

## Расчет и проектирование сушильных аппаратов

Расчет любого аппарата предполагает на основании исходных данных получить расходные характеристики и размеры аппарата. Расчету всегда предшествует выбор сушильного аппарата. Зачастую один и тот же продукт можно сушить в аппаратах различного типа и только опытный инженер может разобраться какой из предложенных типов сушильных аппаратов более всего подходит для данного продукта. Поскольку любой промышленный проект требует больших инвестиций, прежде чем начинать проектирование и закупку оборудования, необходимо выполнить расчет нескольких вариантов процесса сушки, сравнить полученные данные (производительность, стоимость и др.), выбрать оптимальный и только после этого приступить к проектированию.

В данном разделе рассмотрен расчет конвективных сушильных аппаратов. Расчет контактных сушилок и специальных видов сушки достаточно специфичен и приведен в специальной литературе.

Расчет конвективной сушки основывается на уравнениях материального, теплового баланса и на уравнениях кинетики. Для расчета необходимо знать свойства воздуха, материала и топлива.

[1. Свойства влажного воздуха.](#)

[2. I-x диаграмма влажного воздуха \(диаграмма Рамзина\).](#)

[3. Равновесие при сушке](#)

[4. Материальный баланс сушилки.](#)

[5. Тепловой баланс сушилок.](#)

[6. Расчет процесса сушки](#)

### 1. Свойства влажного воздуха

При конвективной сушке сушильный агент передает материалу тепло и уносит влагу, испаряющуюся из материала за счет этого тепла. Таким образом, сушильный агент играет роль тепло- и влагоносителя. При других методах сушки находящийся в контакте с материалом влажный газ (обычно воздух) используется лишь для удаления испарившейся влаги, т. е. выполняет роль только влагоносителя.

Влажный газ является смесью сухого газа и водяного пара\*. В дальнейшем под влажным газом будет подразумеваться только влажный воздух, учитывая, что физические свойства топочных газов и влажного воздуха отличаются лишь количественно. Влажный воздух как влаго- и теплоноситель характеризуется следующими основными параметрами: абсолютной и относительной влажностью, влагосодержанием и энтальпией (теплосодержанием).

**Абсолютная влажность** определяется количеством кг водяного пара, содержащегося в 1 м<sup>3</sup> влажного воздуха. С достаточной для технических расчетов точностью можно считать, что влажный воздух подчиняется законам идеальных газов. Тогда водяной пар как компонент газовой смеси (влажного воздуха), находясь под парциальным давлением  $p_n$ , должен занимать весь объем смеси (1 м<sup>3</sup>). Поэтому абсолютная влажность равна массе 1 м<sup>3</sup> пара, или плотности водяного пара  $\rho_n$  (кг/м<sup>3</sup>) при температуре воздуха  $T$  и парциальном давлении  $p_n$ .

**Относительной влажностью**, или степенью насыщения воздуха  $\varphi$ , называется отношение парциального давления водяного пара влажного воздуха  $p_n$  к максимально возможному парциальному давлению водяного пара  $p_n$  (парциальному давлению насыщенного водяного пара):

$$\varphi = \frac{p_n}{p_n} \quad (1)$$

---

\* В большинстве случаев влагой материала является вода, которая в виде водяного пара переходит в сушильный агент. Однако при сушке может испаряться любая жидкость, содержащаяся в материале (например, летучие растворители).

Пар, находящийся в равновесии с образующей его жидкостью, будет насыщенным. Давление его в этом состоянии называется давлением насыщенного водяного пара.

Давление насыщенного водяного пара  $p_n$  зависит от температуры. При комнатной температуре оно невелико и составляет 0,002 - 0,003 МПа. С повышением температуры  $p_n$  значительно возрастает и при температуре 100° С равно атмосферному давлению, примерно 0,1 МПа. Каждой заданной температуре соответствует определенное давление насыщения и наоборот, каждому давлению - определенная температура насыщения. Давление сухого насыщенного пара  $p_n$  может быть взято из справочных таблиц водяного пара при заданной температуре воздуха.

