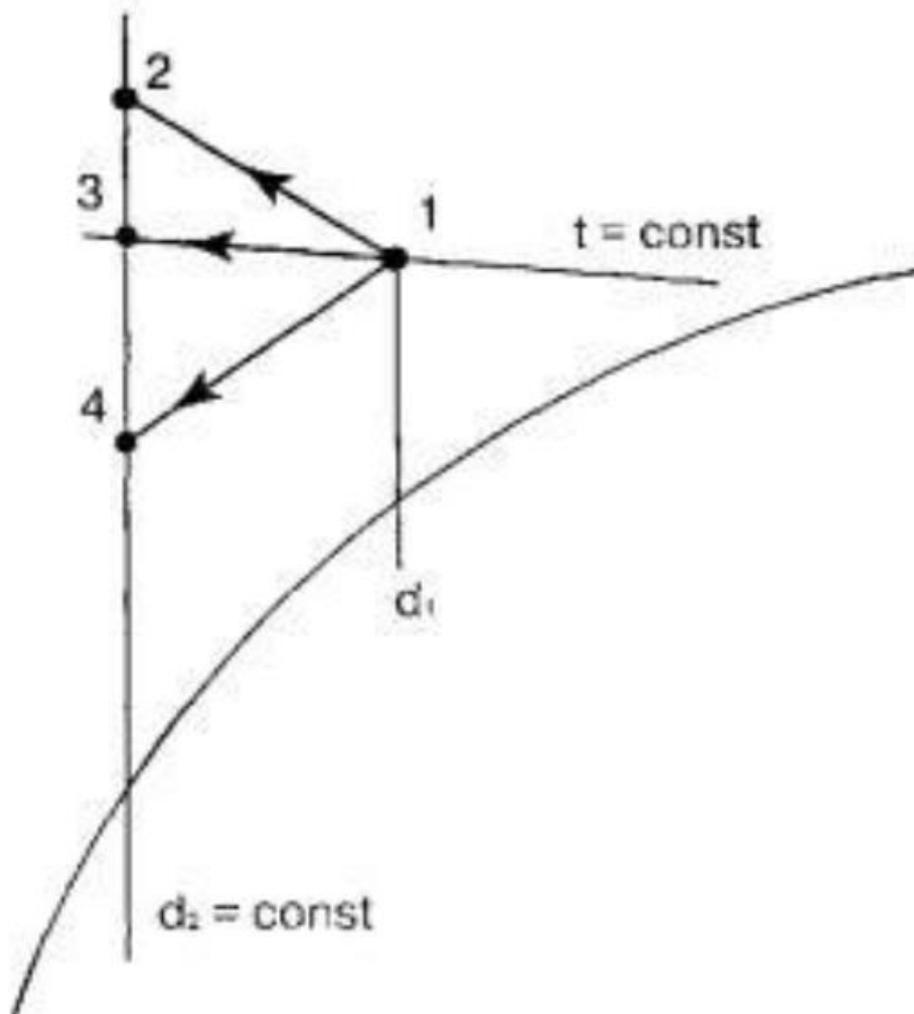


Рис.4.9.1 Процесс охлаждения воздуха абсорбентом.

Регулируя степень охлаждения жидкого сорбента, можно осушать воздух с повышением температуры (см. рисунок 4.9.2 – луч 1-2), изотермически (см. рисунок 4.9.2 – луч 1-3) и с понижением температуры (см. рисунок 4.9.2 – луч 1-4).

Изотермическое осушение влажного воздуха можно произвести при одинаковых начальных температурах воздуха и орошающего раствора. Причем расход последнего должен быть таким, чтобы теплота конденсации водяного пара и теплота разбавления незначительно повышали температуру раствора.

Для осушения воздуха с повышением температуры раствор должен иметь более высокую температуру, чем обрабатываемый воздух, однако при этом упругость водяного пара над поверхностью раствора должна быть меньше упругости водяного пара в осушаемом воздухе.

Для осушения воздуха с одновременным понижением его температуры необходимо, чтобы температура раствора была ниже, чем при изотермическом процессе.

Заметим, что абсорбенты осушают воздух не так глубоко, как твердые поглотители, например, конечное влагосодержание воздуха при применении раствора хлористого лития не менее  $1 \text{ г/кг}$ .

### **1.10. Процессы осушения воздуха с использованием твердых сорбентов**

При необходимости глубокого осушения и одновременного нагревания влажного воздуха в технике кондиционирования воздуха применяют твердые поглотители влаги (адсорбенты), которые позволяют получить практически сухой воздух. Такими поглотителями могут быть активированный уголь, силикагель, алюмогель и др. Рассмотрим построение процесса адсорбции на  $I-d$  диаграмме. Для вывода выражения углового коэффициента луча процесса адсорбции запишем уравнения баланса теплоты и влаги.

Представлено построение на  $I-d$  диаграмме процесса осушения адсорбентом (см. рисунок 4.10.1).

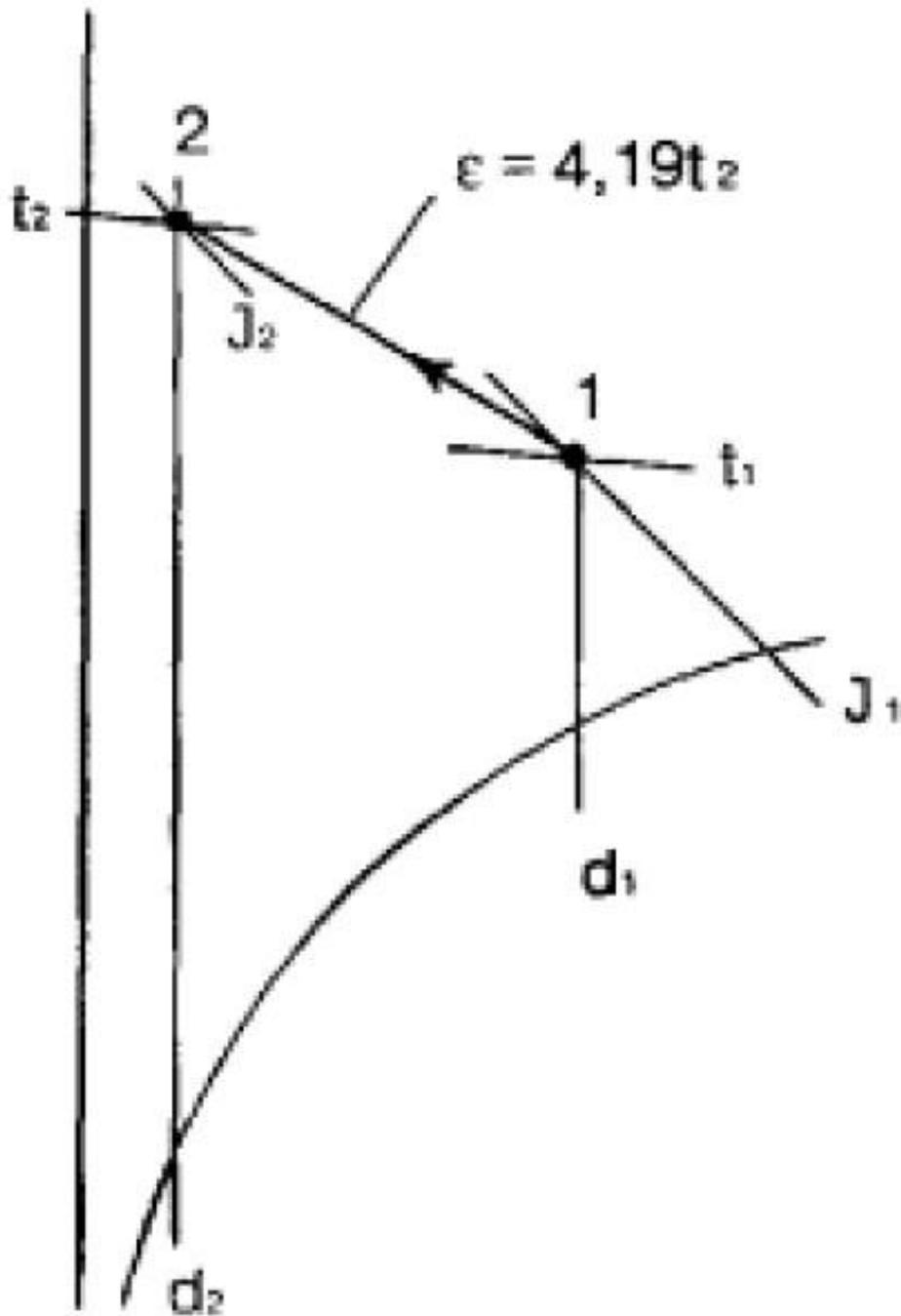


Рис.4.10.1 Процесс осушения воздуха адсорбентом.

Уравнение баланса теплоты:

$$G_c I_2 = G_c I_1 - G_n c_w t_2 - q_a G_n + 420 G_n. \quad (1.10.1)$$

где  $G_n$  – количество водяного пара, сконденсировавшегося в адсорбере, кг;

$c_w$  – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·°C);

$q_a$  – расход теплоты на нагревание адсорбента, кДж/кг (принимается 420 кДж/кг адсорбированной влаги);

420 – удельная теплота смачивания, адсорбированной влаги,  $\text{кДж/кг}$ .

Уравнение баланса влаги:

$$G_c d_2 \cdot 10^{-3} = G_c d_1 \cdot 10^{-3} - G_n. \quad (4.10.2)$$

Угловой коэффициент луча процесса:

$$\varepsilon = \frac{-G_n c_w t_2 - q_a G_n + 420 G_n}{-G_n}. \quad (4.10.3)$$

$$\varepsilon = c_w t_2 + q_a - 420. \quad (4.10.4)$$

$$\varepsilon \approx c. \quad (4.10.5)$$

Таким образом, угловой коэффициент луча процесса очень близок к изохральной  $I_1 = \text{const}$ , т.е. осушение воздуха адсорбентом представляет собой практически адиабатный процесс, направленный в сторону, противоположную процессу адиабатного увлажнения воздуха водой.

В процессе осушения температура воздуха значительно возрастает и, в зависимости от начального состояния, может достигать 40 ... 50 °С и больше.

С достаточной для практических расчетов точностью **конечную температуру воздуха  $t_2$**  можно определить по формуле:

$$t_2 = t_1 + \frac{r_a (d_1 - d_2)}{c_g} \cdot 10^3. \quad (4.10.6)$$

где  $r_a$  - удельная теплота парообразования,  $\text{кДж/кг}$ ;

$c_g$  – удельная теплоемкость влажного воздуха,  $\text{кДж/(кг} \cdot \text{°C)}$ .

Удельная теплоемкость влажного воздуха:

$$c_g = 1,006 + 1,805 d_1. \quad (4.10.7)$$

На  $I-d$  диаграмме наносят точку 1, характеризующую начальное состояние влажного воздуха  $d_1$  и  $t_1$ .

Зная требуемое значение влагосодержания  $d_2$  в точке 2, вычисляют конечную температуру воздуха  $t_2$  и угловой коэффициент луча процесса  $\varepsilon = 4,19 t_2$ .

Через точку 1 проводят луч процесса до пересечения с линией  $d_2 = \text{const}$  и получают точку 2, параметры которой характеризуют конечное состояние воздуха  $I_2, d_2, t_2$ .

Если полученное значение  $t_2$  значительно отклоняется от расчетного, то построение процесса можно повторить, изменив исходное значение  $t_2$ .

Количество влаги, отводимое от воздуха в адсорбере, определяют по формуле:

$$G_n = G_c(d_1 - d_2) \cdot 10^3. \quad (4.10.8)$$

где  $G_n$  – количество влаги, отводимое от воздуха в адсорбере, кг/ч.

*Примечание.* Минимальное значение  $d_2$  может быть 0,03 г/кг.

### 1.11. Общие положения

Воздухонагреватели (калориферы) – теплообменники, применяемые для нагревания воздуха в приточных системах вентиляции.

Теплоносители, применяемые в калориферах: вода или, значительно реже, насыщенный водяной пар. Существуют огневоздушные калориферы, применяемые в сушильных установках.

Одноходовые калориферы применяют при теплоносителях «пар» и «вода». Многоходовые калориферы были разработаны специально для того, чтобы повысить скорость воды в трубках и увеличить коэффициент теплопередачи калорифера. В многоходовых калориферах все трубки греющих элементов делятся на пучки или ходы, по которым последовательно проходит теплоноситель. Применяют многоходовые калориферы только для теплоносителя «вода», использование насыщенного водяного пара в них приведёт к возникновению гидравлических ударов.



При теплоносителе «пар» калорифер устанавливают вертикально, пар подают в верхний штуцер, конденсат удаляют через нижний. Направление движения пара и конденсата в этом случае будут совпадать, что существенно снижает возможность возникновения гидравлических ударов.

Характеристики воздухонагревателя, используемые для его подбора: коэффициент теплопередачи, площадь наружной поверхности для нагрева воздуха, фронтальная площадь для прохода воздуха, живое сечение трубок калорифера в целом (для одноходовых ) или одного «хода» для движения теплоносителя в многоходовых калориферах.

Фронтальная площадь для прохода воздуха равна площади поперечного сечения для прохода воздуха обечайки, в которой размещаются нагревательные элементы.

Коэффициент теплопередачи калорифера является основной характеристикой, определяющей его теплотехнические показатели, определяется экспериментально. Коэффициент теплопередачи калориферов  $K$  при теплоносителе «вода», зависит от скорости движения воздуха, геометрических размеров и конструктивных особенностей, скорости движения воды по трубкам.

Скорость движения воздуха через калорифер принято оценивать массовой скоростью  $\nu\rho$ , кг/м<sup>2</sup> сек. Причина: физическая скорость нагреваемого воздуха изменяется при проходе через калорифер вследствие увеличения удельного объёма воздуха при нагревании. Неопределённость величины физической скорости устраняется введением массовой скорости, величина которой постоянна во всех сечениях калориферов и калориферных групп. Рекомендуемая массовая скорость во фронтальном сечении для подбора калориферов должна приниматься в пределах 4÷5 кг/м<sup>2</sup>сек.

Применительно к калориферам с теплоносителем «вода» результаты экспериментов обрабатываются в виде степенных зависимостей вида:

$$K = A (\nu\rho)^m (w)^n \quad (4.11.3)$$

Для многоходовых калориферов может быть использована зависимость

$$K = A (v\rho)^m (w)^n l^r \quad (4.11.4)$$

$K$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup> К) или кДж/(час м<sup>2</sup> К);

$A, m, n, r$  – коэффициент и показатели степени, зависящие от конструкции калорифера.

$v\rho$  – массовая скорость воздуха, кг/сек

$w$  – скорость движения воды в трубках теплоносителя, м/сек.

$l$  – приведенная длина трубки одного хода, либо длина трубки нагревательного элемента, между распределительными коробками, м.

В случае паровых воздухонагревателей (калориферов) скорость движения пара не учитывается и зависимость имеет вид

$$K = A (v\rho) \quad (4.11.5)$$

Аэродинамические потери в калориферах обычно представляют в виде соотношения:

$$\Delta p_{vp} = B (v\rho)^q \quad (4.11.6)$$

$\Delta p_{vp}$  – потери давления воздуха, проходящего через калорифер, Па.

$B, q$  – коэффициент и показатель степени, зависящие от конструкции калорифера.

Возможно представление экспериментальных данных и другими, более сложными зависимостями.

Гидравлические потери часто бывают представлены зависимостями

$$\Delta p_w = C (w)^s \quad (4.11.7)$$

или, для многоходовых

$$\Delta p_w = C (w)^s l^r \quad (4.11.8)$$

$\Delta p_w$  – потери давления теплоносителя, движущегося по трубкам калорифера, м/сек.

$C, s, r$  – коэффициент и показатель степени, зависящие от конструкции калорифера.

$l$  – приведенная длина трубки одного хода, либо длина трубки нагревательного элемента, между распределительными коробками, м.

## 4.12. Электрические воздухонагреватели

Промышленность выпускает электрокалориферы, применяемые для нагрева воздуха в сельскохозяйственных, промышленных и гражданских зданиях при условии, что окружающая среда и нагреваемый воздух невзрывоопасны и не содержат значительного количества взрывоопасной пыли.

#### 4.13. Установка воздухонагревателей

Установка калориферов по отношению к проходящему через них воздуху может быть параллельной и последовательной и смешанной.

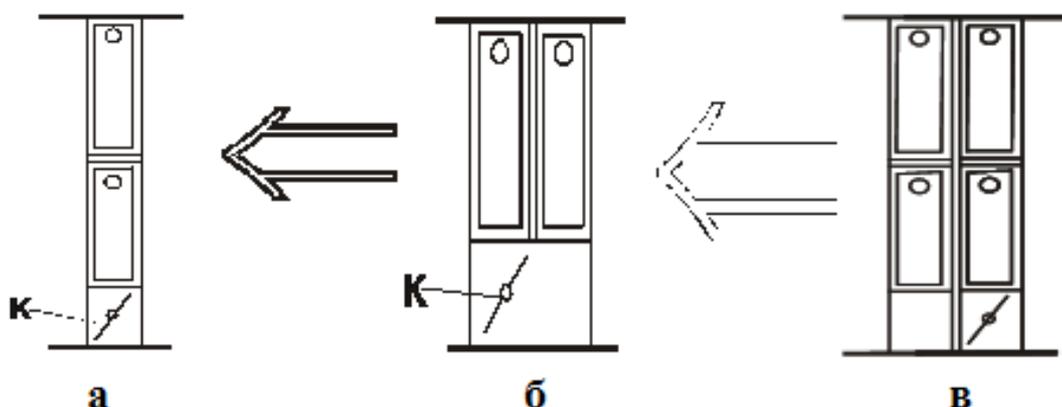


Рис. 4.13.1. Способы установки калориферов относительно потока подогреваемого воздуха  
а – параллельная; б – последовательная; в – смешанная

Параллельная установка калориферов по воздуху применяется тогда, когда требуется нагреть большое количество воздуха на небольшую разность температур, а последовательная установка калориферов по воздуху необходима при большой разности конечной и начальной температур. Чаще применяется смешанная установка, позволяющая нагревать значительные количества воздуха на большую разность температур. В калориферной установке все калориферы должны быть одинаковыми по типу, модели и номеру, чтобы обеспечить одинаковое сопротивление прохождению воздуха и обеспечить его

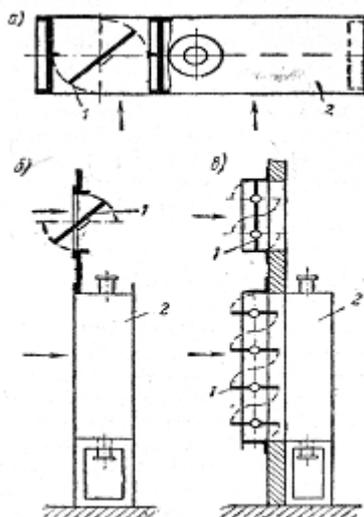
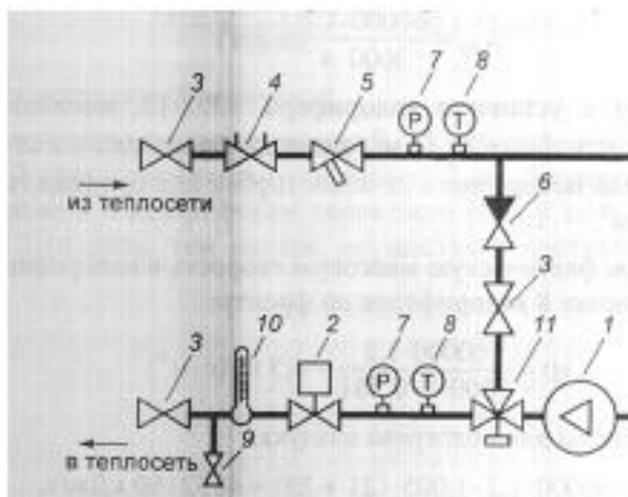


Рис. 4.13.2. Схемы установки обводных клапанов для регулирования теплоотдачи калориферов.  
 а – вертикальный; б – горизонтальный; в – многостворчатый. 1 – обводной клапан; 2 –  
 воздухоподогреватель.

распределение воздуха по всей площади поперечного сечения калориферной группы.

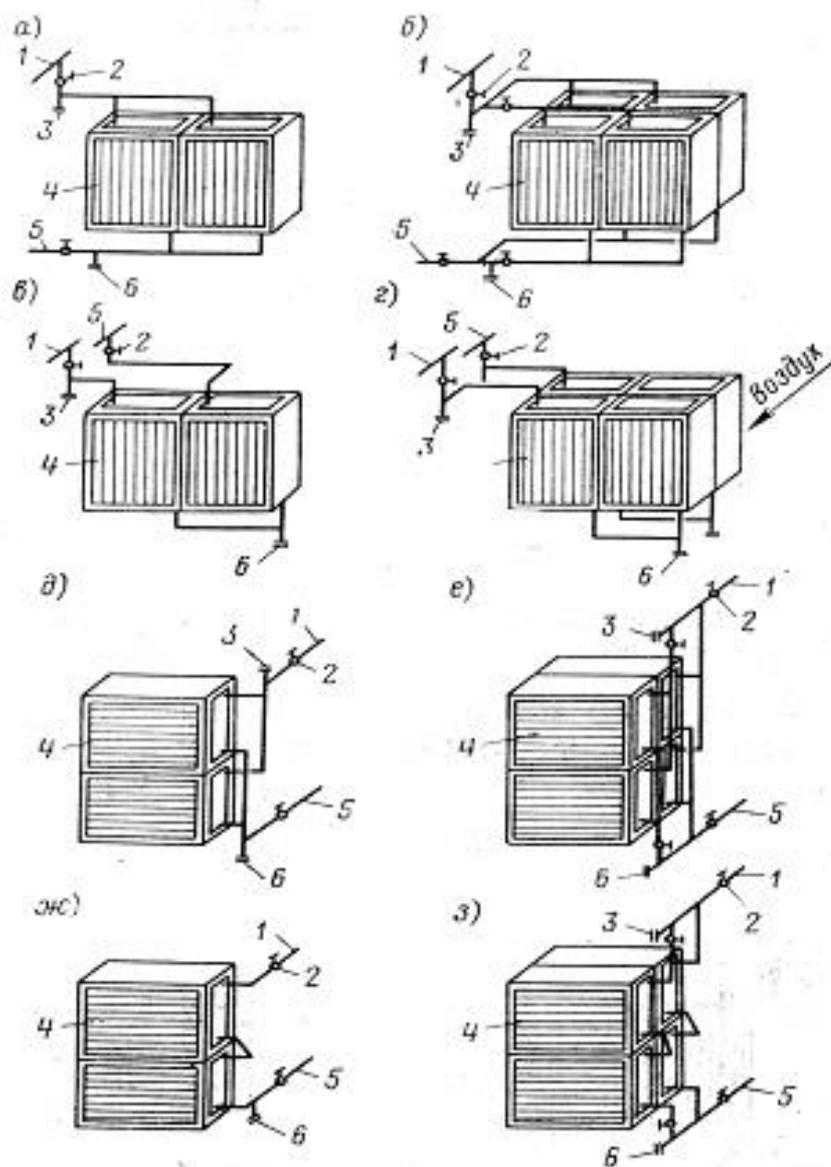
Так как пар не поддается качественному регулированию, а температура его слишком высока (равна или более  $100^{\circ}\text{C}$ ) обязательна установка двойного или спаренного многостворчатого клапана, который пропускает часть подогреваемого воздуха в обход калорифера. Количественное регулирование пара не может быть применено, так как возможно замерзание конденсата. Спаренный многостворчатый клапан состоит из двух окон: одно окно со створками перекрывает доступ воздуха к калориферу, другое своими створками – проходное отверстие обводного канала. Створки двойного обводного клапана связаны одной тягой таким образом, что при открывании створок проёма калорифера закрываются створки обводного клапана и наоборот.



*Рис. 4.13.3. Схема присоединения калориферной группы приточной камеры к тепловой сети с установкой циркуляционного насоса*

*1 – циркуляционный насос; 2 – двухходовой клапан с пропорциональным регулированием; 3 – отсечные шаровые краны; 4 – балансировочный клапан; 5 – фильтр; 6 – обратный клапан; 7 – показывающий стрелочный манометр; 8 – показывающий стрелочный термометр; 9 – спускной кран; 10 – гильза для датчика температуры обратной воды; 11 – трёхходовой клапан с пропорциональным или дискретным регулированием*

Калориферы каждой приточной камеры присоединяются к тепловой сети через циркуляционный насос (рис. 4.13.4.). Схема позволяет подмешивать воду из обратной линии к подаваемой в калорифер, осуществляя качественное регулирование теплоотдачи и сохранять неизменным количество воды, проходящей через калорифер, что способствует защите воздухонагревателей от замерзания. При теплоносителе «вода» схема обвязки калориферов трубопроводами может быть параллельной (рис. 4.13.4., варианты а и б), последовательной (рис. 4.13.4. в, ж), смешанной (рис. 4.13.4. г, д, е, з).



*Рис. 4.13.4. Варианты схем присоединения одноходовых и многоходовых calorиферов к трубопроводам теплосети с теплоносителем «вода».*

При теплоносителе «вода» и установке нескольких calorиферов в камере, изменяя схему движения теплоносителя можно менять скорость движения воды в трубках и коэффициент теплопередачи, добиваясь требуемого запаса поверхности нагрева. Наиболее эффективна противоточная схема движения нагреваемого воздуха и теплоносителя. При теплоносителе «пар» – применяют только параллельную схему обвязки (рис. 4.13.5).

Установка обводного клапана весьма желательна и при теплоносителе «вода», так как позволяет избежать замерзания воды в трубках при излишне

большой поверхности нагрева путем открытия обводного клапана и пропуска через него, минуя калориферы, некоторого количества холодного воздуха.

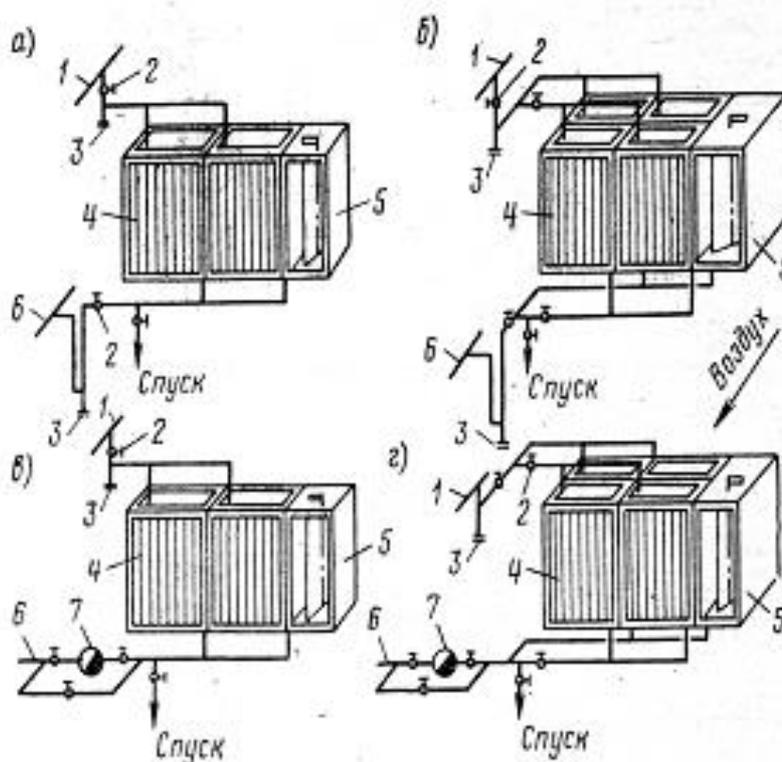


Рис. 4.13.5. Варианты присоединения калориферов, работающих на паре, к паропроводам низкого и высокого давления

#### 4.14. Подбор воздухонагревателей

Исходными данными для подбора калориферов являются:

- расход нагреваемого воздуха в м<sup>3</sup>/час или кг/час;
- начальная температура приточного воздуха  $t_n$ ;
- конечная, температура на выходе из калориферной группы  $t_k$ ;
- параметры теплоносителя на входе и выходе из калориферной группы.