Давление сухого насыщенного пара  $p_n$  (Па) может быть также рассчитано по эмпирической формуле:

$$\lg p_n = A - \frac{a}{T} \quad (1a)$$

Где  $T$  – температура, °К,  $A$  и  $a$  константы уравнения, которые для воды равны соответственно:

- для температуры от -20 до 60 °С  $A = 11,2761, a = 2317,7$
- для температуры от + 20 до 100 °С  $A = 10,9695, a = 2224,4$
- для температуры от + 100 до 200 °С  $A = 10,6402, a = 2101,1$

Относительную влажность можно также определить как отношение массы водяного пара в 1 м<sup>3</sup> влажного воздуха  $\rho_n$  при данных условиях, температуре и общем барометрическом давлении к максимально возможной массе водяного пара в 1 м<sup>3</sup> воздуха  $\rho_n$  (плотности насыщенного пара) при тех же условиях:

$$\varphi = \frac{\rho_n}{\rho_n} \quad (2)$$

В соответствии с уравнением состояния идеальных газов (уравнение Менделеева– Клапейрона):

$$\rho_n = \frac{p_n M_n}{RT} \text{ и } \rho_n = \frac{p_n M_n}{RT}, \quad (3)$$

где  $T$  абсолютная температура, °К;  $M_n$  – молярная масса водяного пара, равная 18 кг/кмоль,  $R$  – универсальная газовая постоянная, равная 8314 Дж/(кмоль·К);  $p_n$  – давление насыщенного водяного пара при данной температуре и общем барометрическом давлении, Па.

Подставляя значения  $p_n$  и  $p_n$  в выражение (2), получим

$$\varphi = \frac{p_n}{p_n} \quad (1)$$

Если температура воздуха ниже или равна температуре насыщения, которая для большинства районов чуть меньше 100 °С, то максимально возможное давление водяного пара равно давлению сухого насыщенного пара, которое может быть взято из справочных таблиц водяного пара при данной температуре воздуха или рассчитано по эмпирическому уравнению (1a).

Если температура воздуха выше температуры насыщения, то максимально возможное давление водяного пара будет равно общему, то есть барометрическому давлению  $P$ . В этих условиях

$$\varphi = \frac{p_n}{P} \quad (4)$$

Барометрическое давление зависит от географического положения местности (высоты расположения над уровнем моря, долготы, широты) и меняется в соответствии с метеоусловиями. Средние значения барометрического давления для различных регионов России приведены в справочной литературе.

Относительная влажность  $\varphi$  является одной из важнейших характеристик воздуха как сушильного агента, определяющего влагоемкость воздуха, т. е. способность воздуха к насыщению парами влаги.

При нагревании воздуха приблизительно до 100 °С величина  $p_n$ , входящая в выражение (1), возрастает и соответственно снижается  $\varphi$ ; дальнейшее повышение температуры происходит при  $\varphi = \text{const}$ . При охлаждении воздуха  $p_n$  уменьшается, а  $\varphi$  возрастает, в отдельных случаях вплоть до полного насыщения воздуха парами воды ( $\varphi = 1$ ).

В процессе сушки воздух увлажняется и охлаждается, соответственно меняется его объем. Поэтому использование в качестве параметра воздуха его абсолютной влажности усложняет расчеты. Более удобно относить влажность воздуха к единице массы абсолютно сухого воздуха

(1 кг сухого воздуха) – величине, не изменяющейся в процессе сушки, которая называется *влажностью*.

**Влажность воздуха.** Масса водяного пара (кг), содержащегося во влажном воздухе и приходящегося на 1 кг абсолютно сухого воздуха, называется *влажностью воздуха*:

$$x = \frac{m_{\text{п}}}{m_{\text{с.в}}} = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{с.в}}}, \quad (5)$$

где  $m_{\text{п}}$ ,  $m_{\text{с.в}}$  – масса водяного пара и масса абсолютно сухого воздуха в данном объеме влажного воздуха;  $\rho_{\text{п}}$  – плотность водяного пара,  $\rho_{\text{с.в}}$  – плотность абсолютно сухого воздуха.

Для того чтобы установить связь между влажностью  $x$  и относительной влажностью  $\varphi$ , подставим в выражение (5) значения  $\rho_{\text{п}}$  и  $\rho_{\text{с.в}}$  определенные из уравнения (3). Тогда

$$x = \frac{p_{\text{п}} M_{\text{п}}}{RT} : \frac{p_{\text{с.в}} M_{\text{с.в}}}{RT} = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{с.в}}} \cdot \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{с.в}}},$$

где  $p_{\text{с.в}}$  – парциальное давление абсолютно сухого воздуха,  $M_{\text{с.в}}$  – молярная масса абсолютно сухого воздуха равная 29 кг/кмоль.