Начальная температура равна расчётной температуре наружного воздуха по параметрам Б - для систем вентиляции, воздушного душирования и кондиционирования. Конечная температура является расчётной температурой притока.

Приступая к расчёту, надо принять схему обвязки калориферной группы, чтобы обеспечить оптимальную скорость воды в трубках, обеспечивающей

приемлемые коэффициент теплопередачи и гидравлическое сопротивление. Последовательность расчёта по подбору воздухонагревателя с теплоносителем «вода»:

1 Необходимая площадь фронтального сечения калориферной группы

$$f_{\text{фр.}} = \frac{L\rho_e}{3600(v\rho)} \quad (4.14.1)$$

$L$  – объёмный часовой расход воздуха, м<sup>3</sup>/час;

$\rho_v$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$v\rho$  – массовая скорость движения воздуха в фронтальном сечении, кг/(сек.м<sup>2</sup>);

По величине  $f_{\text{фр}}$  подбираются тип и типоразмер калорифера с площадью фронта, ближайшей к вычисленному значению. При больших расходах воздуха приходится устанавливать параллельно несколько калориферов в количестве  $n_{\text{фр}}$ . В результате становится известной фактическая площадь фронтального сечения  $f^{\text{факт.}}_{\text{фр}}$ . Промышленность производит калориферы, способные нагревать одним теплообменником до ~ 40-45 тысяч м<sup>3</sup>/час воздуха. К параллельной установке нескольких калориферов малого размера приходится прибегать для получения необходимой величины запаса поверхности нагрева

2. Фактическая величина массовой скорости для принятой площади фронтального сечения  $f_{\text{фр}}$ , м<sup>2</sup>

$$(v\rho)_{\text{факт.}} = \frac{L\rho_e}{3600f^{\text{факт.}}_{\text{фр.}}} \quad (4.14.2)$$

3. Расход тепла для нагревания воздуха

$$Q^{\cdot} = G c (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}) \quad (4.14.3)$$

или

$$Q = 0,278Q^{\cdot} \quad (4.14.4)$$

где  $Q'$  – расход тепла для нагревания воздуха. кДж/ч;  $Q$  - то же, Вт; 0.278 – коэффициент перевода кДж/ч в Вт;  $G$  – массовое количество нагреваемого воздуха, кг/ч, равное  $L\rho$  [здесь  $L$  – объёмное количество нагреваемого воздуха. м<sup>3</sup> / час;  $\rho$  – плотность воздуха (при температуре  $t_{\text{к}}$ ). кг/м<sup>3</sup>;  $c$  – удельная теплоёмкость воздуха, равная 1,005 кДж/(кг К)  $t_{\text{к}}$  – температура воздуха после

калорифера, °С;  $t_n$  – температура воздуха до калорифера, °С.

4. Расход теплоносителя через калорифер, кг/час

$$G_w = \frac{Q}{c_w (t_z - t_0)} \quad (4.14.5)$$

$c_w$  – удельная теплоёмкость воды, кДж/кг °С;

$t_z$  и  $t_0$  параметры теплоносителя, °С.

5. Скорость движения воды по трубкам калорифера, м/сек

$$w = \frac{G_w}{3600 \rho_w f_{тр.}} \quad (4.14.6)$$

$\rho_w$  – плотность воды в калориферной группе, для расчётных параметров (150-70) °С составляет 951 кг/м<sup>3</sup>, что соответствует средней температуре теплоносителя в 110°С.

$f_{тр.}$  – площадь живого сечения трубок одного хода калорифера, м<sup>2</sup>.

Комментарий. Следует иметь в виду, что формула (4.14.6) определяет скорость движения теплоносителя по трубкам при последовательном протекании теплоносителя через каждый калорифер группы, что обеспечивается соответствующим конструированием трубопроводной обвязки. В случае иной схемы обвязки, при параллельном присоединении к трубопроводу хотя бы части приборов калориферной группы величина живого сечения трубок калорифера может составить 2  $f_{тр.}$  и более, что приведёт к снижению скорости воды и ухудшению теплотехнических показателей калориферов. Не следует также стремиться увеличивать скорость движения теплоносителя по трубкам более 0,2 м/с. Превышение этого предела не приводит в заметному увеличению коэффициента теплопередачи, но гидравлическое сопротивление возрастает значительно.

6. Определяется коэффициент теплопередачи калорифера по соответствующей формуле или по таблице.

7. Необходимая площадь поверхности нагрева калориферной группы, м<sup>2</sup>, определяется по формуле

$$A_{mp.} = \frac{(1,1-1,2)Q}{K(t_{cp.m.} - t_{cp.v.})}, \quad (4.14.7)$$

где  $Q$  – расход тепла для нагревания воздуха. Вт;  $K$  – коэффициент теплопередачи калорифера. Вт/(м К);  $t_{cp.т}$  – средняя температура теплоносителя, °С;  $t_{cp.в}$  – средняя температура нагреваемого воздуха, проходящего через калорифер. °С, равная  $(t_n + t_k)/2$ .

Если теплоносителем служит пар. то средняя температура теплоносителя  $t_{cp.т}$  равна температуре насыщения при соответствующем давлении пара.

Коэффициент запаса 1,1-1,2 учитывает потери тепла вследствие охлаждения воздуха в воздуховодах.

8. Количество калориферов в калориферной группе определяется из соотношения

$$N_{тр} = A_{тр} / A_k \quad (4.14.8)$$

$A_k$  – поверхность нагрева одного калорифера, м<sup>2</sup>

Комментарий. Величина  $N_{тр}$  округляется до целого числа, но общее количество калориферов в группе  $N_{факт}$  должно быть кратным количеству калориферов, установленных по фронту,  $n_{фр.}$ . Поэтому фактическое количество калориферов может быть равным:  $1n_{фр.}$ ;  $2n_{фр.}$  и т.д. Указанное условие обеспечивает одинаковое аэродинамическое сопротивление калориферной группы по фронту и одинаковую нагрузку по воздуху каждого калорифера. С этой же целью, не следует монтировать в одной калориферной группе калориферы различных типов, аэродинамическое сопротивление которых может быть различным.

9. Вычисляется фактическая тепловая производительность калориферной группы

$$Q_{факт} = K (t_{cp.т} - t_{cp.в}) N_{факт} A_k \quad (4.14.9)$$

$$Q_{факт} = K (t_{cp.т} - t_{cp.в}) N_{факт} A_k \quad (4.14.10)$$

$K$  и  $K$  – коэффициенты теплопередачи калориферов, соответственно, кДж/(м<sup>2</sup> час К) и Вт/(м<sup>2</sup> К).

10. Необходимо иметь запас фактической тепловой производительности в размере (10 – 15)%, который вычисляется как

$$\frac{Q^{\text{н}} - Q_{\text{факт.}}^{\text{э}}}{Q^{\text{н}}} \times 100 \quad (4.14.11)$$

Комментарий. Необходимость иметь запас в (10 – 15)% является следствием отклонения фактических значений коэффициента теплопередачи от данных, представленных в каталогах или справочной литературе. Запас теплоотдающей поверхности призван также компенсировать снижение коэффициента теплопередачи вследствие возможного загрязнения внутренней поверхности трубок с течением времени. Большой запас теплоотдающих поверхностей приводит к переохлаждению теплоносителя и может явиться причиной замерзания воды в трубках калориферов и их разрыва. Необходимо стремиться к снижению величины запаса теплоотдающей поверхности, если фирма-поставщик гарантирует соответствие фактических коэффициентов теплопередачи заявленным в рекламном проспекте или каталоге.

11. Вычисляется величина аэродинамических потерь в калориферной группе

$$\Delta p_{\text{вп.гр}} = B (\nu \rho)^q n \quad (4.14.12)$$

$n$  – количество рядов калориферов по ходу движения воздуха.

11. Вычисляется гидравлическое сопротивление группы последовательно соединённых по теплоносителю калориферов

$$\Delta p_{\text{w,m}} = C (w)^s m \quad (4.14.13)$$

$m$  – количество последовательно соединённых калориферов, через которые проходит поток теплоносителя.

Отдельные калориферы соединяются друг с другом трубопроводами, которые могут иметь местные сопротивления, поэтому сопротивление калориферной группы складывается из гидравлических потерь в калориферах  $\Delta p_{\text{w,m}}$  и гидравлического сопротивления обвязки  $\Sigma(Rl + z)_{\text{обвязки}}$

$$\Delta p_{\text{группы}} = \Delta p_{\text{w,m}} + \Sigma(Rl + z)_{\text{обвязки}} \quad (4.14.14)$$

Комментарий. Подбор калориферов является трудоёмкой работой, так как приходится рассматривать несколько вариантов типов и типоразмеров калориферов для получения необходимого запаса поверхности нагрева. Время работы может существенно быть уменьшено применением соответствующей программы расчёта, которую несложно составить самостоятельно.

Фирмы-производители калориферов, в настоящее время, не склонны публиковать теплотехнические показатели производимой ими продукции, которые позволили бы инженеру-проектанту самостоятельно выполнить изложенный выше расчёт. Вместо этого предлагают, часто за отдельную оплату, собственные услуги по подбору калориферов и иным видам работ. Отдельные фирмы распространяют за отдельную плату или безвозмездно программы подбора производимых ими калориферов. Теплотехнические характеристики и алгоритм расчёта не приводятся, поэтому оценить его точность, величину запаса нагревательной поверхности не представляется возможным.

Последовательность подбора воздухонагревателя с теплоносителем «пар» аналогична расчёту водяных калориферов. Исключениями являются:

1) расход теплоносителя, водяного пара, определяется по формуле

$$G = Q/r \quad (4.14.15)$$

где  $r$  – теплота конденсации водяного пара на кривой насыщения, кДж/кг.

2) скорость движения пара в трубках не рассчитывается

#### **4.15. Фильтры для очистки приточного воздуха, классификация пылей**

Приточные камеры гражданских и некоторых промышленных зданий оснащаются фильтрами для очистки приточного воздуха от пыли.

Очистка приточного воздуха необходима всегда, если запылённость приточного воздуха превышает 30% от ПДК в рабочей зоне помещения, обязательна для помещений с повышенными требованиями к чистоте воздуха.

Пыли, как правило, представляют собой полидисперсные системы, состоящие из множества частиц различных размеров. Под дисперсностью пыли понимают распределение массы пыли по размерам частиц

Таблица 4.15.1

#### Классификация пылей

№№ классификационной группы	Наименование классификационной группы	Размер частиц в мкм.
I	Очень крупнодисперсная пыль	15 мкм и более
II	Крупнодисперсная пыль	2 – 15 мкм
III	Среднедисперсная пыль	0,3 – 2 мкм
IV	Мелкодисперсная пыль	0,1 – 0,3 МКМ
V	Очень мелкодисперсная пыль	Менее 0,1 мкм

Требования к фильтрам, применяемым в технике вентиляции и кондиционирования воздуха определяются ГОСТ Р 51251-99 «Фильтры очистки воздуха. Классификация. Маркировка».

Фильтром воздушным называют устройство, в котором с помощью фильтрующего материала или иным способом осуществляется отделение аэрозольных частиц от фильтруемого воздуха.

Фильтры классифицируются по назначению и эффективности. Различают:

А) Фильтры общего назначения, подразделяющиеся на фильтры грубой очистки и фильтры тонкой очистки

Б) Фильтры, обеспечивающие специальные требования к чистоте воздуха, в том числе для чистых помещений – фильтры высокой эффективности и фильтры сверхвысокой эффективности.

Работа фильтра оценивается:

А). Коэффициентом проскока или проницаемостью  $P\%$  равной процентному отношению концентрации частиц после фильтра  $N_{п}$  к концентрации частиц до фильтра  $N_{д}$

$$P = \frac{N_n}{N_d} \times 100 \quad (4.15.1)$$

Б) Эффективностью  $E\%$  – равной процентному отношению разности концентраций частиц до  $N_d$  и после фильтра  $N_n$  к концентрации частиц до фильтра  $N_d$

$$E = \frac{N_d - N_n}{N_d} \times 100 \quad (4.15.2)$$

Фильтры разделяются на классы. Класс – характеристика эффективности фильтра, выраженная условным обозначением. Классификация и эффективность фильтров грубой и тонкой очистки приведена в таблице XI.2.

Таблица 4.15.2

Группа фильтров	Класс фильтра.	Средняя эффективность %	
		$E_c$	$E_a$
Фильтры грубой очистки	G1	$E_c < 65$	-
	G2	$65 \leq E_c < 80$	-
	G3	$80 \leq E_c < 90$	-
	G4	$90 \leq E_c$	-
Фильтры тонкой очистки	F5	-	$40 \leq E_a < 60$
	F6	-	$60 \leq E_a < 80$
	F7	-	$80 \leq E_a < 90$
	F8	-	$90 \leq E_a < 95$
	F9	-	$95 \leq E_a$

Обозначения:

$E_c$  – эффективность, определяемая по синтетической пыли весовым методом ( по разности массовых концентраций частиц до и после фильтра ).

$E_a$  – эффективность, определяемая по атмосферной пыли.

Классификация, эффективность и коэффициент проскока фильтров, обеспечивающих специальные требования к чистоте воздуха, в том числе чистых помещений, приведена в таблице 4.3.

Таблица 4.15.3

Группа фильтра	Класс фильтра	Интегральное значение		Локальное значение	
		Эффективности, %	Коэффициента проскока, %	Эффективности, %	Коэффициента проскока, %
Фильтры высокой эффективности	H10	85	15	-	-
	H11	95	5	-	-
	H12	99,5	0,5	97,5	2,5
	H13	99,95	0,05	99,75	0,25
	H14	99,995	0,005	99,975	0,025
Фильтры сверхвысокой эффективности	U15	99,9995	0,0005	99,9975	0,0025
	U16	99,99995	0,00005	99,99975	0,00025
	U17	99,999995	0,000005	99,9999	0,0001

При оценке двух пылеуловителей целесообразнее сравнивать их по величине проскока. Например, если один пылеуловитель проскок  $P_1=15\%$ , а другой  $P_2=5\%$ , то второй пылеуловитель в  $15:5=3$  раза эффективнее первого.

Общая эффективность очистки воздуха в нескольких фильтрах, установленных последовательно, определяется по формуле

$$E=1-P_1 \cdot P_2 \cdot \dots \cdot P_n \quad (4.15.3)$$

К параметрам, характеризующим работу фильтров, относятся:

Удельная воздушная нагрузка - отношение объёмного расхода очищаемого воздуха к площади фильтрующей поверхности фильтра или пылеуловителя, размерность  $\text{м}^3/\text{ч}$  на  $1 \text{ м}^2$  фильтрующей поверхности.

Пылеёмкость фильтра оценивается количеством пыли (г или кг) которое удерживает пылеуловитель или фильтр за период непрерывной работы между двумя регенерациями фильтрующего слоя. Поскольку пылеёмкость зависит от размера частиц, её следует относить к пыли определённой дисперсности.

Аэродинамическое сопротивление фильтра представляет разность давлений на входе и выходе, измеренную в Па. Различают начальное сопротивление, определённое при номинальной производительности и указывающееся в технической документации, и конечное, по достижении которого необходимо производить регенерацию. ГОСТ рекомендует следующие значения конечного аэродинамического сопротивления:

- 250 Па – для фильтров грубой очистки;
- 450 Па – для фильтров тонкой очистки;
- 600 Па – для фильтров высокой и сверхвысокой эффективности.

Промышленностью серийно выпускаются следующие виды фильтров:

- ячейковые фильтры, относящиеся в большинстве своём к фильтрам грубой очистки;
- рулонные;
- воздушные фильтры высокой эффективности, использующие материалы ФП, известные также как ткань Петрянова; разработаны и применяются другие виды тканей для сверхтонкой очистки воздуха от пыли;
- электрические воздушные фильтры.

## **5. Конструктивные элементы вентиляционных установок. Защита от шума.**

### **5.1. Шум и звук. Шумоглушители**

Источником шума и вибрации в вентиляционных системах является вентилятор, генерирующий аэродинамический и механический шум. Причина аэродинамического шума - нестационарные процессы течения воздуха через рабочее колесо и в самом кожухе, механического - неудовлетворительная балансировка рабочего колеса.

Звуком и шумом называют волновое колебание упругой среды, создающее в ней дополнительное переменное давление.

Звук имеет одну или несколько выраженных частот, звук одной строго определенной частоты может быть воспроизведен камертоном.

Шумом называется сложный звук, не содержащий ясно выраженных частотных составляющих.

В акустическом расчёте системы вентиляции применяют следующие характеристики шума

- частота колебания, измеряемая в герцах (Гц)

$$f = \frac{1}{T} \quad (5.1.1)$$

где  $T$  – время одного колебания или период колебания, с.

- интенсивность звука, или сила звука  $I$ , количество энергии, переносимой звуковыми волнами за единицу времени через единицу площади поверхности, перпендикулярной направлению распространения волн.

Единицей интенсивности звука (или силы звука) служит Вт/м<sup>2</sup>.

Уровень интенсивности звука

$$L_I = 10 \lg \frac{I}{I_0}$$

где  $L_I$  – уровень интенсивности звука, дБ;  $I$  – интенсивность данного звука, Вт/м<sup>2</sup>;  $I_0$  – интенсивность звука той же частоты, с которым сравнивают данный звук, Вт/м<sup>2</sup>.

За  $I_0$  принимают наименьшую интенсивность звука, которую воспринимает ухо человека на пороге слышимости (в среднем это значение составляет  $I_0 = 10^{-12}$  Вт/м<sup>2</sup>).

В этом случае децибел (дБ) представляет собой такой уровень интенсивности звука, при котором

$$10 \lg \frac{I}{10^{-12}} = 1 \quad (5.1.2)$$

Звуковым давлением  $p$  называют дополнительное переменное давление, возникающее в среде при прохождении через нее звуковых волн.

Уровень звукового давления. Так как интенсивность звука пропорциональна квадрату

амплитуды колебаний  $A^2$ , а звуковое давление – первой степени амплитуды  $A$ , то при переходе от уровня интенсивности звука к уровню звукового давления получим

$$L_p = 10 \lg \left( \frac{p}{p_0} \right)^2 = 20 \lg \frac{p}{p_0}, \quad (5.1.3)$$

где  $L_p$  – уровень звукового давления, дБ;  $p$  – звуковое давление данного звука. Па;

$p_0$  – давление, с которым сравнивают звуковое давление данного звука. Па; За  $p_0$  принимают наименьшее звуковое давление (порог), которое воспринимает ухо человека (в среднем значение  $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$  Па).

Единицей уровней звуковых давлений служит также децибел. В этом случае децибел представляет собой такой уровень звукового давления, при котором

$$20 \lg \frac{p}{2 \cdot 10^{-5}} = 1$$

Интенсивность звука, воспринимаемая человеком, находится в пределах от  $10^{-12}$  до  $10$  Вт/м<sup>2</sup>. Нижний предел соответствует порогу слышимости, верхний – болевому порогу. Отношение верхнего предела слышимости к нижнему пределу равно  $10^{13}$ , т. е. десяти триллионам. При столь громадном диапазоне слышимости, каким обладает слуховой аппарат человека для получения удобных в пользовании величин децибелов в формулах (5.1.2) и (5.1.3) использованы логарифмические зависимости.

Кроме физических, в нормативных документах применяют физиологические показатели оценки звука:

- высота тона определяется частотой колебаний; чем больше частота, тем выше тон.

Для связи физических и физиологических показателей оценки звука используют тон с частотой 1000 Гц, с уровнем которого сравнивают уровни звуковых давлений других равно громких звуков.

Уровень громкости (оцениваемый в фонах) данного звука измеряют уровень звукового давления, дБ, равно громкого с ним звука с частотой 1000 Гц.

## 5.2. Нормирование шумов

Допустимые уровни звукового давления на постоянных рабочих местах в производственных помещениях, в жилых и общественных зданиях, а также на территории жилой застройки и промышленных объектов строго ограничиваются действующими санитарными нормами. Шумы нормируются в восьми октавных полосах со среднегеометрическими частотами 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 и 8000 Гц.

Таблица 5.2.1.

Допустимые уровни шума  $L_{\text{пом}}$  в помещениях различного назначения гражданских зданий

Назначение помещения	Время суток	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами, Гц.								Уровни звука дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Учебные помещения школ	-	58	47	40	34	30	27	25	23	35
Номера гостиниц	С 7 до 23 ч.	62	52	44	39	35	32	30	28	40
	С 23 до 7 ч.	54	43	35	29	25	22	20	18	30
Торговые залы магазинов	-	74	65	58	53	50	47	45	44	55

Следует отметить, что человек сформировался в определённой звуковой среде, поэтому полное безмолвие столь же неблагоприятно, как и излишний шум.

## 5.3. Мероприятия по снижению поступления шума в помещения от

## ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Уровень звукового давления на постоянных рабочих снижают следующими мероприятиями:

- 1) применением малошумных вентиляторов, наиболее совершенных по акустическим характеристикам, и работающих в оптимальном режиме;
- 2) ограничением скорости движения воздуха в отводах, коленах, тройниках и других элементах вентиляционной сети:
  - до 5-6 м/с в магистральных воздуховодах и до 2-4 м/с в ответвлениях для общественных зданий и вспомогательных зданий промышленных предприятий;
  - до 10-12 м/с в магистральных воздуховодах и до 4-8 м/с в ответвлениях для производственных зданий; скорость воздуха в воздухораспределителе или воздухозаборном устройстве должна быть ограничена величиной допустимой величиной  $v_{\text{доп}}$  во избежание возникновения шума;
- 4) применением звукопоглощающих облицовок или штучных звукопоглотителей;
- 5) снижением уровня звуковой мощности источников шума по пути распространения звука с помощью глушителей или облицовки внутренних поверхностей воздуховодов звукопоглощающими материалами.

Ослабление шума в канале может быть приближенно определено по формуле

$$\Delta L = 1,09al \frac{P}{F} \quad (5.3.1)$$

где  $\Delta L$  – потери уровня звуковой мощности в канале, дБ;  $a$  – коэффициент звукопоглощения стенок канала;  $P$  – периметр поперечного сечения канала, м;  $F$  – площадь поперечного сечения канала, м<sup>2</sup>;  $l$  – длина канала, м.

Из формулы (5.3.1) следует, что глушение шума в каналах малого сечения или в каналах с развитым периметром будет происходить интенсивнее, чем в каналах большого сечения или с минимальным периметром. Поэтому сечения трубчатых глушителей делают не более 500x500 мм.

## 5.4. Конструкции шумоглушителей

Шумоглушители можно разделить на две категории: пассивные и активные. В пассивных, для снижения шума, используются звукопоглощающие свойства материалов или способность звуковых волн к уничтоже-

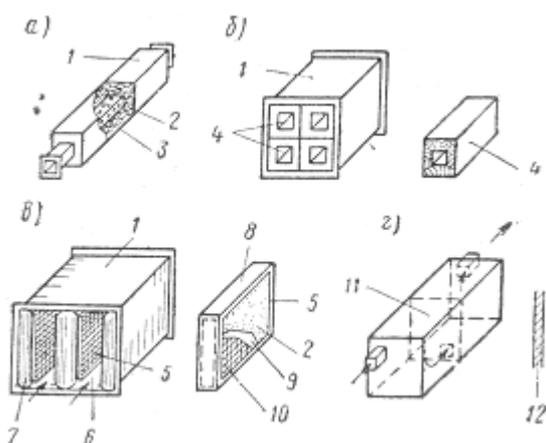


Рис. 5.4.1. Конструкции шумоглушителей пассивного типа

*а – трубчатый; б – сотовый; в – пластинчатый; г – камерный.*

*1 – наружный кожух; 2 – звукопоглощающий материал (а), стеклоткань (в); 3 – перфорированный воздуховод; 4 – звукопоглощающие ячейки; 5 – звукопоглощающие пластины; 6 – канал для прохода воздуха; 7 – обтекатели; 8 – каркас пластины; 9 – ткань; 10 – решетчатый каркас пластины; 11 – камера; 12 – облицовка.*

нию при наложении на основную звуковую волну отражённой от торца шумоглушителя и отстающей от основной на половину длины. В активных глушителях шума генерируются звуковые колебания с амплитудой, отстающий на половину длины волны от шума, который гасится. Активными шумоглушителями подавляется низкочастотный шум, который плохо гасят шумоглушители пассивного типа.

Наиболее простыми по конструкции являются камерные шумоглушители, (рис 4.8г) однако устройства этого типа гасят шум лишь одной частоты или группы близких по частоте шумов и звуков. Принцип действия камерного шумоглушителя состоит в наложении на бегущую и отражённую от торцевой стенки звуковой волны. Камерный глушитель может представлять собой камеру, длиной в половину длины волны шума. В технике вентиляции применяется в

специальных случаях, так как спектр шума вентиляторов охватывает полосу частот в диапазоне 15-5000 Гц.

Основные виды шумоглушителей вентиляционных систем - диссипативного действия, в которых происходит рассеяние звуковой энергии всех частот. К этому типу относятся трубчатые, пластинчатые и сотовые шумоглушители.

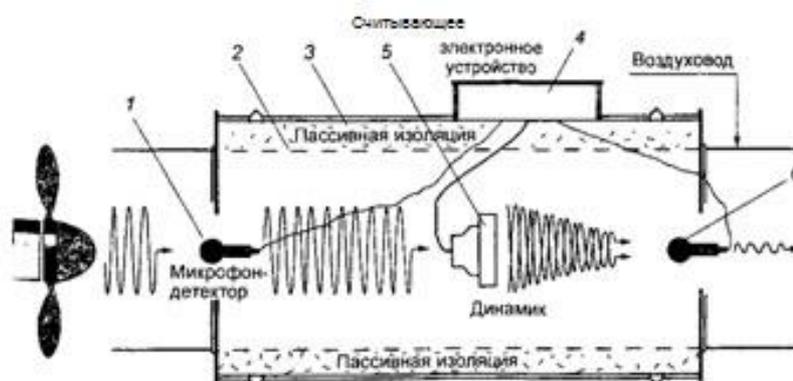
Звукопоглощающим материалом в шумоглушителях диссипативного действия являются мягкие маты из супертонкого базальтового или стекловолокна плотностью 15-20 кг/м<sup>3</sup>, полужесткие плиты из стекловолокна плотностью 30-40 кг/м<sup>3</sup>, минераловатные плиты (80 кг/м<sup>3</sup>).

Трубчатый шумоглушитель выполняется в виде воздуховода, перфорированного на некотором протяжении. Общий процент перфорации должен составлять не менее 20% площади поверхности воздуховода. Во избежание эрозии (выдувания) шумопоглощающего материала, перфорированный участок обёртывается тканью, поверх которой накладываются шумопоглощающий материал толщиной 100 мм и герметичный кожух. Трубчатые шумоглушители не требуют практически дополнительных площадей для размещения, так как монтируются на вертикальных или горизонтальных участках сетей. Недостаток – меньшая, по сравнению с пластинчатыми и сотовыми шумопоглощающая способность.

Пластинчатый шумоглушитель состоит из пластин-параллелепипедов. Боковые стенки либо перфорированные, либо решетчатые с покрытием из стеклоткани. Толщина средних пластин может составлять 100, 200, 400, и 800 мм. Толщина боковых стенок имеют толщину 50% от срединных. Традиционное размещение пластинчатых шумоглушителей – под потолком с присоединением к воздуховодам через диффузор и конфузор. В некоторых конструкциях панельно – каркасных приточных и вытяжных камер шумоглушители включены в конструкцию. В приточных камерах их устанавливают после вентиляторного блока, в вытяжных – перед ним.

Сотовые шумоглушители набираются из ячеек, часто с размерами 500x500x500 мм со сквозным каналом для прохода воздуха. Ячейка выполняется из оцинкованной стали и заполнена поглощающими шум материалами. Стенки сквозного канала – перфорированные. Ячейки укладываются в кожух, в количестве и с конфигурацией, обеспечивающей необходимые параметры работы глушителя (общая площадь поперечного сечения, длина). Традиционное размещение сотового шумоглушителя – на полу вентиляционной камеры или подвала с подводом воздуха сверху, так как он заметно тяжелее пластинчатого равных параметров. Достоинство – отсутствие необходимости в индивидуальном заказе конкретного глушителя. Закупив необходимое количество ячеек, можно шумоглушитель собрать и на стройплощадке. Недостаток – потребность в площадях для размещения и повышенный расход металла по сравнению с пластинчатыми шумоглушителями.