По закону Дальтона  $p_{\text{с.в}}$  равно разности общего давления влажного воздуха  $P$  и парциального давления водяного пара в нем:

$$p_{\text{с.в}} = P - p_{\text{п}}$$

а из уравнения (1)

$$p_{\text{п}} = \varphi \cdot p_{\text{н}}$$

Подставляя в приведенное выше выражение для  $x$  эти значения  $p_{\text{п}}$  и  $p_{\text{с.в}}$ , а также численные значения  $M_{\text{п}}$  и  $M_{\text{с.в}}$ , получим:

$$x = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{с.в}}} \cdot \frac{\varphi p_{\text{н}}}{P - \varphi p_{\text{н}}} = 0,622 \cdot \frac{\varphi p_{\text{н}}}{P - \varphi p_{\text{н}}} \quad (6)$$

**Энтальпия  $I$**  влажного воздуха относится к 1 кг абсолютно сухого воздуха и определяется при температуре воздуха  $t$  (°C) как сумма энтальпии 1 кг абсолютно сухого воздуха  $c_{\text{с.в}} \cdot t$  и  $x$  кг водяного пара  $x \cdot i_{\text{п}}$  (Дж/кг сухого воздуха):

$$I = c_{\text{с.в}} \cdot t + x \cdot i_{\text{п}}, \quad (7)$$

где  $c_{\text{с.в}}$  – средняя удельная теплоемкость абсолютно сухого воздуха, которая может быть принята приближенно равной 1000 Дж/(кг·К);  $i_{\text{п}}$  – энтальпия водяного пара.

Водяной пар находится в процессе сушки в перегретом состоянии в смеси с воздухом. Обозначим энтальпию водяного пара при 0°C через  $r_0$  ( $r_0 = 2493 \cdot 10^3$  Дж/кг) и примем среднюю удельную теплоемкость перегретого водяного пара  $c_{\text{п}} = 1,97 \cdot 10^5$  Дж/(кг·К). Тогда энтальпия перегретого пара

$$i_{\text{п}} = r_0 + c_{\text{п}} \cdot t \quad (8)$$

Подставляя выражение  $i_{\text{п}}$  и значение  $c_{\text{с.в}}$  в уравнение (7), получим энтальпию сухого воздуха (Дж/кг):

$$I = (c_{\text{с.в}} + c_{\text{п}} x) t + r_0 x \quad (9)$$

или в численном выражении

$$I = (10^3 + 1,97 \cdot 10^3 x) t + 2,493 \cdot 10^6 x \quad (9a)$$

Энтальпию влажного воздуха удобно выражать в кДж/кг:

$$I = (1 + 1,97x) t + 2493 x \quad (9б)$$

Кроме  $x$ ,  $\varphi$  и  $I$  при расчетах процесса сушки необходимо знать плотность влажного воздуха или обратную величину – его удельный объем. Плотность влажного воздуха  $\rho_{\text{вл.в}}$  равна сумме плотностей абсолютно сухого воздуха  $\rho_{\text{с}}$  и водяного пара  $\rho_{\text{п}}$ . Учитывая, что согласно выражению (5), плотность водяного пара  $\rho_{\text{п}} = x \cdot \rho_{\text{с.в}}$ , плотность влажного воздуха

$$\rho_{\text{вл.в}} = \rho_{\text{с.в}} + \rho_{\text{п}} = \rho_{\text{с.в}} (1 + x) \quad (10)$$

Плотность абсолютно сухого воздуха из уравнения состояния

$$\rho_{c.v} = \frac{M_{c.v} p_{c.v}}{RT} = \frac{M_{c.v} (P - p_n)}{RT}$$

Подставляя значения  $p_{c.v}$  и  $x$  из уравнения (6) в выражение для плотности влажного воздуха, находим

$$\rho_{вл.в} = \frac{M_{c.v}(P - p_n)}{RT} \left(1 + \frac{M_n}{M_{c.v}} \cdot \frac{p_n}{P - p_n}\right)$$