В шумоглушителях активного типа используются как диссипативный, так и эффект нейтрализации шума воздействием эквивалентного шума, отстающего от основного на половину длины волны, характерный для камерного шумоглушителя. Активные системы наиболее эффективны для подавления низкочастотного шума, которые с трудом подавляются шумоглушителями пассивного типа.



*Рис. 5.4.2. Принципиальная схема шумоглушителя активного типа.*

Конструкция, представленная на рис. 4.9 состоит из трубчатого шумоглушителя, на торцах которого размещены: микрофон детектирования на входе и контрольный на выходе из шумоглушителя. Микрофон детектирования воспринимает входящий звук и передаёт его на электронное вычислительное устройство, которое определяет спектр частот и вырабатывает электрические сигналы звука, подавляющего шум, и отстающий от основного на половину длины волны, которые передаёт на громкоговоритель. В результате сложения звуковых волн основного и генерируемого шума происходит гашение. Контрольный микрофон на выходе контролирует уровень звукового давления на выходе из шумоглушителя и вносит необходимые коррективы в работу электронного генератора подавления шума.

## **5.5. Основные положения акустического расчёта вентиляционных систем**

Акустический расчет вентиляционной системы имеет целью подбор шумоглушителя с параметрами, обеспечивающими требуемый уровень звукового давления в рабочей зоне помещения.

Основные положения акустического расчёта:

- в помещении должен сохраняться уровень шума, интенсивность которого зависит от назначения помещения и определяется нормами (таблица 4.4), так как человек сформировался в определённой звуковой среде;
- акустическому расчету вентиляционной системы должен предшествовать аэродинамический расчет, в процессе которого определяются размеры всех воздуховодов и каналов;
- источником шума является вентилятор, поэтому расчётным для подбора шумоглушителя является помещение, ближайшее по сети воздуховодов к вентилятору;

- в помещении выбирается расчётная точка, поддерживая нормативный уровень шума в которой, обеспечиваются комфортные по шуму во всей рабочей зоне;

- нормами предусматривается расчёт по 9 октавным среднегеометрическим частотам: 31,5, 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000. Фактически расчёт ограничивается восьмью частотами, так как данных для среднегеометрической частоты 31,5 Гц расчётные данные отсутствуют;

- в каталогах вентиляторов содержатся данные по уровням звукового давления, создаваемого вентилятором в указанных выше среднегеометрических частотах;

- по пути движения воздуха происходит снижение уровня (потеря) звуковой мощности:

- ❖ по длине сети воздуховодов. –  $\Delta L_{\text{дл}}$ , дБ;
- ❖ в поворотах (отводах и коленах) –  $\Delta L_{\text{пов}}$ , дБ;
- ❖ тройниках (или «разветвлениях», как иногда обозначают этот элемент в нормативной литературе) –  $\Delta L_{\text{тр}}$ , дБ;

- ❖ за счёт отражения звука внутрь воздуховода от отверстия или решётки в конце воздуховода,  $\Delta L_{\text{отр}}$ , дБ;

- ❖ вследствие затухания шума в помещении.

Снижение интенсивности звукового давления происходит вследствие рассеивания звуковой энергии пропорционально квадрату расстояния от приточной или вытяжной решетки, рассматриваемой в качестве точечного источника звука, и путём поглощения звука ограждающими конструкциями. Расчёт этот достаточно сложен. В инженерной практике подбора шумоглушителей им обычно пренебрегают или ограничиваются учётом рассеивания звуковой энергии пропорционально квадрату расстояния от решетки до расчётной точки.

Расчётные формулы или табличные данные для определения перечисленных выше потерь звукового давления содержатся в справочной литературе.

Уровень звукового давления, которое необходимо погасить в шумоглушителе,  $\Delta L_{\text{шг}}$  для каждой расчётной октавной полосы частот определяется из выражения

$$\Delta L_{\text{шг}} = L_{\text{р,окт}} - (\Delta L_{\text{дл}} + \Delta L_{\text{пов}} + \Delta L_{\text{тр}} + \Delta L_{\text{отр}}) - \Delta L_{\text{пом}} \quad (5.5.1)$$

Если  $\Delta L_{\text{шг}} \leq 0$ , шумоглушитель устанавливать не требуется.

Расчётные формулы или табличные данные для определения этих потерь содержатся в справочной литературе.

### 5.6. Расчёт параметров шумоглушителя

Задача расчета шумоглушителя состоит в определении:

- 1) суммарной площади поперечного сечения каналов для прохода воздуха (живое сечение);
- 2) длины глушителей (трубчатых, сотовых и пластинчатых);
- 3) гидравлического сопротивления глушителей по воздушному тракту.

Живое сечение каналов глушителя,  $\text{м}^2$ , определяется по формуле

$$\Sigma A_{\text{кан}} = \frac{L}{3600 \cdot v_{\text{доп}}} \quad (5.6.1)$$

где  $\Sigma A_{\text{кан}}$  – суммарная площадь поперечного сечения каналов для прохода воздуха в шумоглушителе,  $\text{м}^2$ ;  $L$  – расход воздуха через глушитель,  $\text{м}^3/\text{ч}$ .  $v_{\text{доп}}$  – допустимая скорость движения воздуха в глушителе,  $\text{м}/\text{с}$ .

Скорость движения воздуха через глушитель не должна превышать определенной величины  $v_{\text{доп}}$  с тем, чтобы сам глушитель не являлся генератором шума. Допустимые величины скорости в шумоглушителе представлены в таблице 5.6.1.

Таблица 5.6.1

Допускаемый уровень звука в помещении, дБА	30	40	50	55
Допускаемая скорость воздуха, $\text{м}/\text{с}$ .	4	6	8	10

Длину трубчатых, сотовых и пластинчатых глушителей определяют для каждой из восьми среднегеометрических частот октавных полос частот

$$l = \frac{\Delta L_{\text{шг}}}{\Delta L} \quad (5.6.2)$$

где  $l$  – длина глушителя, м;  $\Delta L_{\text{шг}}$  – требуемая интенсивность шума, которая должна быть погашена в глушителе, дБ;  $\Delta L$  – снижение шума в глушителе длиной 1 м в данной полосе частот, дБ.

Гидравлическое сопротивление трубчатых, сотовых и пластинчатых глушителей определяют по формуле

$$\Delta p_{\text{гг}} = \left( \zeta + \frac{\lambda}{l} d_v \right) \frac{v^2}{2} \rho \quad (5.6.3)$$

где  $\Delta p_{\text{гг}}$  – потери давления в глушителе. Па;  $\zeta$  – суммарный коэффициент местных сопротивлений;  $\lambda$  – коэффициент сопротивления трения;  $d_v$  – гидравлический диаметр одного канала для прохода воздуха, м;  $\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $v$  – скорость движения воздуха в каналах глушителя, м/с.

## 5.7. Виброизоляция вентиляционных установок

Вибрации, возникающие при работе вентилятора, передаются воздуховодам и основанию, на котором смонтирована вентиляционная установка.

В качестве виброизолирующих устройств, препятствующих распространению колебаний по материалу, применяют пружинные амортизаторы и упругие прокладки.

Наилучшими виброизолирующими свойствами обладают стальные пружинные виброизоляторы, характеризующиеся стабильностью упругих свойств, допускающие большой прогиб и ослабляющие колебания даже весьма низких частот.

Прокладки из резины обеспечивают виброизоляцию только звуковых частот от 40 Гц и выше, что соответствует частоте вращения вентилятора  $n \geq 1800$  об/мин, и, следовательно, применение их для вентиляционных установок во

многих случаях не обеспечивает нужного эффекта. Кроме того, упругие прокладки из резины с течением времени могут терять свои упругие свойства. Поэтому предпочтение следует отдавать виброизоляторам.

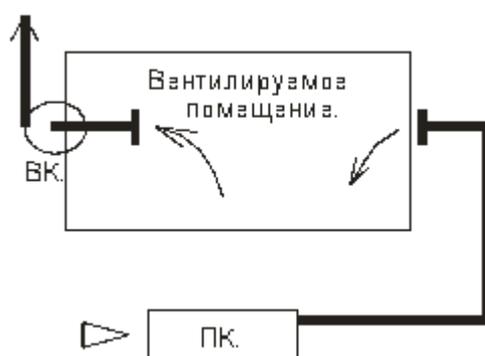
## **6. Основы аэродинамики вентиляционных систем**

### **6.1. Виды систем вентиляции гражданских зданий**

По способу организации вентиляции помещений различают централизованные и децентрализованные системы вентиляции. В централизованных системах вентиляции приточные и вытяжные вентиляционные установки обслуживают группу помещений или здание в целом. Помещения большой площади одноэтажного здания часто вентилируют децентрализованными приточно – вытяжными агрегатами, что позволяет обойтись без разветвлённой сети воздуховодов.

По размерам обслуживаемого системой объёма помещения вентиляционные системы разделяют на общеобменные и местные. Общеобменными системами вентилируется весь объём помещения, местными – конкретное рабочее место или источник вредных выделений.

Ниже представлены приточно – вытяжные системы, имеющие наиболее широкое распространение.



*Рис. 6.1.1 Прямоточная приточно-вытяжная система вентиляции с механическим побуждением*

*ПК – приточная камера; ВУ – вытяжная вентиляционная установка*

Приточно – вытяжная вентиляция прямоточная. Применяется преимущественно в производственных помещениях, в которых применение

рециркуляции запрещено вследствие выделения в воздух помещения токсичных паров и газов, болезнетворных бактерий и т.д. Расход теплоты на подогрев приточного воздуха максимален (рис. 6.1.1).

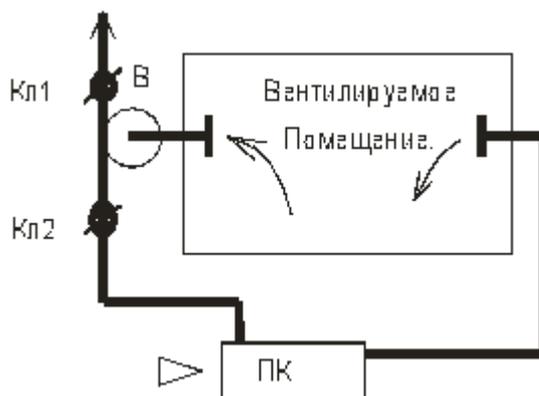


Рис. 6.1.2. Приточно-вытяжная система вентиляции с механическим побуждением  
ПК – приточная камера; В – вытяжная установка; Кл1 – клапан, регулирующий количество воздуха, удаляемого в атмосферу; Кл2 – клапан, регулирующий количество рециркуляционного воздуха

Приточно – вытяжная вентиляция с частичной рециркуляцией применяется для вентиляции помещений гражданских и производственных помещений с теплоизбытками при отсутствии выделения в воздух токсичных паров и газов, резких запахов и т.п. (рис 6.1.2). Имеет весьма широкое применение.

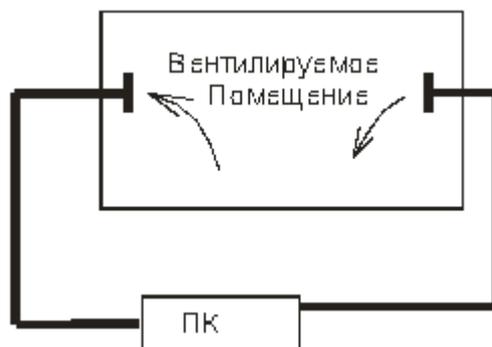


Рис. 6.1.3. Приточно-вытяжная система вентиляции с полной рециркуляцией  
ПК – приточная камера

Приточно – вытяжная система с полной рециркуляцией. Применяется в случае работы системы вентиляции в режиме воздушного отопления в нерабочее время. Является специальным видом вентиляции, применяемой в космических кораблях, на космических станциях, подводных лодках, в спецсооружениях в

отсечном режиме работы и т.п. (рис. 6.1.3). На этих объектах системы дополнены установками регенерации воздуха.

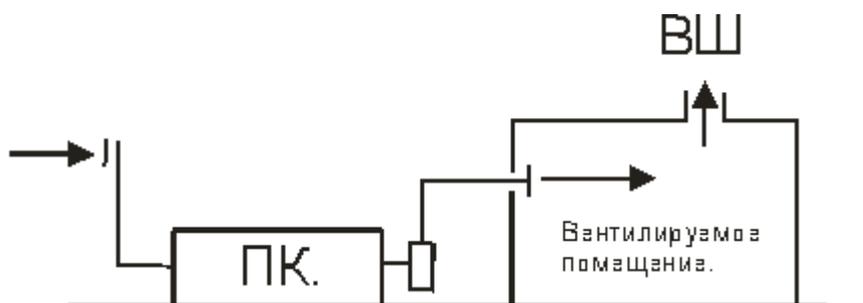


Рис. 6.1.4. Прямоточная приточно-вытяжная система вентиляции с механическим побуждением и вытяжкой «на выдавливание» (вариант аварийной системы вентиляции одноэтажного здания)

ПК – приточная камера; ВШ – вытяжная шахта, канал, отверстие, работающие «на выдавливание»

Аварийные системы вентиляции разделяются на обычные и противодымные. Обычные применяют для удаления вредных веществ, поступивших в воздух помещения в больших количествах за короткий промежуток времени (залповый выброс). Противодымные проветривают пути эвакуации в начальной стадии пожара, обеспечивая эвакуацию людей из здания. Обычные аварийные системы для одноэтажных зданий часто состоят из приточной камеры, подающей в помещение, неподогретый наружный воздух. Загрязнённый воздух удаляется через специальный проём в ограждении или вытяжную шахту (рис. 6.1.4).



Рис. 6.1.5. Приточно-вытяжная система бесканальной вентиляции с (гравитационным, под действием ветра) естественным побуждением (аэрация)

Приточно-вытяжная общеобменная бесканальная вентиляция с естественным побуждением известна как аэрация. Аэрация производится через

специальные аэрационные приточные и вытяжные проёмы с регулирующими устройствами, позволяющими изменять величину воздухообмена или полностью прекращать его. Широко применяется для удаления теплоизбытков из производственных помещений (рис 6.1.5).

Приточная местная канальная вентиляция применяется в производственных помещениях. Служит для подачи притока по сети воздуховодов на постоянные загазованные или подвергающиеся тепловому облучению рабочие места. Более известна как воздушное душирование наружным воздухом. Приточный воздух предварительно обрабатывается (нагревается или охлаждается адиабатически или с применением искусственного холода, желательна также очистка подаваемого воздуха от пыли) (рис 6.1.6).

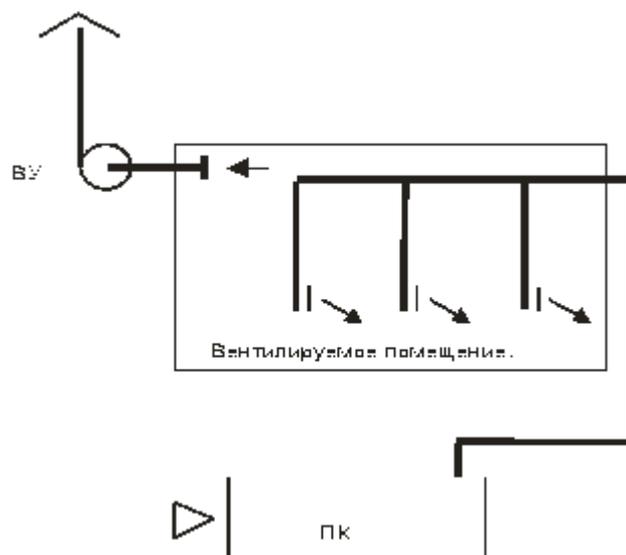


Рис. 6.1.6. Приточная местная канальная вентиляция (воздушное душирование).

*ПК - приточная камера; ВУ – вытяжная вентиляционная установка.*

Вытяжная общеобменная бесканальная с механическим побуждением, осуществляется обычно крышными вентиляторами, устанавливаемыми в отверстиях бесчердачного покрытия. Приток поступает через открытые окна или специальные аэрационные проёмы. Крышные вентиляторы иногда используются для увеличения зоны проветривания или повышения устойчивости аэрации. Вентиляторы располагают либо по оси однопролётного

цеха, либо вблизи внутренней стены, выгораживающей проветриваемое помещение от остального объёма производственного здания.

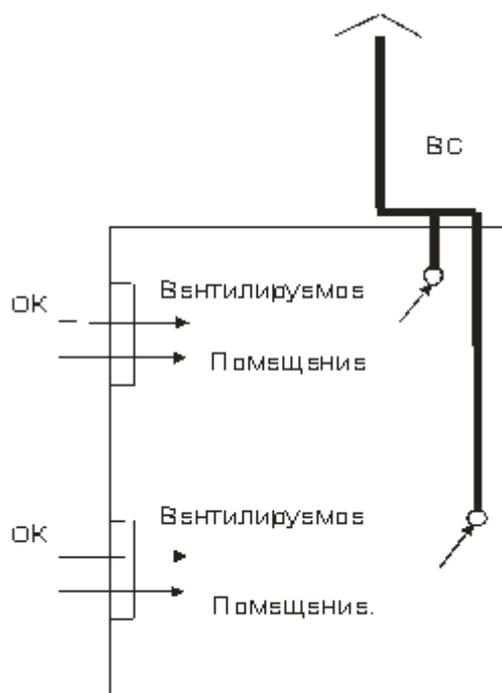


Рис. 6.1.7. Приточно-вытяжная общеобменная вентиляция с гравитационным побуждением.

*ОК – окна в наружных стенах; СВ – сеть вытяжных вентиляционных каналов вытяжной системы с гравитационным побуждением.*

Вытяжная общеобменная канальная с естественным побуждением характерна для жилых и гражданских зданий. Приток в помещения поступает через притворы окон и другие неплотности в ограждающих конструкциях. В технической литературе эта система вентиляции называется: приточно – вытяжная система вентиляции с гравитационным побуждением и неорганизованным притоком (рис 6.1.7). Разновидностью такого рода систем являются вытяжные гравитационные системы вентиляции с тёплым чердаком, применяемые в многоэтажных зданиях.

Вытяжная местная канальная с механическим побуждением применяется в промышленных зданиях для удаления вредных веществ от мест их выделения через специальные укрытия - местные отсосы. Перед выбросом в атмосферу удаляемый воздух обычно очищают от вредных примесей.

Вытяжная местная канальная с естественным побуждением применяется для удаления нагретого загрязнённого воздуха от технологических печей, теплового оборудования и т.п. Загрязнённый воздух поступает в местный отсос и перемещается по вытяжному воздуховоду в атмосферу под действием естественных сил.

Смешанная система вентиляции. Самостоятельно местные приточные и вытяжные системы в производственных зданиях применяются редко. Обычно они являются составляющими смешанной системы вентиляции, в которой реализуются и общеобменная и местная вентиляция. Смешанную систему вентиляции применяют по двум причинам (рис 6.1.8)

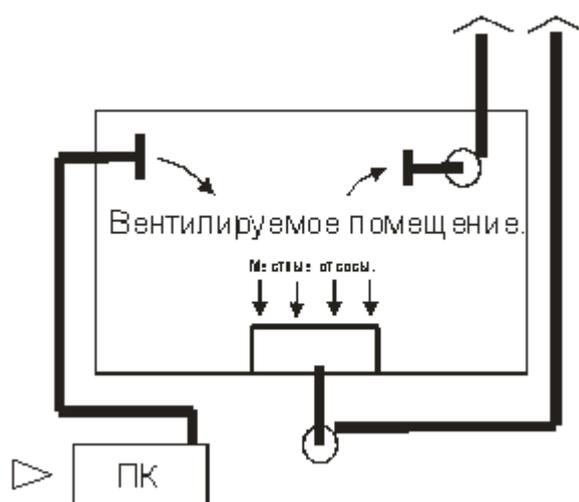


Рис. 6.1.8. Смешанная приточно-вытяжная система вентиляции (общеобменный приток, местная и общеобменная вытяжка).

1. эффективность местных отсосов не является абсолютной, какая – то часть вредных выделений от укрытых источников поступает в воздух помещения;
2. экономически нецелесообразно, а технически часто бывает невыполнимо устройство местной вытяжки от всех источников вредных выделений.

Задача общеобменного воздухообмена при смешанной вентиляции состоит в удалении поступивших в объём помещения вредных выделений от источников, незащищённых местными отсосами и загрязнений, не уловленных местными отсосами.

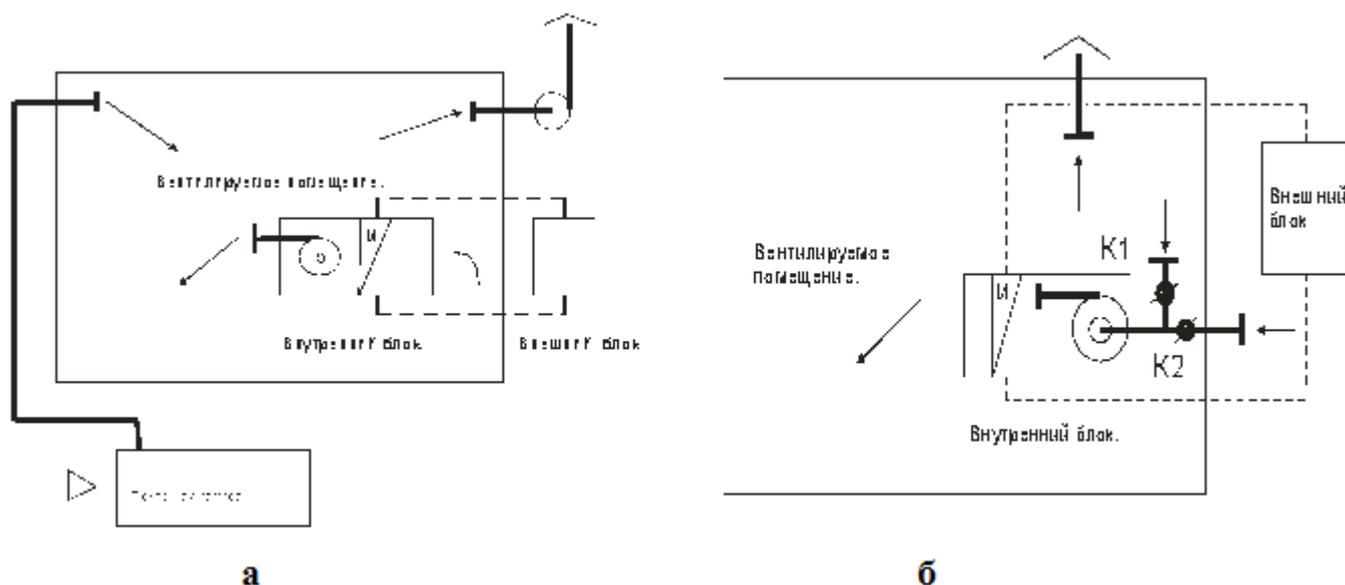


Рис. 6.1.9. Сплит – системы вентиляции.

*А – сплит-система вентиляции с приточно-вытяжной установкой;*

*Б. – сплит-система вентиляции с частичной рециркуляцией приточного воздуха.*

*И – испаритель.*

*К1 – клапан, регулирующий расход рециркуляционного воздуха;*

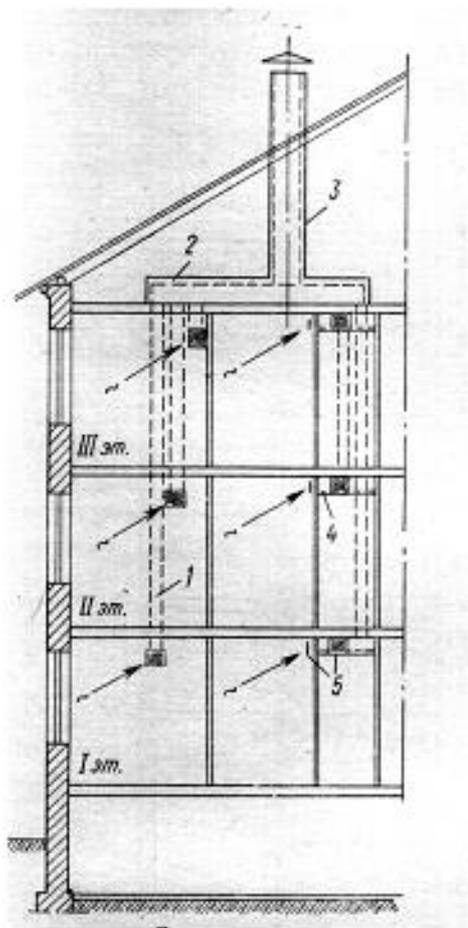
*К2 – клапан, регулирующий расход наружного воздуха.*

Сплит-системы вентиляции появились в стране с развитием рыночных отношений. Теплоизбытки эти системы удаляют с помощью холодильной машины, размещённой в двух блоках. В наружном блоке смонтированы: холодильная машина, конденсатор и вентилятор воздушного охлаждения. Во внутреннем блоке – испаритель и вентилятор, обеспечивающий циркуляцию воздуха помещения через испаритель. Приток наружного воздуха в объёме санитарной нормы обеспечивается либо устройством специальной приточно-вытяжной системы (рис. 5.9а), либо применением внутреннего блока, допускающего работу в режиме частичной рециркуляции (рис 6.1.9 б).

## 6.2. Вытяжные системы с естественным побуждением

Традиционная вытяжная система вентиляции с естественным побуждением малоэтажного здания (рис 6.2.1) состоит из индивидуальных вертикальных каналов, проложенных в толще внутренних кирпичных стен, сборного короба, размещаемого на чердаке и вытяжной шахты. Варианты устройства

индивидуальных вертикальных встроенных и приставных каналов представлены на рис. 6.2.1.



*Рис.6.2.1. Схема решения естественной вытяжной вентиляции кухонь и санитарных узлов в кирпичном 3-х этажном здании*

*1 – обособленные каналы в кирпичной стене; 2 – сборный короб; 3 – вытяжная шахта; 4 – подвесной короб; 5 – воздухоприёмная решётка*

Применение сборных коробов объясняется недостатком места для размещения индивидуальных каналов в толще внутренних стен. В многоэтажных жилых зданиях такое объединение приходится выполнять через ~ 6 этажей. Сборный короб ухудшает эксплуатационные свойства вентиляционной системы, так как через него может происходить перетекание загрязнённого воздуха из помещений нижних этажей в помещения верхних этажей. Если есть возможность, и это обосновано экономически, предпочтение следует

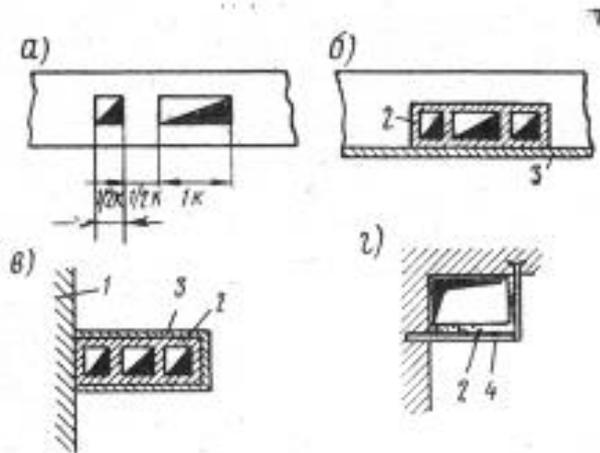


Рис. 6.2.2. Схемы вертикальных и горизонтального приставного канала

а – каналы 140x140 мм и 140x270 мм в кирпичной стене толщиной 380 мм; б – встроенные в нишу оштукатуренной (3) стены толщиной менее 380 мм, каналы из шлакоалебастровых плит; (2); в – вертикальные приставные каналы из шлакоалебастровых плит (2), пристроенные к внутренней стене (1), оштукатуренные снаружи (3); г – приставной горизонтальный канал из шлакоалебастровых плит (2), удерживаемый у потолка полосовой сталью (4)

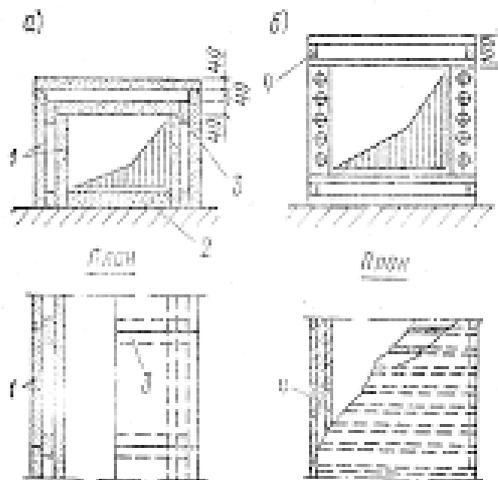


Рис. 6.2.3. Конструкции сборных коробов: а – из шлакобетонных плит с герметичной воздушной прослойкой, толщиной не более 40 мм; б – со стенками их пеногипситных или пеностеклянных плит

отдавать самостоятельному выпуску каждым каналом загрязнённого воздуха в атмосферу. В многоэтажных зданиях последние три этажа принято вентилировать индивидуально, не присоединяя каналы к общей системе.

Такое решение исключает нежелательное явление перетекания загрязнённого воздуха по сети вентиляционных каналов.

Уменьшают нежелательное явление перетекания загрязнённого воздуха конструктивными мероприятиями, например, увеличением площади поперечного сечения сборных каналов и вытяжной шахты. Подобное решение представлено на рис. 6.2.4.

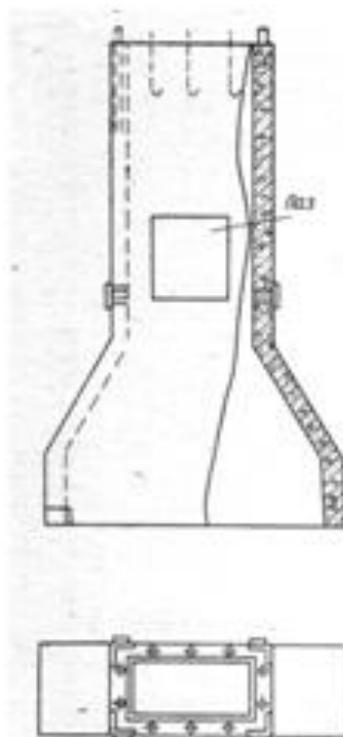


Рис. 6.2.4. Стандартная бетонная вытяжная шахта, совмещающая в себе сборный короб и вытяжную шахту

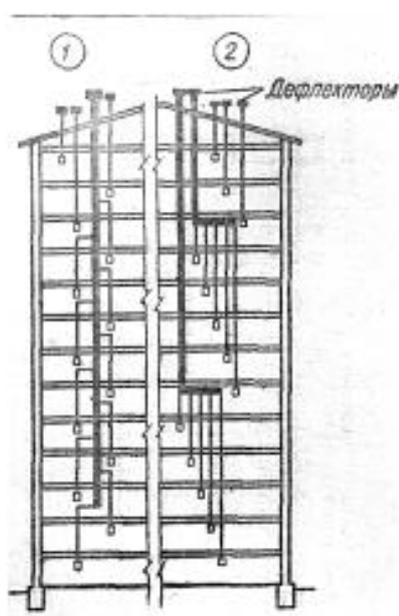


Рис.6.2.5. Схемы вытяжных систем с естественным естественным побуждением.

*1 – 1 - смонтированная из вентиляционных панелей с перепуском ответвлений через один этаж; 2 – с индивидуальными каналами во внутренних кирпичных стенах и горизонтальными сборными каналами под потолком 6-го и 11-го этажей.*

Каналы, прокладываемые в толще ограждающих конструкций, применяются для целей вентиляции, преимущественно, в гравитационных вытяжных системах. Причина – незначительная плотность таких каналов, приводящая в системах механической вентиляции к значительным присосам или потерям воздуха, так как давление, развиваемое вентилятором существенно больше, нежели гравитационное. Наименьшая толщина кирпичной стены, пригодная для прокладки каналов – полтора кирпича, наименьшее сечение канала 140x140 мм. Во избежание конденсации водяных паров в каналах, их прокладывают только во внутренних стенах, от внутренней поверхности наружной стены до вытяжного или приточного канала должно быть не менее 2-х толщин наружной стены (калибров) во избежание конденсации пара из удаляемого воздуха. Толщина простенков между разноимёнными каналами (приточными и вытяжными) должна быть не менее размера кирпича (250...270 мм), одноимёнными – полкирпича. Устройство каналов возможно и во внутренних стенах, имеющих толщину, меньшую нежели 1,5 кирпича. Но в этом случае приходится предусматривать устройство вертикальной ниши (борозды или штробы), в которую монтируют каналы из шлакоалебастровых плит с последующим её оштукатуриванием поверхности стены.

Если помещения на этаже выгорожены тонкими перегородками, каналы делают приставными (вертикальными и горизонтальными) из блоков и плит (шлакогипсовых и шлакобетонных, бетонных и т.д.). Минимальное сечение приставных каналов – 100x150 мм. Применение материалов, содержащих асбест, для изготовления вентиляционных каналов запрещается по причине канцерогенных свойств асбеста. Приставные каналы можно размещать и вблизи наружных стен, но в этом случае между каналом и наружной стеной должна быть воздушная прослойка толщиной не менее 50 мм или слой

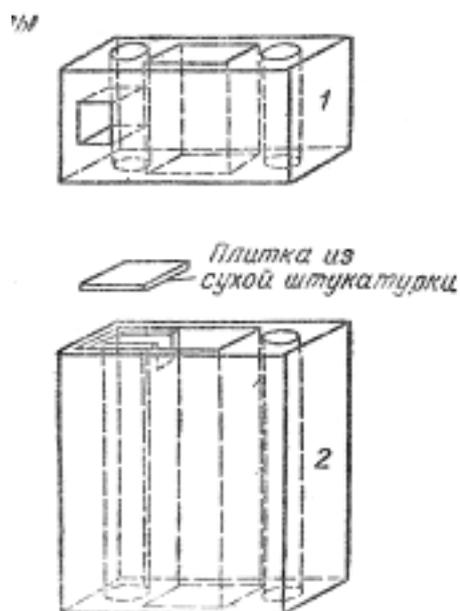


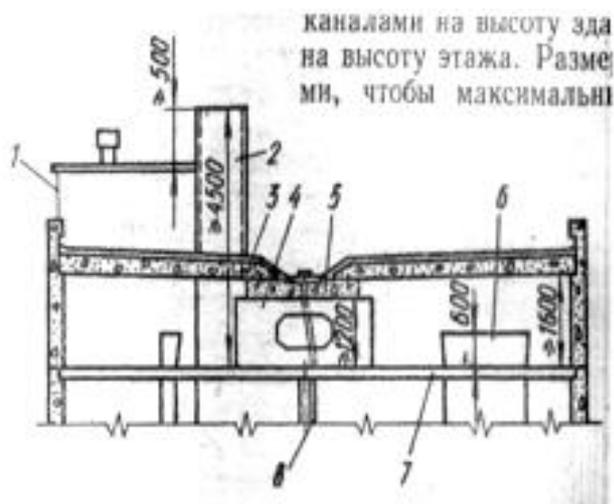
Рис. 6.2.6. Блоки вентиляционной панели

утеплителя, термическое сопротивление которого достаточно для предотвращения конденсации водяных паров в канале.

В современных многоэтажных зданиях систему вентиляционных каналов формируют с помощью специальных вентиляционных панелей, в которых имеются ответвления к вентилируемым помещениям и сборный вертикальный канал. Трассировка каналов такой системы с присоединением индивидуальных каналов к сборному через один этаж представлено на рис 6.2.6.

Системы с вертикальным каналом транзитного воздуха менее подвержены перетеканию воздуха, нежели системы с горизонтальным сборным коробом.

Современные многоэтажные жилые дома массовой застройки состоят из отдельных секций, отделённых друг от друга противопожарными стенами. В одной такой секции имеется несколько вытяжных систем с естественным побуждением. Чтобы уменьшить количество вытяжных шахт, для зданий в 12-14 и более этажей устраивают так называемый «тёплый чердак», в который выводят выпуски всех вытяжных систем. Из тёплого чердака секции дома загрязнённый воздух удаляется одной вытяжной шахтой большого сечения.



*Рис. 6.2.7. Схема тёплого чердака секции многоквартирного жилого дома массовой застройки*  
 1 – машинное отделение лифта; 2 – вытяжная вентиляционная шахта; 3 – панель покрытия; 4 – опорная панель; 5 – панель покрытия лотка; 6 – оголовок вентиляционной вытяжной системы с вертикальным сборным каналом; 7 – панель чердачного перекрытия; 8 – водосточный стояк

Попадание в объём чердака осадков предотвращают устройством зонта. Зонт должен иметь минимальное аэродинамическое сопротивление.

В прежние годы, когда осадки ливневого характера не были характерными для большей части территории страны, зонт не устанавливали. Под вытяжным отверстием шахты устраивали водосборный поддон с размерами в плане на 150 – 200 мм превышающими размеры канала вытяжной шахты, и глубиной 150 – 300 мм. Это позволяло свести аэродинамические потери вытяжной шахты к минимуму.

Поступление загрязнённого воздуха в помещения верхнего этажа (опрокидывание вентиляции) практически будет исключено, если аэродинамическое сопротивление чердака от самого удалённого от вытяжной шахты вентиляционного блока до основания шахты и самой вытяжной шахты не будет превышать 1 Па при расходе на 30% превышающем расчётный.

### **6.3. Вытяжные и приточные системы вентиляции с механическим побуждением**

Воздуховоды. Применение приставных и каналов в толще стен для транспортирования воздуха вентиляторами приточной и вытяжной вентиляции

нельзя рекомендовать вследствие их малой плотности, что вызовет большие присосы или потери воздуха. Для этой цели применяют металлические воздуховоды: круглые или прямоугольные (квадратные).

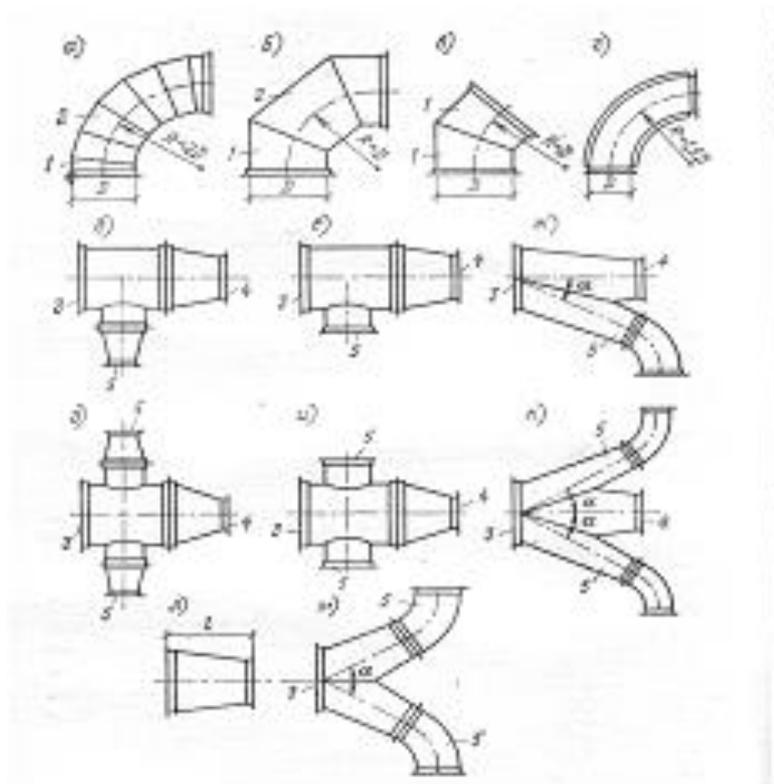


Рис. 6.3.1. Фасонные части круглых воздуховодов

*а* – отвод для систем аспирации; *б, в* – отводы с центральным углом 90 и 45°; *г* – штампованный отвод; *д* – унифицированный узел ответвления; *е* – прямая врезка; *ж* – прямой тройник для систем аспирации; *з* – унифицированная крестовина; *и* – крестовина с прямыми врезками; *к* – крестовина для систем аспирации; *л* – унифицированный переход; *м* – штанообразный тройник.  
 1 – стакан; 2 – звено; 3 – основание; 4 – проход; 5 – ответвление

В помещениях гражданских и промышленных зданий при температуре воздуха до 70 °С обычно применяют стальные воздуховоды круглого и, при необходимом технико-экономическом обосновании, – прямоугольного (квадратного) сечения. Воздух с повышенной влажностью транспортируют по воздуховодам из оцинкованной стали, более долговечных и не требующих покраски ни после изготовления, ни в процессе эксплуатации. Для воздуховодов и фасонных частей круглого сечения к обязательному применению нормами установлены следующие диаметры: 100, 110, 125, 160, 200, 250, 280, 315, 400, 500, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600 мм. Для систем аспирации

(пылеудаления) и пневмотранспорта дополнительно к перечисленным изготавливают воздуховоды 140, 180, 225, 355, 560 мм.

Применяют воздуховоды двух классов: «П» – плотные и «Н» - нормальные. Воздуховоды класса «П» применяют в случаях, если статическое давление, создаваемое вентилятором, превышает 1400 Па, а также в системах, обслуживающих помещения категорий А и Б. Воздуховоды класса Н (нормальные) - в остальных случаях.

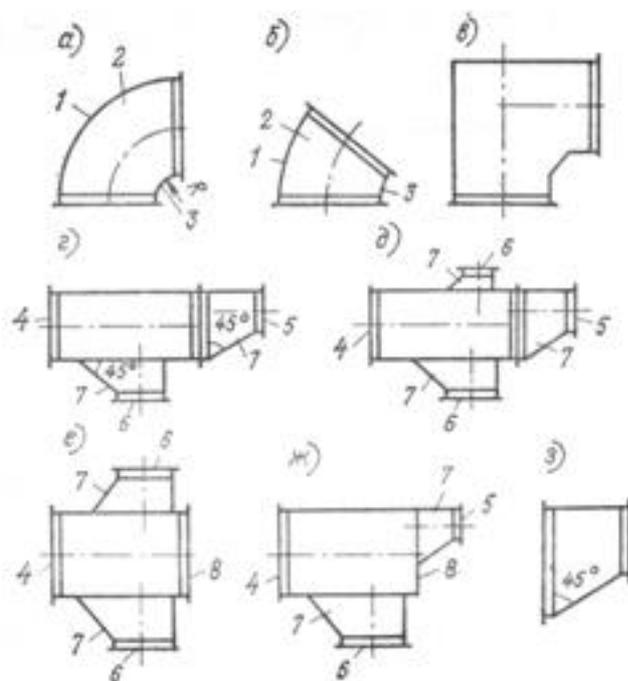
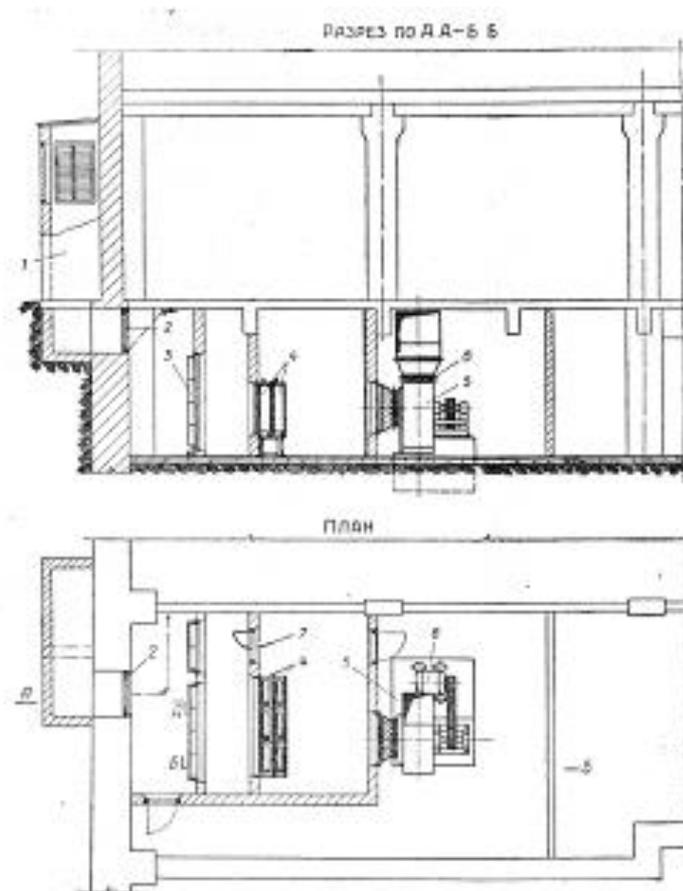


Рис. 6.3.2. Фасонные части прямоугольных воздуховодов

*а, б – отводы с центральным углом 90 и 45°; в – отвод из панелей; г – ж - унифицированные узлы ответвлений; з – унифицированный переход; 1 – затылок; 2 – боковина; 3 - шейка; 4 – основание; 5 – проход; 6 – ответвление; 7 – унифицированный переход; 8 - заглушка*

Соединение воздуховодов должно быть плотным и не пропускать воздух. Предпочтительными являются фланцевые и подобные им соединения. Приточные камеры. Ранее приточные камеры изготавливались преимущественно в строительных конструкциях (рис. 6.3.3).

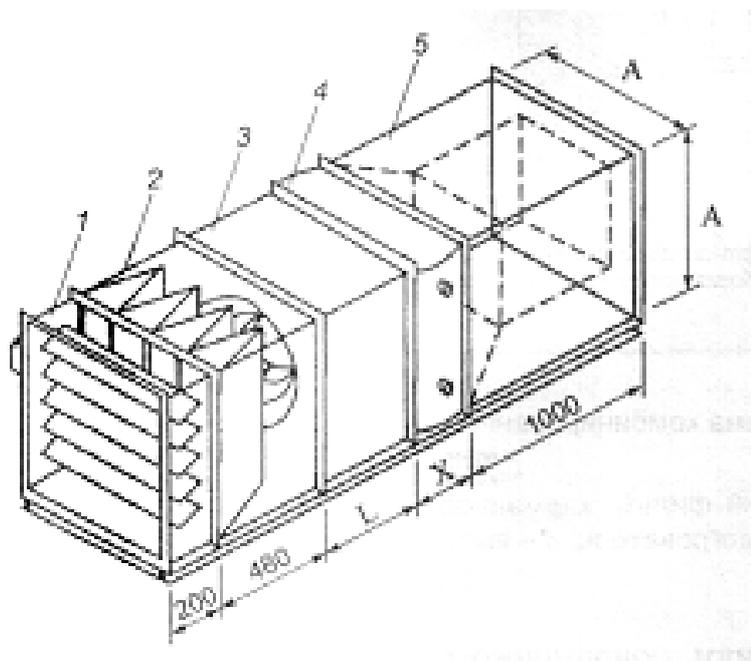


*Рис. 6.3.3. Приточная камера, размещённая в подвальном помещении*

*1 – приточная шахта; 2 – утеплённый клапан; 3 – ячейковый фильтр; 4 – калориферы; 5- вентилятор; 6 – электродвигатель; 7 – обводной клапан; 8 – гибкая вставка*

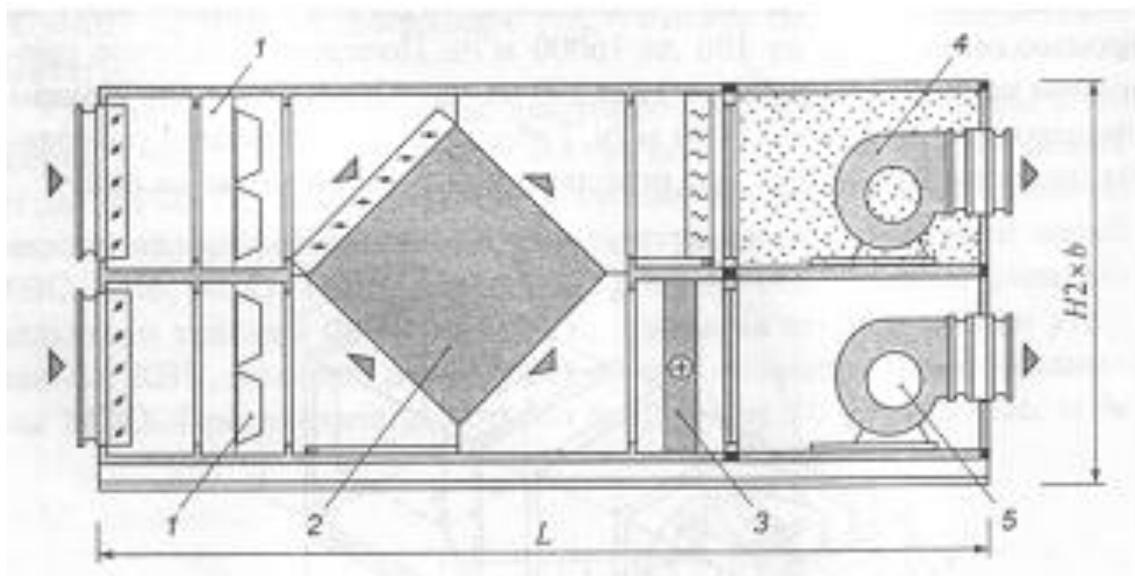
Камеры этого типа применяют и по настоящее время преимущественно в реконструируемых зданиях при недостатке места для размещения приточных камер заводского изготовления и вследствие их относительно небольшой стоимости. Их легче вписать в выделенный для размещения приточных камер объём помещения.

В настоящее время применяются камеры заводского изготовления, панельно-каркасной конструкции (рис. 6.3.4).



*Рис.6.3.4. Принципиальная схема модульной приточной установки типа АПК*

*1 – входной клапан с приводом; 2 – воздушный фильтр EU-3; 4 – калорифер (водяной или электрический); 5 – глушитель шума; A – размер поперечного сечения приточной камеры; L – длина вентиляторного блока; x – ширина воздухоподогревателя*



*Рис. 6.3.5. Схема комбинированной приточно-вытяжной камеры с поверхностным теплообменником – тепло утилизатором*

*1 – воздушный фильтр карманного типа; 2 – тепло утилизатор – теплообменник поверхностный; 3 – воздухоподогреватель; 4 – вытяжной вентилятор; 5 – приточный вентилятор*

Ставшие в последнее время требования обязательной утилизации теплоты потребовали разработки и производства комбинированных приточно-вытяжных камер, одна из конструкций которых представлена на рис. 5.21. Утилизация

теплоты производится с помощью поверхностного теплообменника. Существуют подобные установки, в которых применена схема утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем.

Вытяжные установки гражданских зданий устанавливаются, как правило, на чердаке. Вентиляционный агрегат рекомендуется размещать в утеплённой камере во избежание конденсации паров влаги на стенках кожуха вентилятора. В холодный период года, при такой конструкции, они удаляют воздух из помещений круглосуточно. В рабочее время - расчётное количество воздуха, в нерабочее время работают как вытяжные системы с естественным побуждением, увеличивая расход теплоты на отопление. Если ночное проветривание не требуется, для полного отключения вытяжных камер необходимо устанавливать клапан непосредственно в вытяжной шахте (рис. 5.22). На чердаке размещают и шумоглушители вытяжных установок, предотвращающие распространение шума по сборным коробам и вертикальным каналам.

Современные выпускаемые промышленностью камеры такого клапана часто не имеют и работают, вследствие этого, работают на вытяжку круглосуточно.

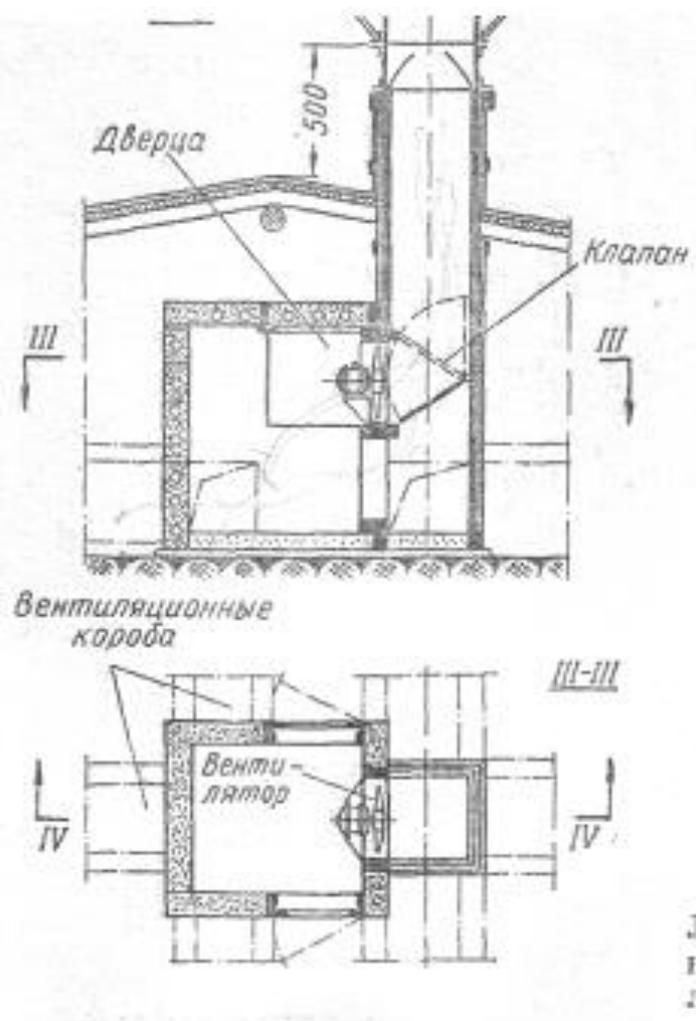
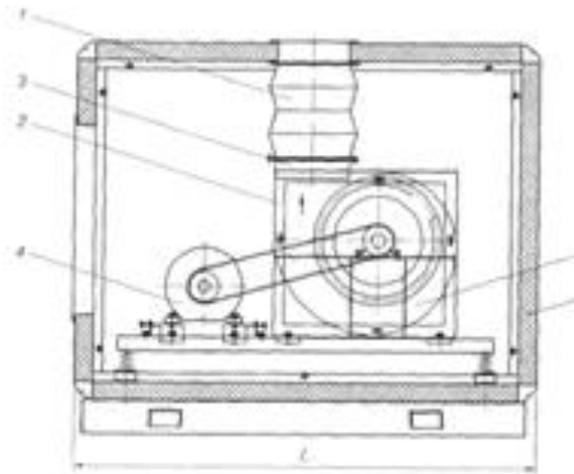


Рис. 6.3.6. Вытяжная камера из пустотелых гипсовых или пеноглинитных плит

Примечание. Под вентилятором должна быть устроена сплошная стенка, в противном случае вентилятор будет работать «сам на себя». Отсасываемый из правой части загрязненный воздух лишь частично будет удаляться в атмосферу, часть его вновь будет поступать в правую часть приточной камеры, в которой при работе вытяжного вентилятора имеет место меньшее давление, нежели в вытяжной шахте.



*Рис. 6.3.7. Вытяжная вентиляционная камера промышленного изготовления.*

*1 – гибкая вставка выхлопного отверстия; 2 – фланец для присоединения вытяжного воздуховода; 3 – выхлопное отверстие вентилятора; 4 – электродвигатель; 5 вентилятор; теплозвукоизоляция*

Вытяжные камеры механической вентиляции не следует размещать над помещениями с постоянным пребыванием людей. Установка вентагрегатов на виброизоляторы или виброоснования (рамы с виброизоляторами, на которые монтируются вентилятор и электродвигатель в случае передачи момента вращения с помощью клиноремённой передачи) является обязательным требованием.

Помещения большой объёма часто бывает выгодно вентилировать установкам децентрализованной вентиляции, являющиеся приточно-вытяжными и размещаемыми в покрытии. Примером приточно-вытяжного агрегата для централизованной вентиляции помещений большой площади являются агрегаты «Noval». Воздушно – отопительный агрегат «Noval, Operating Modes LHW» предназначен для вентиляции и отопления помещений большой площади: крупных спортивных залов, бассейнов, аквапарков, торговых центров, крупных производственных помещений с оборудованием, требующим высококачественного микроклимата (станки с числовым программным управлением и др.), авиационных ангаров, складов и т.д.