Раскрывая скобки и подставляя численные значения  $M_{c.v}$ ,  $M_n$  и  $R$  получаем:

$$\rho_{вл.в} = \frac{(P - 0,378 p_n)}{287 T} \quad (10a)$$

Из уравнения (10a) видно, что при данном внешнем давлении  $P$  плотность влажного воздуха является функцией парциального давления водяного пара  $p_n$  и температуры  $T$ . В процессе сушки воздух увлажняется (возрастает  $p_n$ ) и охлаждается (уменьшается  $T$ ). Снижение температуры оказывает относительно большее влияние на значение  $\rho_{c.v}$  и, как следует из уравнения (10a), плотность воздуха при сушке увеличивается. При увлажнении воздуха содержание в нем водяного пара (обладающего меньшим молекулярным весом, чем сухой воздух) возрастает за счет снижения содержания сухого воздуха. Поэтому с увеличением влажности воздух становится легче.

## 2. $I$ - $x$ диаграмма влажного воздуха (диаграмма Рамзина)

Основные свойства влажного воздуха можно с достаточной для технических расчетов точностью определять при помощи  $I$ - $x$ -диаграммы, впервые разработанной русским ученым Л. К. Рамзиным. Диаграмма  $I$ - $x$  (рис. 1 и 2) построена для постоянного давления  $P = 745$  мм рт. ст. (около 99 кПа), которое, по многолетним статистическим данным, можно считать среднегодовым для центральных районов России.

Диаграмма имеет угол  $135^\circ$  между осями координат, причем на оси ординат отложены в определенном масштабе энтальпии  $I$ , а на наклонной оси абсцисс – влагосодержания  $x$ , которые, для удобства пользования диаграммой, спроектированы на вспомогательную горизонтальную ось, перпендикулярную оси ординат. На диаграмме нанесены:

- 1) линии постоянного влагосодержания ( $x = \text{const}$ ) – вертикальные прямые, параллельные оси ординат;
- 2) линии постоянной энтальпии ( $I = \text{const}$ ) – прямые, параллельные оси абсцисс, т. е. идущие под углом  $135^\circ$  к оси ординат;
- 3) линии постоянных температур, или изотермы ( $t = \text{const}$ );
- 4) линии постоянной относительной влажности ( $\varphi = \text{const}$ );
- 5) линия парциальных давлений водяного пара  $p_n$  во влажном воздухе, значения которых отложены в масштабе на правой оси ординат диаграммы.

Линии  $t = \text{const}$ ,  $\varphi = \text{const}$  и  $p_n$  построены на диаграмме следующим образом.

Линии постоянных температур, или *изотермы*  $t$ , выражающие зависимость  $I$  от  $x$  при  $t = \text{const}$ , построены с помощью уравнения (9). Наклон изотерм несколько увеличивается с возрастанием температуры, так как теплоемкость водяного пара  $c_n$ , а следовательно, и энтальпия  $i_n$  (см. уравнение 8) при этом возрастает.

Линии постоянной *относительной влажности* построены с помощью уравнения (6), выражающего зависимость между  $x$  и  $p_n$  при  $\varphi = \text{const}$ .

Линии  $\varphi = \text{const}$  образуют пучок расходящихся кривых, выходящих из одной точки (не показанной на диаграмме) с координатами  $t = -273^\circ\text{C}$  и  $x = 0$ . Для того чтобы линии  $\varphi = \text{const}$  не подходили очень близко друг к другу, что затруднило бы пользование диаграммой  $I$ - $x$ , последняя построена, как указывалось выше, в косоугольной системе координат. При температуре  $99,4^\circ\text{C}$  давление насыщенного пара  $p_n$  становится постоянным и равным барометрическому давлению  $P = 745$  мм рт. ст. (99,3 кПа), для которого и построена диаграмма.

В этом случае, согласно выражению (4), величина  $\varphi = p_n/P$  и уравнение (6) принимает вид