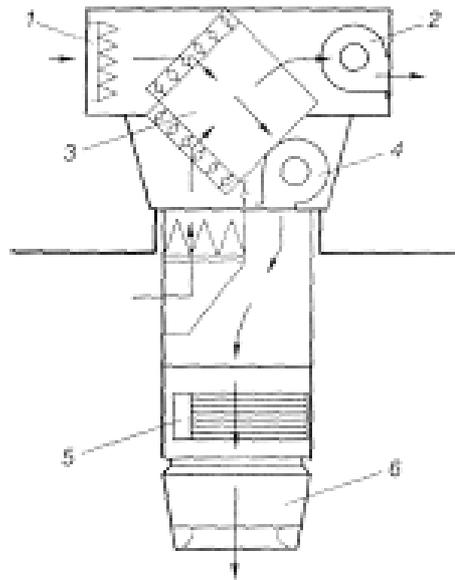


Рис. 6.3.8. Приточно-вытяжная установка децентрализованной вентиляции помещений большой площади «Noval, Operating Modes LHW»

1 – клапан наружного воздуха; 2 – вытяжной вентилятор; 3 – теплоутилизатор; 4 – приточный вентилятор; 5 – воздухоподогреватель; 6 – сопло для подачи воздуха

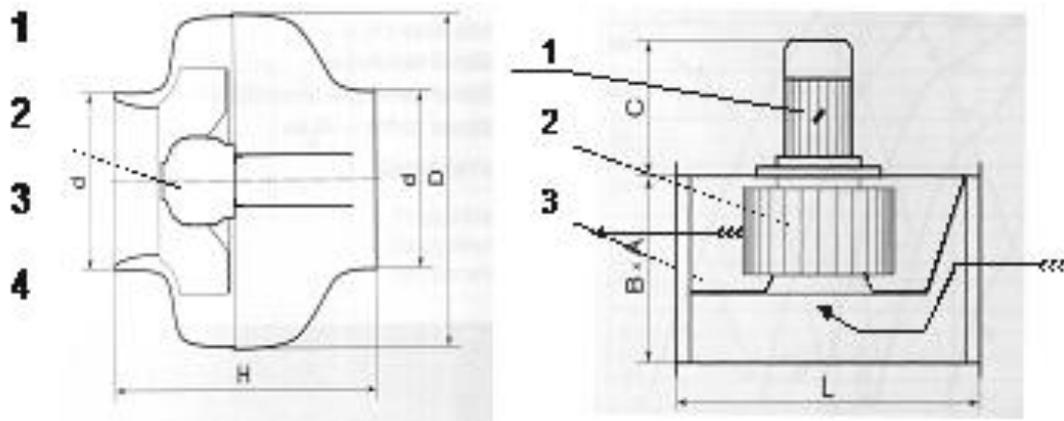


Рис.6.3.9. Принципиальные схемы вентиляторов ВКК и ВК

Для вентилятора ВКК. 1- входное отверстие; 2 – электродвигатель с внешним ротором; 3 – рабочее колесо. Для вентилятора ВК. 1 – электродвигатель обычной конструкции; 2 – рабочее колесо; 3 – перегородка, разделяющая воздуховод на всасывающую и нагнетательную части

Чем больше угол поворота лопаток относительно радиуса, тем больше степень закрутки и меньше дальнобойность.

В качестве вытяжных установок часто применяют канальные вентиляторы. Основное их достоинство: для размещения практически не требуется место, так как вентилятор встраивается в сеть воздуховодов или каналов. Существенный

недостаток канальных вентиляторов – низкий коэффициент полезного действия, существенно меньший, нежели у вентиляторов обычной конструкции. Причин тому несколько:

- отсутствие полноценного кожуха спиралевидного типа;
- размещение электродвигателя с внешним ротором внутри рабочего колеса, что затрудняет поступление в него воздуха;
- имеет место поступление воздушного потока под углом к плоскости входного отверстия, рабочее колесо работает неполным сечением.

На рисунке 5.25 представлены основные виды конструкций на примере канальных вентиляторов ВКК, и ВК. Вентилятор ВКК-1 имеет электродвигатель, размещённый в потоке удаляемого воздуха. Вентиляторы подобной конструктивной схемы не следует применять для удаления воздуха из помещений с влажным и мокрым режимом во избежание возможного короткого замыкания. Воздух с высокой относительной или содержащий вредные примеси следует удалять вентиляторами, электродвигатель которых размещён вне воздуховода. Рабочее колесо и корпус должны быть выполнены из коррозионно-стойких материалов. Подобную конструктивную схему имеет вентилятор ВК.

#### **6.4. Размещение приточных и вытяжных камер в гражданских зданиях**

Централизованную вентиляцию гражданских зданий принято устраивать по схеме: приточные камеры – в подвале, вытяжные вентиляторы – на чердаке. Если здание компактное – все приточные камеры и кондиционеры рекомендуется размещать в одном помещении в центральной части здания, или, как принято говорить, «в центре нагрузок». В этом случае облегчаются эксплуатация и обслуживание вентиляционных установок. Такое местоположение позволяет обходиться сетью воздуховодов небольшой протяжённости, экономить воздуховоды и электроэнергию. В зданиях протяжённых может оказаться целесообразным устройство двух и большего числа вентиляционных центров.

Приточные камеры и кондиционеры могут иметь значительную массу. При размещении их в подвале сила веса передаётся непосредственно на грунт, поэтому не требуется дополнительное усиление конструкций, как в случае, если бы вентиляционное оборудование размещалось на этажах. Экономится также и полезная площадь.

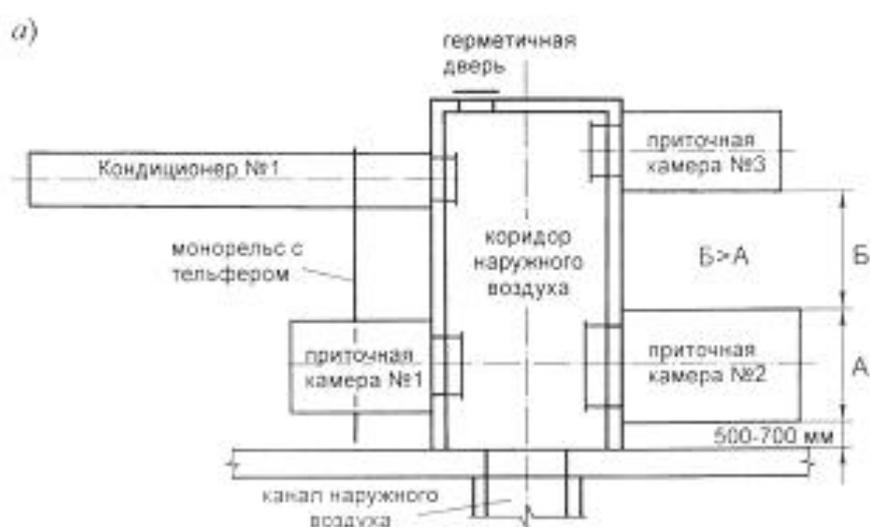


Рис. 6.4.1 а. Принципиальная схема присоединения приточных камер и кондиционера к коридору наружного воздуха. Ось коридора перпендикулярна фасаду

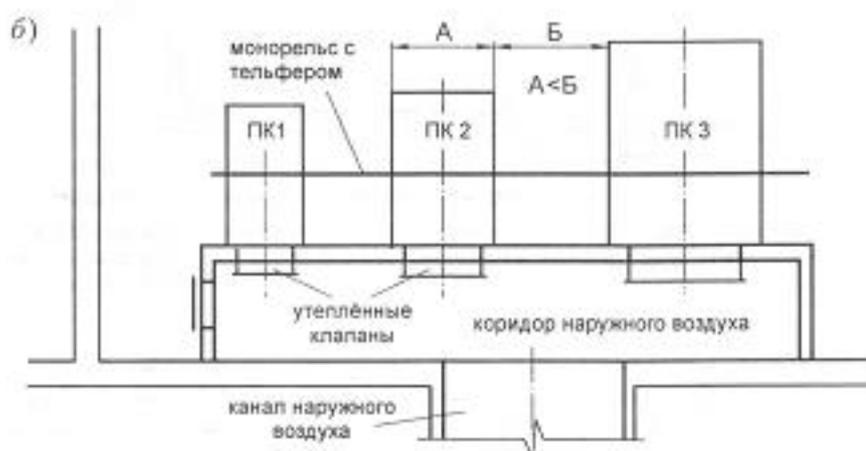


Рис. 6.4.1 б. Принципиальная схема присоединения приточных камер и кондиционера к коридору наружного воздуха. Ось коридора параллельна фасаду.

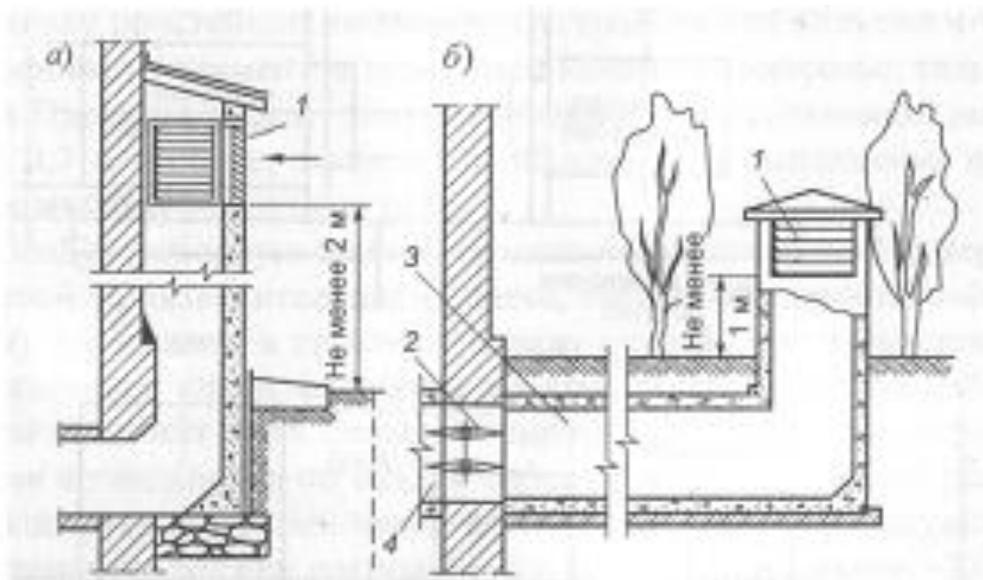
Устройство вентиляционного центра позволяет в гражданских зданиях обойтись меньшим числом воздухозаборных устройств, нежели при рассредоточенном размещении. Воздухозаборное устройство, в этом случае, состоит из воздухоприёмной, обычно располагаемой на некотором расстоянии от здания,

шахты, подземного канала, по которому воздух подводится к зданию и коридора наружного воздуха, из которого получают свежий воздух все приточные камеры и кондиционеры. Коридор должен иметь герметичную дверь для доступа с целью осмотра и очистки. С целью экономии площади вентиляционного центра утеплённые клапаны устанавливают в коридоре свежего воздуха. Такое размещение упрощает их обслуживание. Если здание имеет централизованную систему утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем, теплоотдающие калориферы иногда размещают в коридоре свежего воздуха.

Сечение канала, соединяющего шахту и коридор свежего воздуха должно позволять производить осмотр его состояния и периодическую очистку. Максимальная скорость воздуха в тоннеле и коридоре наружного воздуха не должна превышать 3,0 м/с, что обеспечивает минимальные аэродинамические потери в воздухоподводящем тракте и минимальное взаимовлияние друг на друга приточных камер, вентиляторы которых параллельно присоединены к одному «воздуховоду» в виде коридора свежего воздуха.

Присоединение камер и кондиционеров к коридору наружного воздуха может быть односторонним и двухсторонним (рис. 6.4.1 а и 6.4.1 б). С целью осмотра и ремонта в коридоре наружного воздуха предусматривается герметичная дверь.

Расстояния между соседними приточными камерами должны обеспечивать возможность проведения работ по обслуживанию и ремонту, в частности, замену калориферов. Для этой цели предусматривается устройство монорельс, тельфер и т.д. Проходы между вентиляционным оборудованием должны быть 0,7 м и более, с учётом необходимости выполнения профилактических и ремонтных работ вентиляционных установок.



*Рис. 6.4.3. Принципиальные схемы приставной и выносной шахт*

*а – приставная воздухозаборная шахта; б – выносная приточная шахта*

*1 – воздухоприточные решётки; 2 – утеплённый клапан; 3 – тоннель для подачи воздуха к коридору наружного воздуха; 4 – коридор наружного воздуха*

Наружный воздух при большом количестве приточных камер и кондиционеров забирают из атмосферы через выносные приточные шахты, в воздухоприёмные отверстия которых должны устанавливаться жалюзийные решетки, предохраняющие от попадания в шахту посторонних предметов и осадков. Низ отверстия для воздухозаборного отверстия следует размещать на высоте более 1 м от уровня устойчивого снегового покрова, определяемого по данным гидрометеостанций или расчетом, но не ниже 2 м от уровня земли.

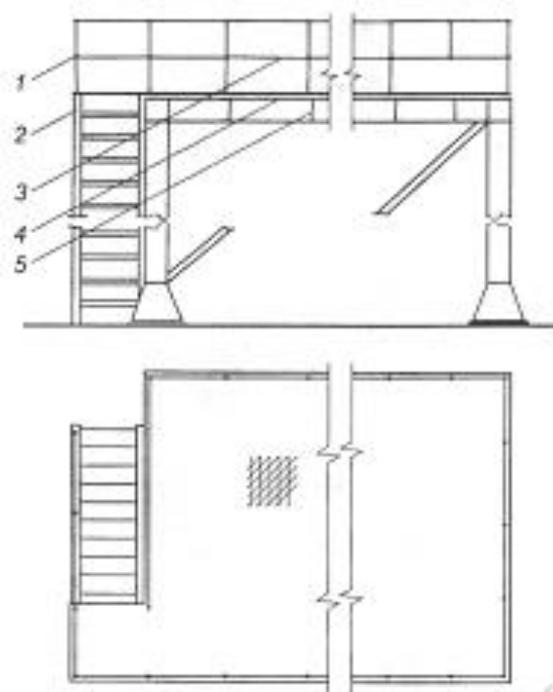
Виброизоляторы предпочтительны стальные, изготавливаемые в некоторых случаях виброизолирующие элементы из резины со временем стареют, ухудшая свои эластичные свойства.

Трассировка каналов и воздуховодов. Подача или удаление воздуха с каждого этажа многоэтажного здания, согласно противопожарным требованиям, производится индивидуальным вертикальным каналом, обслуживающим каждый этаж. Трассировка должна облегчать аэродинамическую увязку каналов:

- канал, обслуживающий последний этаж в вытяжной гравитационной системы должен быть ближайшим к вытяжной шахте;

- канал, обслуживающий последний этаж вытяжной системы с механическим побуждением, должен быть наиболее удалённым от вытяжного вентилятора;
- в случае размещения приточной камеры в подвале, приточный канал или воздуховод, обслуживающий 1-й этаж должен, по сети воздуховодов, быть наиболее удалённым от приточного вентилятора

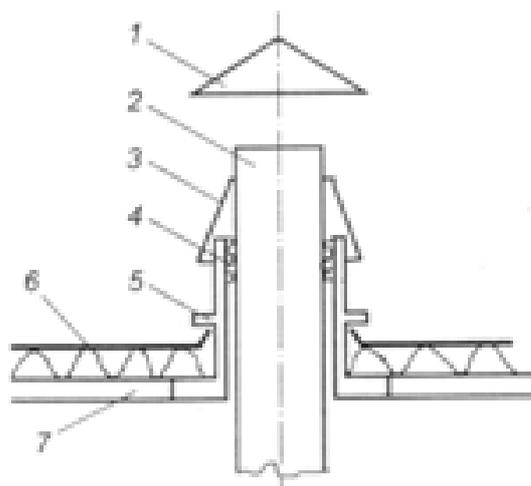
Приток на этажи и вытяжка с этажей производится вертикальными металлическими воздуховодами или неметаллическими каналами. Металлические вертикальные воздуховоды прокладывают в специальных вентиляционных шахтах. Распределение воздуха по помещениям каждого этажа производится разветвлённой сетью воздуховодов. Противопожарные нормы требуют, чтобы каждый вертикальный канал обслуживал только один этаж. Допускается и применение одного канала для обслуживания всех этажей здания, по поэтажные сети воздуховодов должны присоединяться к вертикальному каналу через противопожарные клапаны. Противопожарные клапаны требуют обслуживания, поэтому предпочтение следует отдавать подаче или вытяжке поэтажными каналами. Поэтажная разводка воздуховодов обычно производится в коридоре под подшивным потолком. Выполнить аэродинамическую увязку воздуховодов соответствующим подбором диаметров часто не удаётся. Распределение воздуха по сетям воздуховодов после монтажа, в настоящее время, производят дроссель-клапанами, установленными на ответвлениях. Если их установка не предусмотрена, между фланцами устанавливаются приходится устанавливать диафрагмы, диаметр отверстий которых определяется специальным расчётом.



*Рис. 6.4.4.. Схема вентиляционной площадки*

*1 и 3 – ограждение; 2 – трап; 4 – покрытие из рифлёной листовой стали; 5 – несущие элементы из стального проката*

Вентиляционные площадки состоят из платформы и колонн. Изготавливают их преимущественно из стального проката, платформу устанавливают на колоннах из швеллеров или двутавров, отметка пола вентплощадки +3,0 м и более. Стальной прокат в платформе размещается таким образом, чтобы воспринимать нагрузку от вентиляционного оборудования; в полках стального проката сверлятся отверстия для крепления оборудования с помощью болтов. Поверх проката укладывают листы рифлёной стали. Обязательны установка ограждения и стационарной лестницы – трапа. Иногда платформу вентиляционной площадки выполняют из сборных железобетонных плит. В некоторых случаях вентиляционные площадки выполняют из монолитного железобетона. Проектируют и монтируют площадки строители, инженеры по отоплению и вентиляции выдают задание на проектирование с указанием массы каждого вида устанавливаемого оборудования, привязкой к осям и величиной диаметров отверстий под крепёжные болты.



*Рис. 6.4.5. Узел пересечения кровли одиночным выхлопным воздуховодом*

*1 – зонт; 2 – выхлопной воздуховод; 3 – «юбка»; 4 – бетонный «стакан»; 5 – выступ – капельник; 6 – кровля; 7 – бесчердачное перекрытие*

Выхлопные воздуховоды вытяжных систем промышленных зданий желательно прокладывать внутри помещения во избежание конденсации водяных паров в холодный период года и увлажнения дождём летом, что приводит к их коррозии. Пересечение выхлопными воздуховодами крыши производится через конструктивные специальные элементы. В случае одиночного воздуховода в месте пересечения воздуховодом крыши с рулонным покрытием устанавливается металлический или железобетонный стакан (рис. 6.4.5).

Если на вентплощадке установлено несколько вытяжных вентиляторов, выброс воздуха производится через вытяжную шахту с сотовым заполнением. Воздуховод от каждой вытяжной установки присоединяется к отдельной ячейке. В многоэтажных производственных зданиях с большой насыщенностью вентиляционными системами через 4 – 5 производственных устраивают технические этажи, в которых и размещают вентиляционное оборудование. Технические этажи размещают между производственными этажами. Высота технических этажей невелика, обычно она находится в пределах близких к 2-2,5 метрам. Удаляемый вытяжными установками воздух с каждого технического этажа вертикальными шахтами выводится на крышу

## 6.5. Задачи аэродинамического расчёта. Виды давлений воздушного потока

Аэродинамический расчет воздухопроводов имеет целью:

- определение размеров поперечного сечения воздухопроводов и каналов, потерь давления на отдельных участках и в системе в целом (прямая задача).
- определение расходов воздуха в участках сети при заданных размерах воздухопроводов и известном перепаде давления в системе (обратная задача).

В аэродинамических расчетах воздухопроводов и каналов воздух считается несжимаемой средой.

Воздушный поток в воздуховоде и канале характеризуется статическим, динамическим и полным давлениями. Эти давления измеряются микроманометром относительно атмосферного давления. В приточных воздуховодах давление воздуха превышает атмосферное, в вытяжных имеет место вакуум.

Статическое давление  $p_{ст}$ , Па, определяет потенциальную энергию 1 м<sup>3</sup> воздуха в рассматриваемом сечении воздуховода, оно равно давлению на стенке воздуховода, параллельной воздушному потоку

Динамическое давление – это кинетическая энергия потока, отнесенная к 1 м<sup>3</sup> воздуха. При скорости движения воздуха в сечении  $v$  динамическое давление, Па, равно

$$p_d = \frac{v^2}{2} \rho \quad (6.5.1)$$

Используется для вычисления скорости воздушного потока

$$v = \sqrt{\frac{2p_d}{\rho}} \quad (6.5.2)$$

Полное давление измеряется отборником полного давления и равно сумме статического и динамического давлений

$$p_{п} = p_{ст} + p_{д} \quad (6.5.3)$$

Кинетическая энергия способна переходить в потенциальную и наоборот, например, в случаях, когда диаметры воздухопроводов изменяются при неизменном

количестве перемещаемого воздуха.

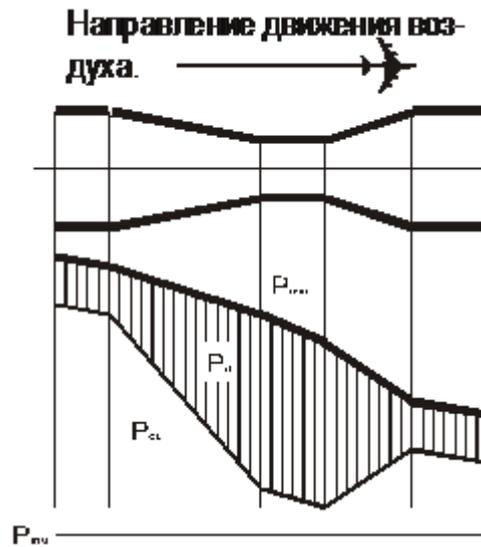


Рис. 6.5.1. График изменения полного, динамического и статического давления в трубе Вентури

«Движущей силой», перемещающей воздух сети воздухопроводов и каналов с различными диаметрами или поперечными сечениями, является полное давление. Воздух перемещается из сечений с большей величиной полного давления к сечениям с меньшей величиной полного давления. Этот вывод подтверждается графиком изменения статического, динамического и полного давления в трубе Вентури (рис.5.30). В конфузоре в направлении движения потока динамическое давление возрастает и уменьшается статическое, а в диффузоре в том же направлении статическое давление начинает возрастать и уменьшается динамическое. И только полное давление воздушного потока постоянно уменьшается в направлении движения воздуха.

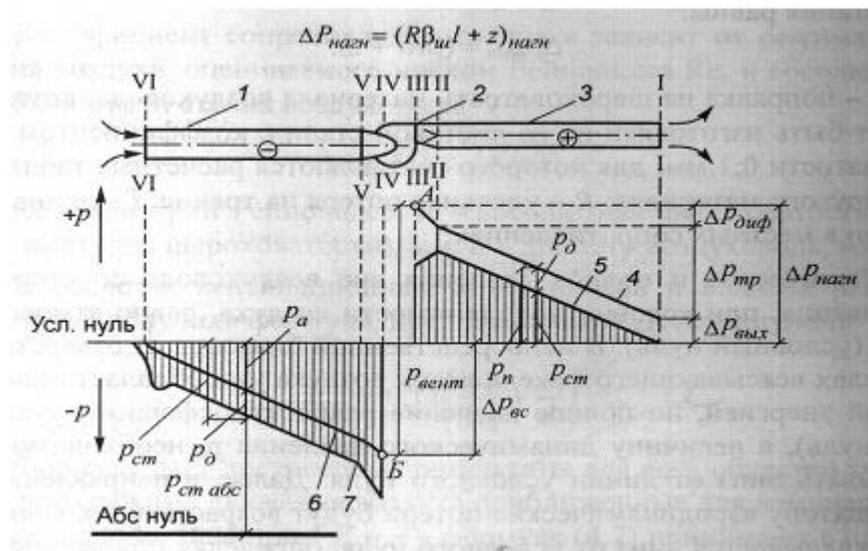


Рис. 6.5.2. Схема распределения давлений во всасывающем и нагнетательном воздуховодах, присоединённых к вентилятору

1 – всасывающий воздуховод; 2 – вентилятор; 3 – нагнетательный воздуховод; 4 – линия полного давления нагнетательной стороны; 5 – линия статического давления там же; 6 – линия полного давления всасывающей стороны; 7 – линия статического давления там же; I – IV – номера сечений

Эпюры давлений строятся от абсолютного нуля (абсолютного вакуума) (рис. 5.31). Кроме этих линий на чертёж наносится линия атмосферного давления. Структура эпюры давлений.

Нагнетательный воздуховод:

- в сечении I - I нагнетательного воздуховода статическое давление равно атмосферному давлению (условный ноль). Полное давление в этом сечении равно динамическому давлению, обозначенному на чертеже как  $\Delta p_{\text{вых}}$ ;
- в сечении II -II статическое давление  $p_{\text{ст,II}} > 0$ , так как численно равно потерям давления на трение между сечениями II – II и I - I). При постоянном сечении воздуховода скорость воздуха в нём не изменяется и поэтому линия статического давления - прямая. Линия полного давления также прямая, параллельная линии  $p_{\text{ст}}$ , так как динамическое давление по длине воздуховода постоянно. Расстояние между этими линиями по вертикали равно динамическому давлению  $p_{\text{д}}$ .
- в конфузоре и диффузоре, (сечения II – II и III – III) скорость потока изменяется; в конфузоре скорость потока воздуха возрастает, увеличивается

и динамическое давление, в диффузоре оно уменьшается; максимальная величина полного давления на выхлопе из вентилятора определяется т.А, минимальная величина его – в плоскости всасывающего отверстия (точка Б); полное давление, развиваемое вентилятором равно сумме этих давлений.

Всасывающий воздуховод:

- в сечении IV полное давление равно атмосферному, хотя в пределах всасывающего факела поток воздуха уже обладает кинетической энергией; величина динамического давления  $p_d$  откладывается вниз от линии условного нуля;
- в сечении V полное давление равно аэродинамическим потерям на участке VI-V.
- линия статического давления располагается ниже линии полного давления на величину динамического давления.

резкое понижение линии статического давления после сечения VI-VI объясняется сужением потока на входе в воздуховод вследствие образования кольцевой вихревой зоны вблизи стенки воздуховода.

### 6.7. Определение потерь давления в воздуховодах и каналах

Потери давления по длине вычисляются по формуле Дарси:

- для круглого поперечного сечения

$$\Delta p_{mp.} = \lambda_{mp.} \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \rho \quad (6.7.1)$$

$\lambda_{тр}$  - коэффициент сопротивления трения.

- для воздуховодов с произвольной формой поперечного сечения

$$\Delta p_{mp.} = \lambda_{mp.} \frac{l \cdot \Pi}{f} \frac{v^2}{2} \rho \quad (6.7.2)$$

Коэффициенты трения для различных материалов определяются экспериментально, результаты экспериментов обрабатываются с целью получения расчётных формул. В расчётах вентиляционных воздуховодов и каналов распространение получила формула, предложенная А. Д. Альтшулем

$$\lambda_{mp.} = 0,11 \left( \frac{68}{Re} + \frac{k}{d} \right)^{0,25} \quad (6.7.3)$$

$k$  – эквивалентная шероховатость, мм.

Потери давления в местных сопротивлениях пропорциональны динамическому давлению воздуха в воздуховоде

$$\Delta p_{м.с.} = \zeta \frac{v^2}{2} \rho \quad (6.7.4)$$

$\zeta$  (дзета) - коэффициента местного сопротивления, определяет потери давления в местном сопротивлении в долях динамического давления.

Потери давления в местных сопротивлениях участка, обозначаемые  $z$ , равны

$$z = \sum \zeta \frac{v^2}{2} \rho \quad (6.7.5)$$

где  $\sum \zeta$  - сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке.

Общие потери давления на участке воздуховода длиной  $l$  при наличии местных сопротивлений в этой методике вычисляются по формуле

$$\Delta p_{уч.} = R \beta_{ш} l + z \quad (6.7.6)$$

где  $R \beta_{ш}$  - потери давления на 1 м длины воздуховода;  $z$  - потери давления в местных сопротивлениях участка.

## 6.8. Способы расчёта потерь давления в сети

Способ расчета по удельной потере на трение и в местных сопротивлениях.

Применяется для решения прямых задач. В излагаемом способе расчёта потери давления на трение, Па, в прямолинейном воздуховоде длиной 1, м, принято определять по выражению

$$\Delta p_{тр} = R l \quad (6.8.1)$$

$R$  – удельная потеря давления на трение, Па/м;  $l$  – длина воздуховода, м.

Величина  $R$  получена путём несложного преобразования формулы (5.4)

$$\Delta p_{mp.} = \lambda_{mp.} \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \rho = \left( \lambda_{mp.} \frac{1 \text{ метр длины}}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \rho \right) \cdot l = R l \quad (6.8.2)$$

$R = \lambda \frac{1}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \rho$  – удельная потеря на трение, отнесенная к единице длины служит для вычисления значений  $R$  при составлении расчётных таблиц и номограмм.

Расчётные таблицы и номограммы составлены для стальных стандартных воздуховодов круглого сечения, давлении воздуха 98 кПа (1 ат) и температуры 20° С.

Расчётные таблицы используют для расчета не только круглых воздуховодов, но и каналов и воздуховодов квадратного и прямоугольного сечений. Удельная потеря на трение для этих воздуховодов определяется по таблицам с помощью эквивалентного диаметра.

Наибольшее применение получил эквивалентный диаметр по скорости –  $d_v$ , так как он вычисляется по несложной формуле

$$d_v = \frac{2ab}{a + b} \quad (6.8.3)$$

Для квадратного воздуховода или канала  $d_v = a$ .

$a$  и  $b$  – стороны прямоугольного воздуховода.

Правило: чтобы найти значение удельной потери на трение прямоугольного или квадратного воздуховода по таблице или номограмме, составленной для круглых воздуховодов, необходимо определить  $R$  по эквивалентному диаметру  $d_v$  и фактической скорости в прямоугольном воздуховоде, не принимая во внимание фактический расход воздуха.

Воздуховоды и, тем более, каналы выполняются не стальными, а из других материалов, эквивалентная шероховатость которых не равна 0,1. В ручном счёте на табличное значение  $R$  вводится поправка на шероховатость  $\beta_{ш}$ , величина которой зависит от величины эквивалентной шероховатости и скорости в воздуховоде

$$R_{ш} = R \beta_{ш} \quad (6.8.4)$$

## 6.9. Расчёт систем вентиляции с естественным побуждением

Расчётной для гравитационных вытяжных систем является температура наружного воздуха (+ 5) °С. Расчётное давление для гравитационных вытяжных

систем является внутренним избыточным давлением и равно разности давлений столбов воздуха снаружи и внутри помещения на плоскости, проходящие через центры вытяжных решёток каждого из этажей. Высоты столбов – от отметки устья вытяжной шахты до отметки центра вытяжной решётки в помещении.

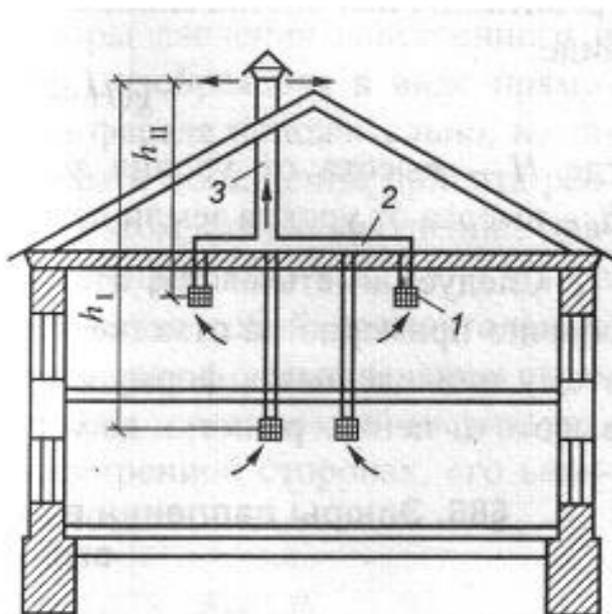


Рис. 6.9.1. К определению расчётного давления вытяжных гравитационных систем  
1 – жалюзийные решётки; 2 – сборный короб; 3 – вытяжная шахта

Вычисления сведены в таблицу 6.9.1.

Таблица 6.9.1

К определению расчётного давления в системах вытяжной вентиляции с гравитационным побуждением

№№ этажа	Давление наружного воздуха на расчётную плоскость	Давление удаляемого воздуха на расчётную плоскость	Расчётное гравитационное давление
1 эт.	$g \cdot \rho_n h_1$	$g \cdot \rho_v h_1$	$g \cdot h_1 \cdot (\rho_n - \rho_v)$
2 эт.	$g \cdot \rho_n h_2$	$g \cdot \rho_v h_2$	$g \cdot h_2 \cdot (\rho_n - \rho_v)$

Из таблицы следует, что гравитационное давление в многоэтажных зданиях различно для различных этажей. Наименьшую величину гравитационного давления имеет последний этаж.

Из этого обстоятельства следует:

1. при выборе трассировке вытяжной системы со сборным коробом каналы помещений последнего этажа следует размещать как можно более ближе к вытяжной шахте, что позволяет уменьшить поперечное сечение сборных коробов;

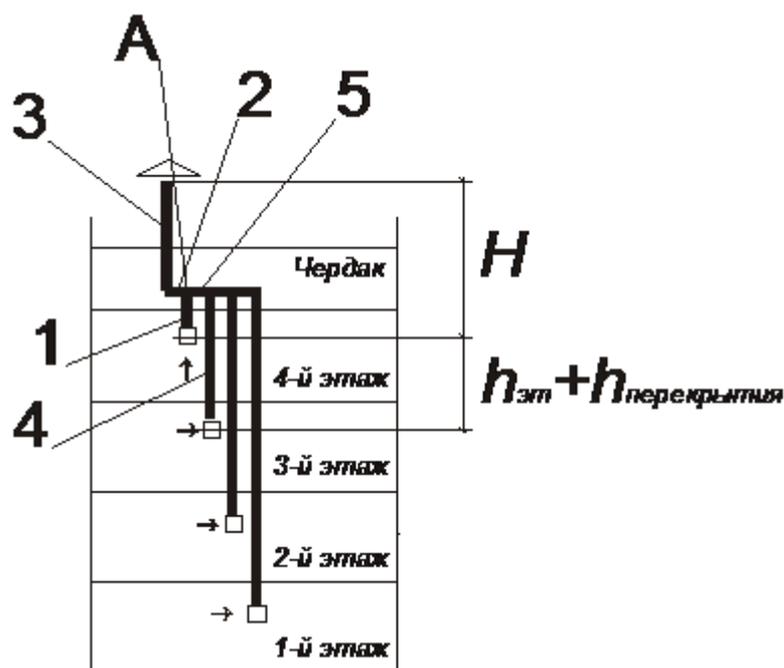


Рис. 6.9.2. Последовательность присоединения индивидуальных каналов к сборному коробу относительно положения вытяжной шахты

2. главное расчётное направление проходит через наиболее удалённый от вытяжной шахты канал помещения последнего этажа.

Большие величины гравитационного давления присущи помещениям нижележащих этажей. Это обстоятельство учитывается при аэродинамической увязке воздуховодов. Согласно рис. 6.9.2, главное расчётное направление состоит из участков 1, 2, 3, на нём следует израсходовать давление

$$\Delta p = gh_2(\rho_{+5^0C} - \rho_e)$$

Участки 1 и 4 соединены параллельно с общей точкой А.. На участке 4 следует израсходовать

$$\Delta p_4 = \Delta p_1 + g(h_1 - h_2)(\rho_{+5^0C} - \rho_e) \quad (6.9.1)$$

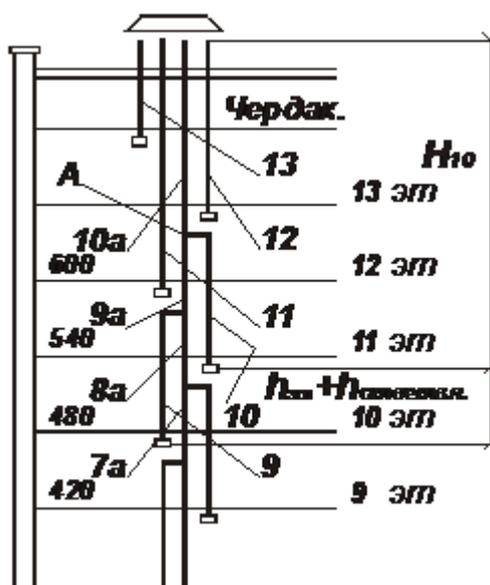
Расчётная величина гравитационного давления невелика, поэтому скорости воздуха, м/с, в вертикальных каналах, сборном коробе и вытяжной шахте обычно не превышают следующих величин, м/с:

- воздухоприёмные решётки 0,5 – 0,8
- вертикальные каналы 0,5 – 1,0
- вытяжные шахты 1,0 – 1,5.

Вытяжные гравитационные системы в многоэтажных зданиях с каналами, расположенными в вентиляционных панелях.

### Последовательность проектирования вытяжных систем с вертикальным сборным каналом

1. Выбирается тип вентиляционных панелей. Если здание имеет тёплый чердак, предпочтение отдаётся панелям, обеспечивающим выпуск воздуха в вертикальный сборный канал через 1 этаж.
2. В соответствии с конструктивными особенностями панелей конструируется сеть каналов. Панели выбираются таким образом, чтобы соблюдались оговоренные выше соотношения между площадями поперечного сечения и сборного вертикального канала и ответвлений. Помещения последних этажей следует вентилировать индивидуальными каналами с самостоятельным выпуском воздуха в атмосферу.



*Рис. 6.9.3. Трассировка каналов в вытяжной системе с естественным побуждением, выполненной из вентиляционных панелей*

В приведенной схеме (рис. 6.9.3) последний 13 – й этаж вентилируется индивидуальным каналом, вне вентиляционной панели. Этажи 12 и 11 – каналами ответвлений вентиляционной панели.

3. Проводят нумерацию участков с указанием расходов в них. Удобна следующая нумерация участков:

- ответвлению присваивается номер этажа, на котором находится вентилируемое ответвлением помещение;
- участку вертикального сборного канала от точки присоединения к нему рассматриваемого ответвления до точки присоединения ответвления вышележащего этажа присваивается номер рассматриваемого ответвления, но с индексом «а».

Подсчитывать расходы воздуха на участках сборного вертикального воздуховода удобно, начав с 1 – го этажа.

3. Расчёт начинают с последнего этажа, согласно приведенной схемы (рис. 2), это 13 – й этаж. Вентилируется помещение каналом с индивидуальным выпуском воздуха под общий для вентиляционной системы зонт. Диаметр или размеры канала определяются шириной вентиляционной панели и часто принимаются равными диаметру ответвления в вентиляционной панели. Обычно расчёт этого участка определяет высоту вытяжной шахты для всей вентиляционной системы.

4. Рассчитывают все прочие индивидуальные каналы (12 и 11 этажи).

5. Приступают к аэродинамическому расчёту каналов, объединённых сборным вертикальным каналом. В представленной схеме (рис. 6.9.3) – это каналы, обслуживающие помещения с 1 – го по 10 – й этажи здания.

6. Расчёт начинают с 10 – го этажа. Рассчитываются участки 10 и 10а. Расчётное гравитационное давление равно:

$$\Delta p = gH_{10}(\rho_{+5} - \rho_{в})$$

Следует стремиться большую часть расчётного давления израсходовать в ответвлении, получив, тем самым наибольшее поперечное сечение вертикального сборного канала.

7. Каналы 9 и 9а соединены с ответвлением 10 параллельно. Общая точка А. Расчёт каналов 9 и 9а производится на давление

$$\Delta p = \Delta p_{10} + g(h_{\text{эт}} + h_{\text{ответвл.}})(\rho_{+5} - \rho_{\text{в}})$$

Величина  $h_{\text{эт}}$  состоит из высоты этажа и толщины перекрытия. Основной принцип подбора диаметров и поперечных сечений каналов – большая часть располагаемого давления должна расходоваться в ответвлении.

8. Аналогично рассчитываются каналы прочих нижележащих этажей.

Расчёт вытяжных и приточных систем вентиляции с механическим побуждением.

Аэродинамический расчёт сетей воздухопроводов и каналов приточных и вытяжных систем с механическим побуждением имеет целью:

- определение диаметров или размеров поперечного сечения воздухопроводов или каналов, обеспечивающих аэродинамическую увязку ответвлений;
- вычисление потерь давления на каждом из участков и потерь давления в сети;
- определение расчётных расхода и потерь давления, на который следует подбирать вентилятор.

Аэродинамическая увязка систем с механическим побуждением рассматривается на примере плоской схемы воздухопроводов, представленной на рис. 4. Главное расчётное направление соединяет по сети воздухопроводов с вентилятором наиболее удалённую по сети воздухопроводов всасывающую воронку. Оно состоит из участков 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, на схеме обозначенных крупными цифрами. Прочие участки, обозначенные менее крупным шрифтом (8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15) являются ответвлениями.

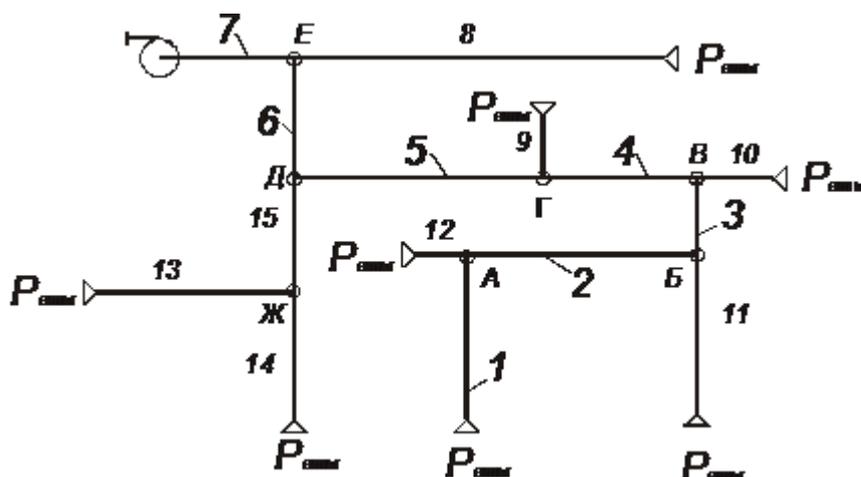


Рис. 6.9.4. Плоская схема сети воздуховодов вытяжной системы с механическим побуждением

Подбор диаметров или размеров поперечного сечения осуществляется с помощью рекомендуемых скоростей движения воздуха в воздуховодах. Для гражданских зданий этот диапазон составляет  $4 \div 10$  м/с. Скорость в воздуховодах должна возрастать в направлении от приёмника загрязнённого воздуха или воздухораспределителя к вентилятору.

Указанный диапазон скоростей характерен для металлических воздуховодов, которые могут выполняться в нормальном исполнении или плотными. Вентиляционные каналы, прокладываемые в толще кирпичных внутренних стен или изготавливаемые из шлакоалебастровых плит, имеют недостаточную плотность и большую шероховатость. Следует стремиться к уменьшению аэродинамических потерь в них. Для каналов, выполненных из строительных материалов, скорости перемещения воздуха принимают не более  $5 \div 6$  м/с.

Если сеть, представленная на рис. 6, выполнена из металлических воздуховодов, на участке 1 скорость должна быть порядка 4 м/с, на участке 7 – около 10 м/с. Размеры прочих участков должны подбираться с учётом аэродинамической увязки. Расчёт ответвлений следует начинать с начала главного расчётного направления.

Поэтому рассмотрение вопросов продолжим с участка 12. Ответвление 12 и участок 1 главного расчётного направления соединены друг с другом параллельно и имеют общую точку А, давление в которой  $P_a$  равно для участков 1 и 12. Потери давления на участке 1 равны  $P_{атм} - P_a$  при расчётном расходе. Эта

разность давлений имеет место и в ответвлении 12. Какой бы диаметр или поперечное сечение ответвления 12 не были выбраны, в ответвлении установится такой расход, что фактические потери давления составят  $P_{атм} - P_{а.}$ . Подбор размера поперечного сечения участка 12 с учётом аэродинамической увязки означает, что диаметр или поперечное сечение воздуховода участка 12 должны обеспечивать потери давления  $P_{атм} - P_{а.}$  при расчётном расходе в нём.

Правило аэродинамической увязки. Если имеются два участка воздухопроводов, соединённых параллельно, и потери давления в одном из них известны, то размеры поперечного сечения другого параллельного участка должны обеспечивать равные с первым участком потери давления при расчётном расходе воздуха в нём.

Примечание: в аэродинамическом расчёте систем с механическим побуждением гравитационное давление не учитывается.

Следующим по ходу движения воздуха является ответвление 11. Оно присоединено параллельно к участку главного расчётного направления, состоящего из участков 1 и 2, общая точка – Б. Давление в точке Б определяется аэродинамическими потерями на участках 1 и 2. С целью аэродинамической увязки на участке 11 следует израсходовать давление, равное сумме аэродинамических потерь участков 1 и 2.

Аналогично:

на участке 10 следует потерять давление, равное сумме аэродинамических потерь участков 1+2+3; на участке 9 необходимо потерять сумму аэродинамических потерь участков 1+2+3+4. Точка Д является общей для участка главного расчётного направления 1+2+3+4+5. К этой точке присоединены участки 13, 14 и 15. Подбор диаметров или размеров поперечных сечений каналов следует начать с участков 13+15, общая длина которых больше, нежели общая длина участков 14+15. На участках 13+15 следует потерять сумму аэродинамических потерь участков 1+2+3+4+5, затем приступить к расчёту участка 14. На участке 14 следует потерять столько же, сколько и на участке 13.

В системах вентиляции применяются стандартные диаметры воздуховодов и стандартные поперечные сечения каналов. Диаметры и поперечные сечения изменяются с определённым шагом, поэтому абсолютная аэродинамическая увязка невозможна. Согласно пункта 4.133 СНиП 2.04.05 – 91 невязка потерь давления по ветвям воздуховодов не должна превышать 10 %.

Выбор главного расчётного направления. Расчётные потери давления сети воздуховодов или каналов равны сумме потерь давления на участках, входящих в главное расчётное направление. Главное расчётное направление есть кратчайший по сети воздуховодов путь от вентилятора к наиболее удалённой вытяжной решетке или воздухораспределителю.

Расчётные потери давления для подбора вентилятора равны:

- у вытяжных вентиляционных систем – потери давления сети воздуховодов, включая и выхлопной воздуховод плюс сопротивление очистного устройства, если оно входит в состав вытяжной системы;
- у приточных систем – потери сети воздуховодов плюс потери давления в воздухоприёмном тракте от воздухозаборной решетки до утеплённого клапана плюс потери давления в фильтре, калорифере и воздухораспределителе.

#### **6.10. Неорганизованный воздухообмен в помещениях, эпюры давления в помещении и на поверхности ограждающих конструкций**

Строительные материалы, из которых производят ограждающие и прочие конструкции зданий, как правило, являются пористыми материалами, в которых имеются сообщающиеся друг с другом поры и капилляры. В заполнениях оконных и дверных проёмов имеются неплотности, притворы имеют щели.

Вследствие действия естественных сил (разности гравитационных давлений, действия ветра) давления в помещениях и снаружи неодинаковы, что приводит к фильтрации воздуха через наружные и внутренние ограждения здания. Количеством воздуха, фильтрующегося через поры и капилляры

ограждений, в инженерных расчётах обычно пренебрегают его вследствие малости.

Давление – атмосферное давление на некоторой отметке относительно контрольной плоскости, принятой в качестве условного нуля;

разность гравитационных давлений - разность давлений на одной и той же отметке относительно условного нуля по обе стороны ограждения, вызванная разной плотностью воздуха по обе стороны ограждения. (это давление, по предложению проф. Каменева П. Н. принято называть внутренним избыточным давлением; термин называет разность давлений - давлением, на этапе обучения, поэтому в дальнейшем применяться не будет, и в дальнейшем изложении материала будем пользоваться термином «разность гравитационных давлений»);  
разность давлений – разность давлений на одной и той же отметке по обе стороны ограждения, вызванная действием ветра или совместным действием ветра и гравитационных сил.

совместное действие ветра и гравитационного давления имеют место в случаях, когда на здание воздействует ветер, а плотности воздуха снаружи и внутри здания не одинаковы; разность давлений равно алгебраической сумме разности давлений, формируемой действием ветра и разности гравитационных давлений. Зона аэродинамического следа – объём прилегающего к зданию возмущённого воздуха, заполненного вихревыми структурами.

### **6.11. Закономерности фильтрации воздуха через строительные материалы**

Экспериментальные данные позволяют сделать заключение, что в большинстве стеновых строительных материалов имеет место ламинарная фильтрация, подчиняющаяся закону Дарси

$$\Delta p = s_{л} j \quad (6.11.1)$$

$\Delta p$  – разность давлений с 2-х сторон ограждения, Па;

$s_{л}$  – экспериментальный коэффициент, численно равный перепаду давлений по обе стороны ограждения при расходе  $j = 1 \text{ кг}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$

В крупнопористых материалах, щелях притворов и ограждающих конструкций наблюдается турбулентный режим фильтрации воздуха, закон сопротивления квадратичный

$$\Delta p = sj^2 \quad (6.11.2)$$

$$s = \frac{\Delta p}{j^2} \frac{\text{Па} \cdot \text{ч}^2}{\text{кг}^2} \quad (6.11.3)$$

$s$  – коэффициент сопротивления элемента сети, равный величине падения давления при перемещении единицы расхода.

Термин. Коэффициентом сопротивления элемента сети или проёма, отверстия называется некоторая величина, произведение которой и квадрата расхода даёт величину потерь давления в этом элементе.

Поскольку в ограждениях одновременно присутствуют капилляры и щели различных размеров, для инженерных расчётов фильтрации применяют формулу

$$\Delta p = sj^{2/3} \quad (6.11.4)$$

В случае перемещения воздуха через окна и наружные двери

$$\Delta p = sG^2 \quad (6.11.5)$$

$G$  – массовый расход воздуха через проём, кг/ч.

Существует также способ расчёта воздушных потоков в открытых проёмах (и щелях) через коэффициент расхода  $\mu_{\text{проёма}}$ , который также применяется в данных расчётах.

Массовый расход воздуха через открытый проём определяется как

$$G = 3600 \cdot \mu_{\text{проёма}} \cdot A_{\text{проёма}} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_n} \quad (6.11.6)$$

Потеря давления при проходе воздушного потока через открытый проём может быть вычислена через коэффициент местного сопротивления

$$\Delta p_{\text{проём}} = \zeta_{\text{проёма}} \cdot \frac{v_{\text{проёма}}^2}{2} \cdot \rho$$

Между коэффициентом местного сопротивления  $\zeta$  и коэффициентом расхода  $\mu$  существует зависимость

$$\mu = \sqrt{\frac{1}{\zeta}} \quad \text{или} \quad \zeta = \frac{1}{\mu^2} \quad (6.11.7)$$

## 6.12. Характеристики сопротивления s

Связь коэффициента сопротивления с потерями давления определяется экспериментально или может быть вычислена по величине потерь давления в рассматриваемом элементе, вычисленном по сумме потерь давления на трение и в местных сопротивлениях

$$s = \frac{\left( \lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right)}{25,92 \cdot 10^6 \cdot \rho \cdot \mu^2 \cdot A_{\text{проёма}}^2} \quad (6.12.1)$$

В отверстиях с острыми кромками, к которому относятся и аэрационные проёмы, потери по длине отсутствуют, поэтому

$$s = \frac{1}{25,92 \cdot 10^6 \cdot \rho \cdot \mu^4 \cdot A_{\text{проёма}}^2} \quad (6.12.2)$$

$\mu$  - коэффициент расхода в отверстии;

$A$  – площадь проёма, м<sup>2</sup>;

Размерность коэффициента сопротивления  $s = \frac{\text{Па} \cdot \text{час}^2}{\text{кг}^2}$

Коэффициент сопротивления закрытого дверного проёма, не имеющего дополнительного уплотнения, можно определить как

$$s = \frac{1}{25,92 \cdot 10^6 \cdot \rho \cdot \mu^4 \cdot l_{\text{щели}}^2 \cdot \delta_{\text{щели}}} \quad (6.12.3)$$

$l$  – длина щели притвора, м;  $\delta$  – ширина щели притвора, м.

Эта характеристика для окон, как правило, имеющих уплотнение, определяется экспериментально, для дверей, в притворах которых отсутствуют уплотняющие прокладки – по формуле (6.12.3).

В формуле (6.12.3):

$\mu$  – коэффициент расхода щели притвора; значение  $\mu$  можно принимать равным: для дверей одинарных – 0,5, одинарных с наплавом – 0,4, двойных – 0,35;

$\delta$  – ширина щели притвора, мм; может быть принята: для квартирных дверей 1,5÷2 мм; для наружных дверей  $\delta = 3 \div 4$  мм; для распашных дверей –  $\delta = 4$  мм.

$\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>, величина которой принимается: для внутренних дверей - по температуре воздуха помещения, для наружных – по температуре наружного воздуха в случае инфильтрации, по температуре воздуха помещения, если имеет место эксфильтрация.

В настоящее время производится и находятся в эксплуатации значительное количество окон с повышенной плотностью притворов, экспериментальные данные о фактической воздухопроницаемости которых практически отсутствуют. В этом случае пользуются характеристикой сопротивления, определённой по нормативной воздухопроницаемости.

В расчётах воздухопроницаемости при определении характеристик сопротивления следует опираться на нормативные документы, например, СНиП 23-02-2003 «Тепловая защита зданий. Характеристика сопротивления вычисляется по величине расчётной разности давления

$$\Delta p_{\text{расч}} = 0,55 H(y_{\text{ext}} - y_{\text{int}}) + 0,03 y_{\text{ext}} \cdot v^2 \quad (6.12.4)$$

где  $H$  - высота здания (от уровня пола первого этажа до верха вытяжной шахты), м;

$y_{\text{ext}}, y_{\text{int}}$  - удельный вес соответственно наружного и внутреннего воздуха, Н/м<sup>3</sup>, определяемый по формуле

$$y = 3463 / (273 + t) \quad (6.12.5)$$

$t$  - температура воздуха: внутреннего (для определения  $y_{\text{int}}$ ) - принимается согласно оптимальным параметрам по [ГОСТ 12.1.005](#), [ГОСТ 30494](#) и [СанПиН 2.1.2.1002](#); наружного (для определения  $y_{\text{ext}}$ ) - принимается равной средней температуре наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92 по [СНиП 23-01](#);

$v$  - максимальная из средних скоростей ветра по румбам за январь, повторяемость которых составляет 16 % и более, принимаемая по таблице 1\* [СНиП 23-01](#); для зданий высотой свыше 60 м  $v$  следует принимать с учетом коэффициента изменения скорости ветра по высоте (по своду правил).

Характеристика сопротивления окон и дверей должна соответствовать этому давлению и определяться по формуле

$$s_{\text{проёма}} = \frac{\Delta p_{\text{расч}}}{G_n^2 \cdot A_{\text{проёма}}^2} \quad (6.12.6)$$

Размерность  $\frac{\text{Па} \cdot \text{час}^2}{\text{кг}^2}$

Коэффициент сопротивления индивидуального вентиляционного канала определяется как

$$s_{\text{ест.вент}} = \frac{g \cdot h \cdot (\rho_{+5} - \rho_{\epsilon})}{G^2} \quad (6.12.7)$$

$h$  – разность отметок середины окна и устья вытяжной шахты, м;

$G$  – массовый расход удаляемого из помещения воздуха, кг/час.

### 6.13. Сложение коэффициентов сопротивления параллельно и последовательно соединённых элементов

При последовательном соединении элементов сети расход воздуха по всем элементам  $G$  остаётся постоянным, гидравлические потери равны сумме гидравлических потерь в отдельных элементах, а коэффициент характеристики сопротивления сети  $s$  равна сумме коэффициентов характеристик сопротивления элементов:

$$G = G_1 = G_2 = G_3 = \dots = G_n, \text{ кг/ч}$$

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \dots + \Delta p_n, \text{ Па}$$

Коэффициент сопротивления последовательно соединённых отверстий равен сумме коэффициентов сопротивления этих отверстий

$$s = s_1 + s_2 + s_3 + \dots + s_n, \frac{\text{Па} \cdot \text{ч}^2}{\text{кг}^2} \quad (6.13.1)$$

В сети, составленной из ряда параллельных элементов, расход воздуха  $G$  равен сумме расходов элементов гидравлические потери в элементах  $\Delta p$  равны между собой, так как имеют общие точки деления и слияния потоков, проводимость всей сети  $r$  равна проводимостей составляющих её элементов:

$$G = G_1 + G_2 + G_3 + \dots + G_n, \text{ кг/ч}$$

$$\Delta p = \Delta p_1 = \Delta p_2 = \Delta p_3 = \dots = \Delta p_n, \text{ Па.}$$

Коэффициент сопротивления параллельно соединённых отверстий равен сумме проводимостей этих отверстий

$$\rho = \rho_1 + \rho_2 + \rho_3 + \dots + \rho_n, \left( \frac{\kappa z^2}{\text{Па} \cdot \text{ч}^2} \right)^{0.5} \quad (6.13.2)$$

Общая характеристика сопротивления параллельно соединённых отверстий равна

$$s_{\text{эк}} = \frac{1}{\left( \frac{1}{\sqrt{s_1}} + \frac{1}{\sqrt{s_2}} + \dots + \frac{1}{\sqrt{s_n}} \right)} \quad (6.13.3)$$

Если известны разность давлений и характеристика сопротивления, расход через проём можно определить как

расход в приточном отверстии

$$p_n > p_x \quad G = + \sqrt{\frac{|p_n - p_x|}{s}} \quad (6.13.4)$$

расход в вытяжном отверстии

$$p_n < p_x \quad G = - \sqrt{\frac{|p_n - p_x|}{s_1}} \quad (6.13.5)$$

Способы вычисления коэффициентов сопротивления рассматривались ранее. Далее рассматриваются способы выбора расчётного давления  $p_n$  при составлении характеристик сопротивления.

#### **6.14. Вытяжная противодымная вентиляция**

При возникновении пожара все находящиеся в здании люди должны быть эвакуированы в начальной стадии пожара.

Вытяжная противодымная вентиляция имеет целью удаление образовавшегося при пожаре дыма из помещений, где это возгорание произошло. Количество образующегося дыма определяет производительность вытяжных противодымных устройств.

Принято исходить из двух предпосылок:

1. в небольших по объёму помещениях кислорода, содержащегося в объёме помещения, относительно немного и количество образующегося дыма зависит от притока из смежных помещений и снаружи через проёмы, имеющиеся в наружных ограждениях под действием гравитационных сил и давления ветра; этот принцип реализован в расчётной формуле

$$G_1 = 3584 \sum A_d [h_0(y_{in} - y)p_{in} + 0,7V^2 p_{in}^2]^{0,5} K_s \quad (6.14.1)$$

Где  $\sum A_d$  — эквивалентная (расходу) площадь дверей эвакуационных выходов, м<sup>2</sup>;

$h_0$  — расчетная высота от нижней границы задымленной зоны до середины двери; принимается равным  $h_0 = 0,5H_d + 0,2$

$H_d$  — высота наиболее высоких дверей эвакуационных выходов, м;

$Y_{in}$  — удельный вес наружного воздуха, Н/м<sup>3</sup>;

$Y$  — удельный вес дыма;

$P_{in}$  — плотность наружного воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$V$  — скорость ветра, м/с: при  $V = 1,0$  м/с следует принимать  $V = 0$ ; при  $V > 1,0$  м/с по нормативным данным (параметры Б), но не более 5 м/с.

Условно считается, что при возникновении пожара остекление не повреждено, а приток для очага пожара происходит из лестничной клетки, лифтовой шахты, в которые производится приток с целью обеспечения её незадымления. Объём притока зависит от аэродинамического сопротивления пути, по которому происходит проникание воздуха к очагу пожара. Основным видом аэродинамического сопротивления являются двери, поэтому его учитывают введением эквивалентной площадью двери  $\sum A_d$ .

Величина  $G_1$ , кг/ч, рассчитываемая на условия холодного периода года проверяется и для теплого, если скорость ветра в теплый период больше, чем в холодный;

2. в помещениях производственных и складских могут возгореться технологическая установка или некоторая часть хранимых материалов, периметр очага возгорания в ряде случаев может быть определён, поэтому следует пользоваться формулой

$$G = 676,8P_f y^{1,5} K_s \quad (6.14.2)$$

где  $P_f$  — периметр, м. очага пожара в начальной стадии, принимаемый равным большему из периметров открытых или негерметично закрытых емкостей горючих веществ или мест складирования горючих или негорючих материалов (деталей) в горючей упаковке.

Для помещений, оборудованных спринклерными системами пожаротушения,  $P_f$  ограничивается 12м.

Температура дымовых газов выбирается в зависимости от вида горящего материала и объёма помещения, в котором произошло возгорание. Если горят жидкости или газы средние удельный вес  $\gamma$ , Н/м<sup>3</sup>, и температура дыма  $t$ , °С, при удалении его из помещения объемом 10 тыс. м<sup>3</sup> и менее принимают:  $\gamma = 4$  Н/м<sup>3</sup>,  $t = 600$ °С; твёрдые тела -  $\gamma = 5$  Н/м<sup>3</sup>,  $t = 450$ °С; волокнистые материалы и при удалении дыма из коридоров и холлов.  $\gamma = 6$  Н/м<sup>3</sup>,  $t = 300$ °С. В библиотеках, книгохранилищах, архивах, складах бумаги предусматриваются вытяжные устройства с искусственным побуждением, принимая средний удельный вес газов 7 Н/м<sup>3</sup> и температуру 220°С.

Удаление дыма непосредственно из помещений, в которых произошёл пожар производится в одноэтажных производственных зданиях. С целью предотвращения распространения дыма по всему помещению верхнюю зону помещения площадью более 1600 м<sup>2</sup> разбивают на дымовые зоны. Площадь дымовой зоны может быть любой, но не должна превышать 1600 м<sup>2</sup>. Дымовые зоны обычно организуют объёмно-планировочными решениями, разбивая помещение на отдельные секции. Возможна организация «резервуаров дыма» завесами из негоряемых материалов высотой не менее 1,5 м от потолка,

формирующими под потолком «карман», в котором скапливается дым и откуда он удаляется вытяжным устройством. Удаление расчётного расхода дыма производится только из той «дымовой зоны», в которой произошел пожар.

Из помещений зрительных залов театров и прочих зрелищных учреждений, дым удаляют, как правило, системами с естественным побуждением, через дымовые шахты с дымовыми клапанами или открываемые не задуваемые фонари. Из примыкающей к окнам зоны шириной  $l \leq 15$  м допускается удаление дыма через оконные фрамуги (створки), низ которых находится на уровне не менее чем 2,2 м от пола.

При удалении дыма непосредственно из помещений дымоотводящие воздуховоды и шахты, дымовые клапаны следует изготавливать из негорючих материалов с огнестойкостью не менее 0,75 ч. Дымовые клапаны должны автоматически открываться при пожаре.

Дымоприемные устройства следует размещать возможно более равномерно по площади помещения, дымовой зоны или резервуара дыма. Площадь, обслуживаемую одним дымоприемным устройством, следует принимать не более 900 м<sup>2</sup>;

Противодымную вентиляцию предусматривают в жилых зданиях более 10-ти этажей, в административно – бытовых и производственных, а также 9-ти этажных с меньшим числом этажей, если высота от средней планировочной отметки земли до отметки пола верхнего этажа превышает 26,5 м.

Дым удаляется из коридоров, не имеющих световых проёмов в наружных ограждениях, длиной 12 м и более, холлов, предназначенных для эвакуации людей. Дым удаляется системами вытяжной вентиляции с механическим побуждением.

Расход дыма, кг/ч., удаляемого из коридоров определяется по формулам:

- для жилого дома

$$G_{sm} = 3420BH^{1,5}n \quad (6.14.3)$$

- для общественного, административно – бытового, производственного и складского здания

$$G_{sm.} = 4300BH^{1.5} n K_d \quad (6.14.4)$$

где  $B$  – ширина створки двери, м, при выходе из коридора или холла в защищаемый от дыма объём (лестничную клетку, вестибюль, лифтовый холл, непосредственно наружу или наружу через помещение);  $H$  – высота двери, принимается не менее 2-х метров;  $n$  – коэффициент, зависящий от ширины створки  $B$  дверей, открываемых при пожаре на лестничную клетку или наружу;  $K_d$  - коэффициент продолжительности открывания двери.

Дым из коридоров и холлов удаляется через дымоотводные шахты с дымовые клапанами, размещаемыми под потолком. Клапан присоединяется либо непосредственно к дымоотводящей шахте или через ответвление длиной не более 15 м. Один клапан может обслуживать коридор длиной не более 30 м или часть коридора, выгороженного перегородками с дверьми. К вытяжной системе коридора или холла допускается присоединять не более двух дымоприемников на одном этаже.

Системы дымоудаления выполняются отдельными от прочих систем. Допускается присоединение двух дымовых шахт к одному вентилятору в пределах противопожарного отсека здания. Аэродинамический расчёт дымоотводных шахт производится с учётом присосов воздуха через клапаны прочих, кроме открытого в задымлённом коридоре, этажей. Объём подсасываемого воздуха выбирается по данным фирм – производителей клапанов с учётом неплотностей шахт. Температура удаляемого воздуха из коридоров жилых зданий принимается равной 300 °С и удельный вес 6 Н/м<sup>3</sup>, предел огнестойкости стенок дымоотводящих каналов должен быть не менее 0,5 ч.

Удаление дыма производится специальными вытяжными дымососными установками, способными удалять дымовые газы с высокой температурой. Промышленность производит вентиляционные установки, способные удалять в течение часа среду с температурой 400 °С и 600 °С. Присоединение воздуховодов к вентустановкам обычно производится без гибких вставок, нормы допускают установку гибких вставок на воздуховодах из несгораемых

материалов. По соображениям противопожарной безопасности эти установки должны устанавливаться в отдельных вентилируемых помещениях с противопожарными перегородками 1-го типа. Вентиляция помещений, где установлены вытяжные противодымные вентиляторы, должна обеспечивать температуру не выше  $60^{\circ}\text{C}$  в тёплый период года.

### **6.15. Приточная противодымная вентиляция**

Подача притока осуществляется в лестничные клетки и лифтовые шахты. Разработаны объёмно – планировочные решения зданий, обеспечивающие совместно с приточной противопожарной вентиляцией незадымление лестничных клеток и лифтовых шахт во время пожара. Применяются незадымляемые лестничные клетки 3-х типов:

1-й – с выходом через наружную воздушную зону по балконам, лоджиям, открытым переходам, галереям, которые соединены междуэтажными лестницами;

2-й – с подпором воздуха при пожаре;

3-й – с выходом в лестничную клетку из помещений данного этажа через тамбур-шлюз с подпором воздуха (постоянным или при пожаре); избыточное давление воздуха в тамбуре – шлюзе препятствует проникновению дымовых газов в лестничную клетку.

Воздух подаётся, обычно в верхнюю часть:

а) лифтовых шахт при отсутствии у выхода из них тамбуров-шлюзов в зданиях с незадымляемыми лестничными клетками;

б) незадымляемых лестничных клеток 2-го типа;

в) в тамбуры-шлюзы при незадымляемых лестничных клетках 3-го типа и незадымляемых лестничных клетках, не имеющих выхода непосредственно наружу;

г) в тамбуры-шлюзы перед лифтами в подвальном этаже общественных, административно-бытовых и производственных зданий;

д) в тамбуры-шлюзы перед лестницами в подвальных этажах с помещениями категории В.

е) в машинные помещения лифтов в зданиях категорий А и Б, кроме лифтовых шахт, в которых при пожаре поддерживается избыточное давление воздуха.

Расход воздуха должен определяться из условия обеспечения избыточного давления при пожаре не менее 20 Па:

а) в нижней части лифтовых шахт при закрытых дверях в лифтовых шахтах на всех этажах кроме нижнего;

б) в нижней части каждого отсека незадымляемых лестничных клеток 2-го типа при открытых дверях на пути эвакуации из коридоров и холлов на этаже пожара в лестничную клетку и из здания наружу при закрытых дверях из коридоров и холлов на всех остальных этажах;

в) в тамбурах-шлюзах на этаже пожара в зданиях с незадымляемыми лестничными клетками 3-го типа при одной открытой двери в коридор или холл, в тамбурах-шлюзах перед лифтами в подвальных этажах при закрытых дверях, а также в тамбуры-шлюзы в подвальных этажах в соответствии при открытой двери в подвальный этаж.

Определение расхода, обеспечивающего избыточное давление в расчётной точке в 20 Па должно проводиться на основе расчётов воздушного режима здания. Такие расчёты проводятся компьютером с помощью специальных программ. Существуют инженерные методики подобного рода расчётов, в частности, “Пособие 4.91 к СНиП 2.04.05-91, 2-я редакция, 1992 г.”.

## **7. Системы кондиционирования воздуха**

### **7.1 Общие положения**

**Кондиционирование воздуха** – это создание и автоматическое поддержание (регулирование) в закрытых помещениях всех или отдельных параметров (температуры, влажности, чистоты, скорости движения) воздуха на определенном уровне с целью обеспечения оптимальных метеорологических

условий, наиболее благоприятных для самочувствия людей или ведения технологического процесса.

*Система кондиционирования воздуха* – комплекс инженерных средств и устройств для создания и автоматического поддержания на заданном уровне требуемых параметров микроклимата помещения из условия создания комфорта и (или) условий для протекания технологических процессов: температуры и относительной влажности воздуха, качества воздуха круглогодично.

Система кондиционирования воздуха обеспечивает точное поддержание температуры и относительной влажности воздуха, качества воздуха круглогодично. В теплый период года, когда в помещении наблюдаются избытки теплоты и влаги, система кондиционирования воздуха подает в помещение охлажденный и осушенный с помощью холодильной установки приточный воздух.

## 7.2. Факторы, определяющие комфортные и технологические условия внутри помещений зданий различного назначения

Микроклимат помещения – состояние внутренней среды помещения, оказывающее воздействие на человека и определяющее тепловой комфорт. Микроклимат помещения определяется совокупностью значений определенных параметров воздуха, называемых параметрами микроклимата помещения.

К ним относятся: *температура воздуха, скорость движения воздуха, относительная влажность воздуха, результирующая температура помещения, локальная асимметрия результирующей температуры.*

*Скорость движения воздуха* – осредненная по объему обслуживаемой зоны скорость движения воздуха.

**Результирующая температура помещения  $t_{su}$**  – комплексный показатель оценки теплового комфорта, определяемый при скорости движения воздуха до 0,2 м/с по формуле:

$$t_{su} = \frac{t_g + t_p}{2}. \quad (7.2.1)$$

где  $t_g$  – температура воздуха в помещении, °С;

$t_p$  – радиационная температура помещения, °С.

При скорости движения воздуха от 0,2 до 0,6 м/с результирующая температура помещения может быть определена по формуле:

$$t_{su} = 0,6 \cdot t_g + 0,4 \cdot t_p. \quad (7.2.1)$$

**Радиационная температура помещения** — осредненная по площади температура внутренних поверхностей ограждений помещения и отопительных приборов. При скорости движения воздуха до 0,2 м/с результирующая температура помещения принимается равной температуре шарового термометра при диаметре сферы 150 мм, под которой подразумевается температура в центре тонкостенной полый сферы, характеризующая совместное влияние температуры воздуха, радиационной температуры и скорости движения воздуха.

### **7.3. Роль системы кондиционирования воздуха в общей системе обеспечения микроклимата**

Система обеспечения микроклимата (СОМ) – совокупность инженерных средств и устройств, необходимых для создания и поддержания в помещении определенных параметров микроклимата, которая включает ограждающие конструкции, в том числе солнцезащитные устройства, системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

Микроклимат помещений формируется под влиянием имеющихся внутренних (поступления теплоты, влаги, вредных газов), внешних воздействий – потоки теплоты, влаги, воздуха через наружные ограждения (пассивные элементы СОМ) и регулирующих воздействий от системы отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха (активные элементы СОМ).

Пассивные элементы СОМ позволяют снизить тепlopоступления или тепlopотери помещения, обеспечить тепло - и влагоустойчивость помещений. Системы отопления помещения обеспечивают поддержание на заданном уровне температуры воздуха в помещении только в холодное время года, системы панельного охлаждения – температуры помещения в теплое время года, система вентиляции обеспечивает качество воздуха в помещении, поддержание только допустимых значений температуры воздуха в теплое и холодное время года.

Система вентиляции только в частных случаях при определенных параметрах наружного воздуха может обеспечить поддержание в помещении относительной влажности воздуха.

Система кондиционирования воздуха обеспечивает круглогодичное автоматическое поддержание на заданном уровне (оптимальные значения) температуры, относительной влажности и качества воздуха в обслуживаемых помещениях. Остальные активные элементы системы обеспечения микроклимата поддерживают допустимые значения температуры воздуха в отдельные периоды года, система вентиляции – качество воздуха.

Поддержание на заданном уровне относительной влажности воздуха круглогодично обеспечивает только система кондиционирования воздуха, так

как в своем составе имеет аппараты для увлажнения и осушения воздуха. Таким образом, система кондиционирования воздуха обеспечивает поддержание параметров микроклимата в помещении на более высоком уровне, чем остальные системы.

#### **7.4. Расчетные параметры внутренней воздушной среды при проектировании СКВ**

В отечественной практике проектирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха используют, определяемые по нормативной литературе, допустимые или оптимальные параметры микроклимата.

*Под допустимыми параметрами микроклимата* понимают сочетания значений показателей микроклимата, которые при длительном и систематическом воздействии на человека могут вызвать общее и локальное ощущение дискомфорта, ухудшение самочувствия и понижение работоспособности, но при усиленном напряжении механизмов терморегуляции не вызывают повреждений или ухудшения состояния здоровья.

*Под оптимальными параметрами микроклимата* понимают сочетание значений показателей микроклимата, которые при длительном и систематическом воздействии на человека обеспечивают нормальное тепловое состояние организма при минимальном напряжении механизмов терморегуляции и ощущение комфорта не менее, чем у 80 % людей, находящихся в помещении, и создают предпосылки для высокого уровня работоспособности. Расчетные параметры микроклимата помещения принимают исходя из санитарно-гигиенических и технологических требований в зависимости от назначения помещения и уровня требований к метеорологической обстановке в нем.

## 7.5. Уровень требований к обеспечению параметров микроклимата.

### Классы систем КВ

Уровень требований к метеорологической обстановке помещения определяет класс системы кондиционирования воздуха (СКВ).

Различают следующие классы системы кондиционирования воздуха:

- *Первого класса* – для обеспечения параметров микроклимата и чистоты воздуха, требуемых для технологического процесса по заданию на проектирование, при экономическом обосновании или в соответствии с требованиями специальных нормативных документов. Для обеспечения параметров микроклимата в узкой части оптимальных норм в сочетании с обеспечением других показателей качества воздуха (например, ионизация воздуха, дезодорация); в производственных помещениях с технологическими СКВ первого класса поддержание заданных параметров микроклимата должно приносить экономический эффект за счет повышения качества продукции, производительности труда, сокращения естественной убыли при хранении продукции и т. д.;

- *Второго класса* – для обеспечения требуемых для технологического процесса или – при комфортном кондиционировании воздуха – оптимальных параметров микроклимата; скорость движения воздуха допускается принимать в обслуживаемой или рабочей зоне помещений на постоянных и непостоянных рабочих местах в пределах допустимых норм; ко второму классу относятся все комфортные СКВ и технологические СКВ со слабо выраженным экономическим эффектом от увеличения выработки продукции;

- *Третьего класса* – для обеспечения необходимых параметров микроклимата в пределах допустимых норм периодически, когда они не могут быть обеспечены вентиляцией в теплый период года без применения искусственного охлаждения, или промежуточных значений между оптимальными и допустимыми параметрами при экономическом обосновании.

## 7.6. Характеристика и расчетные параметры наружного климата

На выбор системы кондиционирования воздуха и на их функционирования влияют факторы, связанные с климатическими особенностями географического месторасположения здания. К этим факторам относятся параметры наружного климата: температура и энтальпия (относительная влажность) наружного воздуха, интенсивность солнечной радиации, скорость и направление ветра, интенсивность атмосферных осадков.

Влияние это *двойственное*:

- *С одной стороны*, они определяют потоки теплоты и влаги через наружные ограждения, устанавливающие и изменяющие нагрузку на СКВ.

- *С другой стороны*, они определяют необходимую последовательность обработки наружного воздуха для доведения его до состояния приточного воздуха, расходы теплоты, холода, влаги и электроэнергии на обработку воздуха, выбор системы автоматического регулирования. Параметры наружного климата изменяются во времени, изменения эти носят суточный, сезонный, годовой характер.

Гидрометеорологические станции в каждом географическом пункте проводят наблюдения и запись срочных значений параметров наружного климата.

При проектировании СКВ необходимы следующие исходные климатологические данные географического пункта:

- Географическая широта;
- Расчетное атмосферное давление;
- Расчетные значения температуры и энтальпии наружного воздуха для двух периодов года;
- Среднесуточная амплитуда колебаний температуры наружного воздуха для теплого периода года;
- Расчетная скорость ветра в теплый и холодный периоды года;

- Интенсивность солнечной радиации (прямой и рассеянной) в июле, поступающей на вертикальную и горизонтальную поверхность, а также проникающей через одинарное остекление;

- Время максимума интенсивности солнечной радиации для данной ориентации ограждения по сторонам света.

Для холодного периода года:

- Параметры А – средняя температура наиболее холодного периода и энтальпия воздуха, соответствующая этой температуре и средней относительной влажности воздуха самого холодного месяца в 13 ч;

- Параметры Б – средняя температура наиболее холодной пятидневки и энтальпия воздуха, соответствующая этой температуре и средней относительной влажности воздуха самого холодного месяца в 13 ч;

- Параметры В – абсолютная минимальная температура и энтальпия воздуха, соответствующая этой температуре и средней относительной влажности воздуха самого холодного месяца в 13 ч.

Для теплого периода года:

- Параметры А – температура и энтальпия воздуха, более высокие значения которых в данном географическом пункте наблюдаются 400 ч и менее в году в среднем; расчетная температура для параметров А соответствует средней температуре самого жаркого месяца в 14 ч, кроме ряда пунктов в северных районах страны, где расчетная температура на 1,5–2,5 °С выше средней температуры самого жаркого месяца;

- Параметры Б – температура воздуха, более высокое значение которой в данном географическом пункте наблюдается 220 ч и менее в году в среднем по многолетним наблюдениям, и соответствующая ей энтальпия;

- Параметры В – абсолютная минимальная температура и соответствующая этой температуре энтальпия воздуха, зарегистрированные наблюдениями за многолетний период в данном пункте.

## 7.7. Требования к СКВ

К требованиям к СКВ относятся: комфортные и технологические, технические, конструктивные, экономические, эксплуатационные, производственно-монтажные.

Комфортные условия микроклимата предполагают постоянное поддержание в зоне пребывания людей определенных сочетаний температуры и относительной влажности воздуха, отсутствие дутья, сквозняков, холодных токов воздуха, низкий уровень шума (согласно требований в зависимости от назначения помещения), а также подачу свежего обработанного воздуха в размере, необходимом для обеспечения в помещении качественной воздушной среды, свободной от пыли, запахов и т.д. Повышение комфортности при наличии систем кондиционирования воздуха является дополнительным преимуществом при покупке и аренде жилых, офисных, торговых залов и других помещений.

Технические требования состоят в том, чтобы СКВ соответствовала требуемой производительности по воздуху, холоду, теплоте согласно заданному уровню требований к обеспеченности параметров микроклимата; в согласованной работе СКВ с системами, определяющими ее функционирование: источниками холода, теплоты, воды, электроэнергии, с другими системами инженерного оборудования: освещения, отопления, горячего водоснабжения; в безопасности для жизнедеятельности. Производительность системы в значительной степени зависит от уровня требований к поддержанию параметров микроклимата: она может быть снижена при менее жестких требованиях к параметрам микроклимата или повышена при возрастании этих требований.

Архитектурно-строительные требования, связанные с размещением в здании основных и вспомогательных элементов системы кондиционирования воздуха. Это обстоятельство необходимо учитывать при планировке здания, разработке интерьеров и оформлении фасадов. Система кондиционирования воздуха и ее подсистемы в большей или меньшей степени требуют места для установки оборудования и прокладки инженерных коммуникаций: воздуховодов, трубопроводов, электрических проводок, таким образом,

занимают строительный объем и должны предусматривать возможность обслуживания.

Конструктивные требования состоят в том, чтобы статические и динамические нагрузки от оборудования СКВ не превышали максимально допустимой нагрузки для несущих конструкций перекрытия, фундаментов или отдельных площадок для размещения оборудования, габариты оборудования должны быть согласованы с размерами монтажных проемов, монтаж оборудования должен быть увязан с монтажом строительных конструкций. Необходимо предусматривать звуко и виброизоляцию вентиляторов, компрессоров, насосов от строительных конструкций, а также противопожарные мероприятия.

Экономические требования состоят в разумных затратах средств на создание и функционирование СКВ. Затраты складываются из единовременных и эксплуатационных затрат. Единовременные затраты включают стоимость самой СКВ, источников теплоты, холода, системы водоподготовки, системы тепло- и холодоснабжения, электроснабжения, автоматического регулирования, строительного объема, занимаемого основным оборудованием и вспомогательными элементами.

Эксплуатационные затраты состоят из стоимости электрической и тепловой энергии, стоимости топлива, воды и водоподготовки, стоимости ремонта и межремонтного обслуживания, амортизации оборудования, непосредственно связанной с ожидаемым сроком службы системы, заменой оборудования или отдельных ее компонентов, стоимостью обслуживания (стоимость лицензии на обслуживание, необходимых материалов (химикатов, масла, фреона и т.д.), рабочей силы и т.д.

Применение элементов системы кондиционирования воздуха, обеспечивающих экономию энергии и топлива: энергосберегающие вентиляторы, чиллеры, насосы, оборудование регенерации теплоты удаляемого воздуха, использование потенциала наружного климата, использование тепловых насосов, аккумуляторов теплоты неизбежно связано с увеличением

единовременных затрат на систему кондиционирования воздуха, но при этом эксплуатационные затраты снижаются.

Производственно-монтажные требования непосредственно связаны с долей единовременных затрат на монтаж системы, а также долей эксплуатационных затрат на обслуживание и ремонт всей системы и ее элементов.

Использование моноблоков, изготовленных в заводских условиях, может значительно снизить трудоемкость, сроки и стоимость монтажа системы кондиционирования воздуха и ее подсистем, равно как и использование всего набора оборудования одного производителя.

Эксплуатационные требования состоят в надежности и управляемости системы, простоте обслуживания и ремонта. Надежность работы СКВ особенно важна при технологическом кондиционировании воздуха, когда не допустимы отказы по условиям протекания технологического процесса.

Надежность зависит от типа системы и ее подсистем. Определение надежности: «Свойство объекта выполнять заданные функции, сохраняя во времени свои эксплуатационные показатели в заданных пределах, соответствующих заданным режимам и условиям использования».

Можно рассматривать надежность всей системы в целом, состоящей из отдельных групп элементов: центральный кондиционер, холодильная машина, теплогенератор, теплообменники, насосные станции, и надежность отдельных элементов: вентиляторы, фильтры, компрессоры, котел и т.д.

Отказ даже небольшого элемента может привести к полному отказу системы.

Для повышения надежности следует предусматривать резервирование оборудования или отдельных его элементов: электродвигателей, компрессоров, что связано с увеличением единовременных затрат.

## 7.8. Структурная схема системы кондиционирования воздуха

Элементы СКВ: ВЗУ-воздухозаборное устройство; П-помещение; САР-система автоматического регулирования; САУ-система автоматического управления; СВС-система водоснабжения и дренажа; СРВ-система распределения воздуха; СРецВ-система рециркуляции воздуха; СТС-система теплоснабжения; СУВ-система удаления воздуха; СУЭ-система утилизации энергии; СХС-система холодоснабжения; СЭС-система энергоснабжения; УКВ-установка кондиционирования воздуха (см. рисунок 1.18.1).

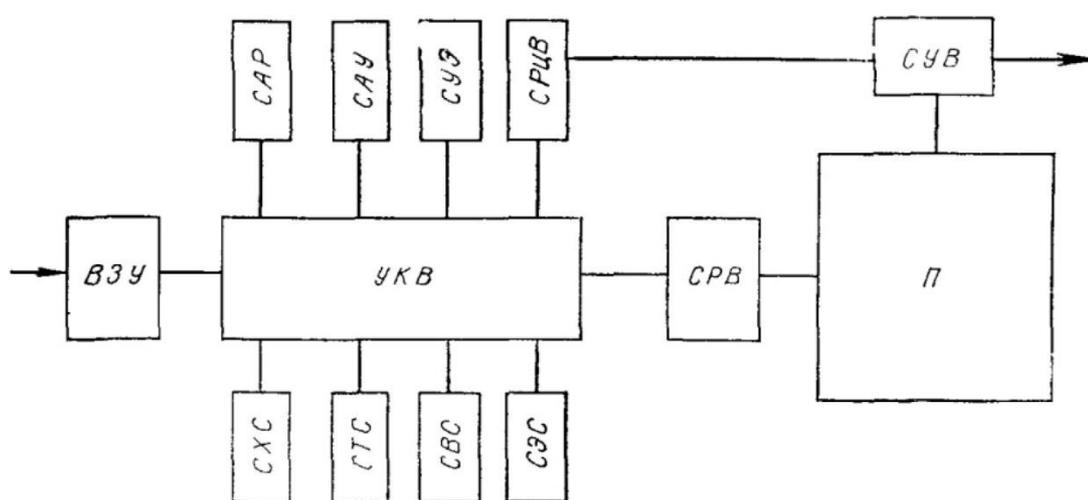


Рис. 7.8.1 Структурная схема системы кондиционирования воздуха ВЗУ-воздухозаборное устройство; П-помещение; САР-система автоматического регулирования; САУ-система автоматического управления; СВС-система водоснабжения и дренажа; СРВ-система распределения воздуха; СРецВ-система рециркуляции воздуха; СТС-система теплоснабжения; СУВ-система удаления воздуха; СУЭ-система утилизации энергии; СХС-система холодоснабжения; СЭС-система энергоснабжения; УКВ-установка кондиционирования воздуха.

## 7.9. Классификация систем кондиционирования воздуха

Центральные системы кондиционирования воздуха применяются:

- Для помещений большого объема с равномерно распределенной внутренней нагрузкой, незначительной внешней нагрузкой (зрительные залы театров, кинотеатров, спортивно-зрелищные сооружения, аудитории, торговые залы, производственные помещения и т. д.);

- Для помещений большого объема с неравномерно распределенной нагрузкой отдельно для каждой зоны (зона зрителей и катка ледового дворца спорта, производственные цеха с неравномерно размещенным оборудованием и т.д.), что обусловлено технологическим процессом, большими расходами воздуха и протяженностью воздуховодов или как одна многозональная система;

- Для небольших помещений с особыми требованиями к качеству и точности поддержания заданных параметров воздуха: температуры, относительной влажности, подвижности (прецизионные системы кондиционирования воздуха);

- Для помещений с повышенными требованиями к чистоте воздуха («чистые помещения», в которых воздухообмен определяется качеством внутреннего воздуха, а не удалением теплоты из помещения);

- Для многокомнатных зданий в качестве одной или нескольких систем для обработки первичного воздуха в многозональных системах при различном тепловом режиме отдельных помещений вследствие неодинакового расположения помещений относительно стран света, наличия и интенсивности солнечной радиации и различных по величине тепло- и влагопоступлений внутри этих помещений.

В процессе развития техники кондиционирования воздуха сложились такие основные типы многозональных СКВ:

- Системы с зональными поверхностными теплообменниками (температурными доводчиками);

- Система с местными рециркуляционными вентиляторами;

- Системы с переменным расходом приточного воздуха;

- Двухканальные системы;

- Водно-воздушные системы с эжекционными доводчиками;

- Водно-воздушные системы с вентиляторными доводчиками.

## **7.10. Термодинамика состояния рабочих сред тепло- и массообменных аппаратов кондиционирования воздуха**

Эффективность передачи теплоты и массы в теплообменнике во многом определяется теплофизическими свойствами взаимодействующих сред. В аппаратах СКВ одной средой всегда является влажный воздух, а в качестве второй среды в зависимости от функционального назначения могут использоваться различные вещества: влажный воздух, вода, водные растворы солей или органических веществ, хладагент.

В условиях фазового перехода при испарении воды в воздух (линия насыщения при  $\varphi=100\%$ ) парциальное давление насыщенного пара над поверхностью воды может быть определено с использованием разных зависимостей: с помощью универсального уравнения, связывающего давление и температуру на линии насыщения, с помощью приближенных зависимостей для определенных диапазонов температур.

Испарение – переход части молекул жидкости (воды) из жидкого агрегатного состояния в пар. При испарении необходимо преодолеть силы межмолекулярного сцепления жидкости и силы внешнего давления воздуха на поверхность жидкости. Эта работа, совершается за счет кинетической энергии теплового движения молекул, и, поэтому, испарение является эндотермическим процессом. С повышением температуры скорость испарения увеличивается. Процесс испарения является обратимым.

Конденсация, то есть переход молекул из газовой фазы в жидкую, это процесс обратный испарению. Конденсация – процесс экзотермический.

В закрытом сосуде с жидкостью с течением времени при определенной температуре устанавливается равновесие.

Пар над жидкостью в состоянии равновесия считают насыщенным при данной температуре.

Этот пар производит определенное давление на поверхность жидкой фазы. Это давление насыщенного пара растворителя.

### 7.11. Описание процессов тепло- и массообмена

Любое физико-математическое описание требует предварительного определения некоторых экспериментальных величин, характеризующих процесс. Различное физико-математическое описание процессов тепло- и массопереноса имеет разную степень точности.

Каждое физико-математическое описание приводит к появлению характерных для него понятий. Рассмотрим их в общем виде.

Рассмотрим описание процессов переноса в наиболее общем виде. Для вязкой жидкости при ламинарном режиме движения любые явления могут быть однозначно описаны с помощью замкнутой системы дифференциальных уравнений и краевых условий. Эта система включает: уравнения движения Навье – Стокса, уравнение неразрывности, уравнение сохранения энергии (температурного поля), уравнение сохранения массы вещества (поле термодинамического потенциала  $\Theta$ ). Краевые условия включают начальные (временные) и граничные (пространственные). Граничные условия предполагают задание скорости и сохранения температуры или потоков теплоты и массы на поверхностях, ограничивающих рабочие среды. Если стенка разделяет поверхности двух сред, то дополнительно к этим уравнениям задается уравнение теплопроводности и массопроводности в разделяющей стенке. Численное решение упомянутых уравнений на ЭВМ позволяет найти поля температуры и потенциала обменивающихся сред.

Задача существенно осложняется при турбулентном движении жидкости. Турбулентный поток характеризуется неупорядоченностью, которая приводит к случайным изменениям во времени и пространстве мгновенных значений скорости, температуры и т. д.

Для математического описания турбулентного движения жидкости используют метод, предложенный Рейнольдсом и состоящий в том, что мгновенные значения скорости и температуры представляют в виде суммы средних и пульсационных величин. В результате уравнение Навье - Стокса для турбулентного движения характеризуется наличием независимых членов,

означающих появление дополнительно (к ламинарной вязкости и температуропроводности) турбулентного трения и турбулентного переноса в потоке, вызываемых пульсациями скорости.

Основные сложности, которые тормозят широкое использование указанного метода при расчете теплообменных аппаратов, связаны с отсутствием надежно отработанных путей численного решения уравнений для больших чисел  $Re$ , особенно в трехмерном случае. Недостаточно изучены также закономерности формирования турбулентных характеристик, знание которых необходимо при расчете.

Вблизи поверхностей в потоке формируется тонкий слой жидкости с большими градиентами скорости, температуры и влажности. Для остального потока градиенты незначительны. Этот слой жидкости, для которого можно выделить одно преобладающее направление движения, называют пограничным слоем. Разделение жидкости на пограничный слой и основной поток носит условный характер. Как было показано Прандтлем, для течения жидкости в пограничном слое отдельные члены в уравнениях модели Рейнольдса ввиду их малости могут быть отброшены. Модель пограничного слоя, также, как и модель, использующая уравнения Рейнольдса, не позволяет получать аналитические зависимости для определения параметров обменивающихся сред. В настоящее время широко используются численные методы расчета по модели пограничного слоя на ЭВМ.

Недостаток данной модели состоит в том, что она позволяет рассчитывать процессы только для теплообменных поверхностей достаточно простой геометрии.

## 7.12. Модель одномерного переноса

Во многих инженерных задачах интерес представляет не распределение параметров в обменивающихся средах, а, например, тепловые потоки на границах и их средние температуры. Поэтому наибольшее распространение для решения инженерных задач получило описание на основе одномерного переноса, которое часто называют  $\alpha$ -моделью. В этой постановке течение в канале рассматривается с постоянными по сечению канала скоростью  $w$ , температурой  $t$  и потенциалом  $\Theta$ , равными среднемассовым значениям.

Полная физико-математическая постановка задачи для ламинарного движения включает систему дифференциальных уравнений, основанных на основных физических законах, описывающих происходящие процессы, и краевые условия:

- Уравнение движения Навье-Стокса;
- Уравнение неразрывности;
- Уравнение сохранения тепловой энергии;
- Уравнение сохранения массы вещества;
- Уравнения термодинамического состояния обменивающихся сред, и уравнения предельного состояния;
- Краевые условия начальные временные и граничные пространственные;
- Если теплообменивающие среды разделяет стенка, то дополнительно уравнение теплопроводности и массопроводности;

Связь между потоком теплоты  $q$  через единицу поверхности и среднемассовыми температурой определяется по следующему соотношению:

$$q = a_t(t_{нов} - t). \quad (7.12.1)$$

где  $q$  – удельный поток теплоты,  $Вт/м^2$ ;

$a_t$  – коэффициент теплоотдачи,  $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$ ;

$t_{нов}$  – температура поверхности,  $^\circ C$ ;

$t$  – температура среды,  $^\circ C$ .

Связь между потоком массы  $j$  через единицу поверхности и среднемассовым потенциалом определяется по следующему соотношению:

$$j = a_{\Theta} (\Theta_{нов} - \Theta). \quad (7.12.2)$$

где  $j$  – удельный поток массы,  $кг/м^2$ ;

$a_{\Theta}$  – коэффициент теплоотдачи,  $кг/(м^2 \cdot ^\circ M)$ ;

$\Theta_{нов}$  – температура поверхности,  $^\circ M$ ;

$\Theta$  – потенциал массопереноса среды,  $^\circ M$ .

Вместо потенциалов при расчете потока влаги в воздухе обычно используется влагосодержание  $d$ :

$$i = a_d (d_{нов} - d). \quad (7.12.3)$$

где  $i$  – удельный поток влаги,  $кг/м^2$ ;

$a_d$  – коэффициент влагоотдачи,  $кг/(м^2 \cdot г/кг)$ ;

$d_{нов}$  – влагосодержание поверхности,  $г/кг$ ;

$d$  – влагосодержание среды,  $г/кг$ .

Также возможно применение парциального давления  $p$ :

$$i = a_p (p_{нов} - p). \quad (7.12.4)$$

где  $i$  – удельный поток влаги,  $кг/м^2$ ;

$a_p$  – коэффициент влагоотдачи,  $кг/(м^2 \cdot Па)$ ;

$p_{нов}$  – парциальное давление водяного пара поверхности,  $Па$ ;

$p$  – парциальное давление водяного пара среды,  $Па$ .

Размерные величины  $a_t$ ,  $a_{\Theta}$ ,  $a_d$ ,  $a_p$  называются коэффициентами теплообмена и массообмена и учитывают возможные различия реальных процессов в их одномерной постановке. Эти коэффициенты связаны сложными зависимостями с реальными процессами, протекающими в трехмерном течении.

Коэффициенты обмена обычно определяют экспериментально или на основе расчета по первым двум моделям.

### 7.13. Подобие процессов тепло- и массообмена

Решение распределение температур и потенциалов в пространстве и времени. При описании на основе уравнения одномерного переноса –  $\alpha$ -модель. рассматриваются средние значения параметров по сечению труб и каналов, а не распределенные, течение в трубах и каналах с постоянной скоростью  $w$ , температурой и потенциалом, равным средним значениям.

Различают три модели переноса теплоты и массы для стационарного одномерного переноса:

- Модель ТП – передача явной теплоты от одной среды к другой через разделяющую стенку, со стороны воздуха или газов, как правило, ребренную;
- Модель ТМО – передача полной теплоты (явной теплоты и массы водяного пара) от одной среды к другой при их непосредственном контакте;
- Модель ТМП – передача полной теплоты от одной среды к другой через разделяющую стенку при конденсации водяного пара на поверхности стенки.

В модели ТП используют понятие коэффициента теплопередачи, который входит в основное уравнение теплопередачи:

$$Q = k \cdot \Delta t_{cp} \cdot A. \quad (7.13.1)$$

где  $Q$  – количество теплоты, Вт;

$k$  – коэффициент теплопередачи,  $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$ ;

$\Delta t_{cp}$  – средний температурны напор,  $^\circ C$ ;

$A$  – площадь поверхности теплопередачи,  $м^2$ .

Коэффициент теплопередачи является количественной расчетной величиной, характеризующей совокупность элементарных процессов передачи теплоты, называемых теплопередачей. Коэффициент теплопередачи  $k$ ,  $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$ , является функцией двух коэффициентов теплоотдачи между теплообменивающейся средой и одной и другой стороной разделяющей стенки, термического сопротивления стенки и загрязнений.

Для плоской стенки с загрязнениями коэффициент теплопередачи может быть вычислен по формуле:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (7.13.2)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи между жидкостью с одной стороны и стенкой,  $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$ ;

$\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи между стенкой и жидкостью с другой стороны,  $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$ ;

$\delta_{cm}$  – толщина стенки,  $м$ ;

$\delta_3$  – толщина загрязнения,  $м$ ;

$\lambda_{cm}$  – коэффициент теплопроводности стенки,  $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$ ;

$\lambda_3$  – коэффициент теплопроводности загрязнения,  $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$ ;

Для цилиндрической стенки без загрязнения:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\pi \cdot a_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{cm}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\pi \cdot a_2 \cdot d_2}}. \quad (7.13.3)$$

Для труб, у которых отношение наружного диаметра к внутреннему  $\frac{d_2}{d_1} \leq 2$

можно воспользоваться формулой плоской стенки.

Коэффициенты теплоотдачи определяют на основе теории подобия из критериальных зависимостей или из расчета по более точной модели.

Часто в инженерных расчетах коэффициенты теплопередачи теплообменников определяют из эмпирических соотношений, полученных на основе испытания данного типа теплообменника, как функцию от основных параметров теплообменивающихся сред, влияющих на теплообмен по обе стороны разделяющей стенки.

В модели ТМО потоки теплоты и массы с  $1 м^2$  поверхности контакта двух сред определяют по формулам при испарении водяных паров с поверхности жидкости в воздух:

$$q = a_t (t_{жс} - t_g). \quad (7.13.4)$$

$$j = a_d (d_{жс} - d_в). \quad (7.13.5)$$

Испарение происходит, если парциальное давление насыщенных паров при температуре поверхности контакта выше парциального давления водяных паров в воздухе. Поток массы может быть выражен и через разность парциальных давлений, так как влагосодержание воздуха однозначно связано с парциальным давлением:

$$i = a_p (P_{нов} - P_в). \quad (7.13.6)$$

Если парциальное давление водяных паров в воздухе выше давления насыщенных паров при температуре на поверхности контакта, то происходит конденсация водяных паров.

При конденсации водяных паров поток массы определяют по формуле

$$j = a_p (P_в - P_{нов}). \quad (7.13.7)$$

#### 7.14. Соотношение Льюиса

Коэффициента теплоотдачи и массоотдачи, коэффициент массообмена определяют на основе теории подобия из критериальных зависимостей. Не всегда можно подобрать критериальные зависимости для определения коэффициентов массоотдачи и массообмена в аппаратах СКВ. Их величины могут быть определены экспериментально или теоретически с использованием системы дифференциальных уравнений, что сложно. В. Льюис установил взаимосвязь между локальными значениями коэффициента теплоотдачи и массоотдачи.

Соотношение *Льюиса* указывает на подобие процессов теплообмена и массообмена:

$$\frac{a_t}{a_d} = c_в. \quad (7.14.1)$$

Из этого соотношения следует вывод о том, что для случая, когда обменные процессы полностью определяются молярным переносом масс влажного воздуха, соотношение В. Льюиса справедливо независимо от прочих условий протекания процесса.

### 7.15. Уравнение Меркеля

Распространяя полученное соотношение на полный теплообмен, получим зависимость:

$$q_n = a_t(t_1 - t_2) + ra_d(d_1 - d_2) = (c_e a_d t_1 + ra_d d_1) - (c_e a_d t_2 + ra). \quad (7.15.1)$$

Из зависимости (1.25.1) следует **уравнение Меркеля**:

$$q_n = a_d(i_1 - i_2). \quad (7.15.2)$$

### 7.16. Конструкторский и поверочный расчеты теплообменников аппаратов СКВ

Инженерные методики расчета теплообменников основываются на таком описании, при котором вводится множество упрощающих предпосылок:

- Рассматривается установившийся режим движения;
- Применяется модель одномерного переноса, когда перенос теплоты и массы происходит от одной среды к другой в одном направлении;
- Коэффициенты переноса теплоты и массы определяются на основе теории подобия с помощью критериальных зависимостей либо на основе решения системы уравнений более точной модели.

Теплотехнический расчет теплообменников-аппаратов СКВ основан на классических методах инженерного расчета теплообменников. **Различают конструкторский и поверочный расчет. Конструкторский расчет выполняют** для контактных аппаратов с насадкой, имеющих практически постоянную площадь поверхности тепло- и массообмена, или для рекуперативных теплообменников при заданных начальных и конечных параметрах теплообмениваемых сред и их расходах. Искомой величиной служит поверхность теплообмена, по которой выбирают типоразмер теплообменника.

Фактическая поверхность теплообмена принятого теплообменника, величина которой определяется его конструктивными параметрами, всегда отличается от расчетной. Следовательно, значения фактических параметров теплообмениваемых сред на выходе из теплообменника будут отличаться от расчетных, и это отличие будет тем больше, чем больше запас поверхности теплообмена по сравнению с расчетным. Фактические параметры теплообмениваемых сред на выходе из теплообменника могут быть определены с достаточной для инженерных расчетов точностью в результате поверочного расчета. Еще на стадии проекта необходимо оценить эксплуатационные режимы работы теплообменников-утилизаторов при различных значениях температуры наружного воздуха, что возможно также сделать при поверочном расчете. Поэтому для таких типов теплообменников регенерации теплоты удаляемого воздуха, как пластинчатые воздуховоздушные, водовоздушные, регенеративные, форсуночные камеры орошения, системы с промежуточным теплоносителем выполняют *поверочный расчет*, в котором решаются две задачи: прямая и обратная.

### **7.17. Прямая и обратная задача поверочного расчета**

*Решение прямой задачи* заключается в определении при известной или принимаемой площади поверхности теплообмена и начальных параметрах теплообмениваемых сред, а также известной конечной температуре приточного воздуха, конечных параметров теплоносителя и его расхода.

При *решении обратной задачи* определяются конечные параметры теплообмениваемых сред при известной площади поверхности теплообмена и начальных параметрах теплообмениваемых сред.

Взаимное направление движения теплоносителей в теплообменнике имеет существенное влияние на эффективность передачи теплоты. Если температура каждой среды непрерывно и одновременно изменяется, то различают схему движения прямоточную, противоточную, с перекрестным током, и со смешанным током (сложным направлением движения

теплоносителей). Как правило, при разработке теплообменника сложно реализовать каждую из этих схем в чистом виде, чаще всего применяется схема со смешанным током и каким-то преобладающим направлением движения. Наиболее полно требованиям обеспечить наиболее высокую среднюю разность температур, самые благоприятные условия теплопередачи отвечает противоточная схема. При схеме смешанного тока средняя разность температур при одинаковых начальных и конечных температурах ниже, чем при противоточной, но выше, чем при прямоточной схеме. Если в теплообменнике температура одного теплоносителя остается постоянной, а другого непрерывно изменяется, например, в испарителе или конденсаторе холодильного контура для одного хладагента, то все схемы движения рабочих сред равноценны.

#### **7.18. Безразмерные комплексы: коэффициент эффективности, число единиц переноса теплоты, водяной эквивалент**

**Коэффициент эффективности теплообменника** зависит от схемы движения теплообмениваемых сред, для противотока и противотока определяется по формулам, полученным при решении дифференциальных уравнений теплового баланса для теплообмениваемых сред и теплопередачи для элементарного элемента теплообменника. В теплообменнике с перекрестным током температурное поле неравномерно по поперечному сечению теплообменника и по длине. Для перекрестного тока сложно, а и при смешанном токе невозможно аналитически точно получить подобную формулу, поэтому, коэффициенты эффективности в этих случаях определяются экспериментальным путем при испытании теплообменника в специальной лаборатории. Данные испытаний фирмы производители представляют в виде графиков в каталогах в зависимости удельного расхода воздуха на 1 м длины. Коэффициент эффективности зависит от коэффициента теплопередачи теплообменника, площади поверхности теплообмена, расходов теплообмениваемых сред. При увеличении коэффициента теплопередачи и

площади поверхности теплообмена он возрастает, при увеличении расходов воздуха он уменьшается. Коэффициент эффективности теплообменника не постоянная величина в процессе работы теплообменника, он косвенно зависит от начальных параметров теплообмениваемых сред, в меньшей степени эта зависимость сказывается на коэффициенте эффективности по явной теплоте, в большей степени - на коэффициенты эффективности по скрытой и полной теплоте. Сложность описания процессов тепломассообмена и теплотехнического расчета в теплообменниках-утилизаторах связана с тем, что в них чаще всего реализуются перекрестная или смешанные схемы движения теплообмениваемых сред, передача теплоты сопровождается конденсацией водяных паров на всей или части поверхности теплообмена, в контактных теплообменниках теплообмен происходит одновременно с массообменом, плотность воздуха и скорость движения воздуха изменяется при изменении температуры воздуха в потоках теплообмениваемых сред. В этих условиях невозможно получить точные аналитические решения системы уравнений, описывающих процессы тепломассообмена в установках кондиционирования воздуха. Теория и практические методы расчета теплоутилизаторов развивались в двух направлениях. Первое направление – физико-математическое моделирование процессов тепло- и массообмена и численное решение системы дифференциальных уравнений, описывающих процессы тепломассообмена, с использованием моделей  $\alpha$  и  $\beta$  переноса, когда значения коэффициентов теплообмена  $\alpha$  и массообмена  $\beta$  определялись из критериальных зависимостей, полученных на основе обобщения данных эксперимента при испытании теплообменников определенной конструкции и принципа действия. Второе направление – физическое моделирование и разработка упрощенных инженерных методик с использованием графических материалов, полученных на основе экспериментальных исследований конкретных типов теплообменников. В результате до недавнего времени в инженерной практике использовали большое количество методик теплового расчета теплообменников определенного типа, связанных с особенностями их

конструкции, условиями эксплуатации, режимами работы, которые основаны на использовании частных эмпирических формул и графических материалов: номограмм и графиков. При этом, оперируя безразмерными комплексами: *коэффициентами эффективности теплообменника, числом единиц переноса теплоты, водяным эквивалентом*, зачастую в каждой методике им были присвоены разные обозначения, несмотря на то, что физический смысл этих безразмерных комплексов остается неизменным независимо от типа теплообменника, например, рекуперативного или контактного, и методики расчета. В настоящее время с использованием компьютеров на рабочем месте инженера появилась возможность использовать компьютерные программы для теплотехнического расчета отдельных теплообменников или системы утилизации теплоты в целом. Применение компьютерных программ для расчета теплообменников повышает точность расчета и сокращает трудоемкость проектных работ, дает возможность просчитывать несколько вариантов решений, изменяя конструктивные и теплотехнические характеристики теплообменника в широком диапазоне для получения требуемых параметров воздуха на выходе из теплообменника, позволяет применить соответствующие модели для описания процессов тепломассообмена, чтобы учесть условия протекания теплопередачи без или с выпадением конденсата на всей или части поверхности теплообмена. При расчете на компьютере имеется возможность варьирования площади поверхности нагрева, коэффициента теплопередачи путем изменения расстояния между пластинами в пластинчатых теплообменниках, расстояния между пластинами оребрения, числа рядов трубок для прохода воздуха, числа ходов в водовоздушных теплообменниках, числа оборотов вращения вращающегося регенератора, расхода промежуточного теплоносителя в соответствующей системе. Точный выбор теплообменника-утилизатора с определением всех его теплотехнических (коэффициента эффективности), конструктивных и аэродинамических характеристик, а также расчет параметров воздуха на выходе из него и параметров промежуточного

теплоносителя в системе, возможен с использованием компьютерных программ расчета, которые обычно предоставляют проектировщику фирма - производитель соответствующего оборудования. Точность решения поставленной задачи расчета и значений искомых параметров определяется точностью математической модели, положенной в основу разработки алгоритма компьютерной программы, которая зачастую неизвестна пользователю. Иногда для предварительного подбора теплообменников утилизаторов используются номограммы, представленные в каталоге. Для ориентировочных расчетов и расчетов на стадии проект могут использоваться инженерные методики, основанные на целом ряде упрощающих предпосылок, которые дают возможность понять физику протекающих процессов тепломассообмена и подготовить инженера к точному решению задачи расчета теплообменника на компьютере. Зачастую, правда применение инженерных методик осложнено из-за отсутствия данных о конструктивных характеристиках теплообменников, таких как площадь поверхности теплообмена, площадь фронтального сечения для прохода воздуха, площадь живого сечения для прохода тепло-хладоносителя. Независимо от выбранного способа расчета теплообменников-утилизаторов используют определенные безразмерные характеристики, в том числе и для оценки эффективности передачи теплоты. Основная характеристика - коэффициент эффективности теплообменника, который, согласно стандарту, определяется по общей формуле для полной теплоты, явной теплоты и скрытой теплоты. Очень часто в каталогах и рекламных проспектах не указывают, какой коэффициент эффективности имеется в виду: по явной или по полной теплоте и редко кто указывает, по какой среде греющей или нагреваемой. Предположительно приводится именно коэффициент эффективности по явной теплоте, так как он практически не зависит от начальных параметров воздуха и определяется для конкретной конструкции теплообменника в зависимости от расхода удаляемого воздуха и отношения расходов воздуха в каждом потоке. Коэффициент эффективности по полной теплоте в значительной степени

зависит от начальных параметров теплообмениваемых потоков: относительной влажности удаляемого воздуха, температуры наружного воздуха, значения которых определяют количество образующегося конденсата, температуру поверхности теплообмена, количество воздуха через байпас, а, следовательно, и конечные параметры воздуха. В рекуперативных теплообменниках в потоке удаляемого воздуха, когда теплопередача осложнена массообменом и в контактных теплообменниках, где происходит тепломассообмен, используют коэффициент эффективности по полной теплоте, выраженный через отношение разности энтальпий. В связи со сложностью определения коэффициента полного теплообмена для рекуперативных теплообменников при расчете теплообменников-утилизаторов с выпадением конденсата на части или всей поверхности вводят упрощающие предпосылки: заменяют процесс охлаждения, сопровождающийся конденсацией водяных паров в потоке удаляемого воздуха, условно сухим процессом охлаждения, количество передаваемой явной теплоты в котором эквивалентно количеству передаваемой полной теплоты при теплопередаче, осложненной конденсацией водяных паров. Определяют увеличение коэффициента теплообмена за счет конденсации водяных паров в потоке удаляемого воздуха и соответственно коэффициент теплопередачи, учитывающий массообмен. Рассчитывают коэффициент температурной эффективности, определяя число единиц переноса теплоты при значении коэффициента теплопередачи для условий «сухого» теплообмена эквивалентному по количеству передаваемой теплоты теплопередаче с конденсацией водяных паров.