$$x = \frac{M_n}{M_{c.v}} \cdot \frac{\varphi p_n}{P - \varphi p_n} \quad (11)$$

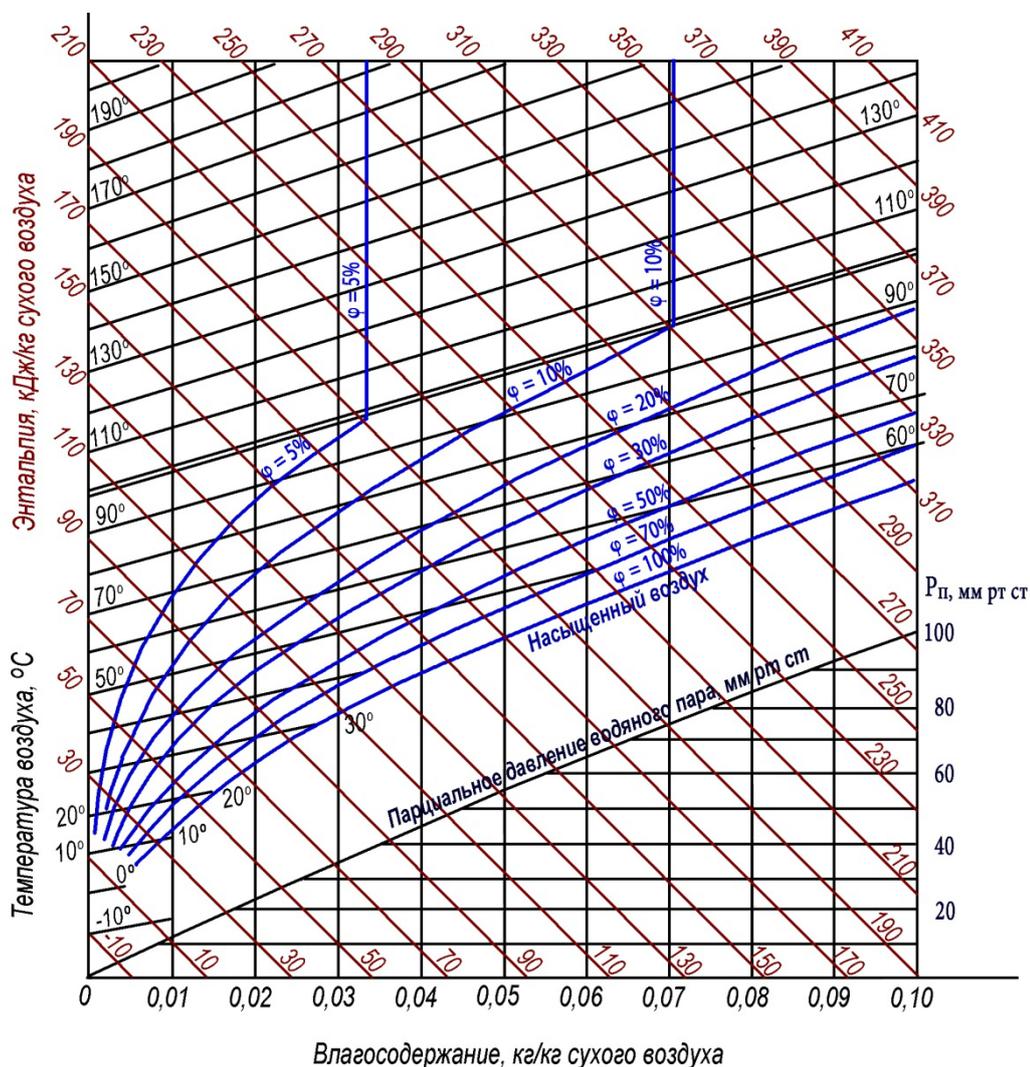


Рис. 1. Диаграмма  $I - x$  для влажного воздуха

Следовательно, при температурах  $t \geq 99,4$  °С влажность  $\varphi$  не зависит от температуры и практически является величиной постоянной, так же как и влагосодержание воздуха  $x$  (при заданном значении  $p_n$  и  $P = \text{const}$ ). Поэтому при  $t = 99,4$  °С линии  $\varphi = \text{const}$  имеют резкий перелом и идут почти вертикально вверх. Незначительное отклонение направления линий  $\varphi = \text{const}$  от вертикального объясняется тем, что в области высоких температур несколько меняются параметры пара и воздуха.

Линия  $\varphi = 100\%$  соответствует насыщению воздуха водяным паром при данной температуре. Эта линия ограничивает снизу расположенную над ней рабочую площадь диаграммы, отвечающую ненасыщенному влажному воздуху, используемому в качестве сушильного агента. Площадь диаграммы, расположенная под линией  $\varphi = 100\%$ , относится к воздуху, пересыщенному водяным паром, и для расчетов сушилок интереса не представляет.

Линия парциального давления водяного пара строится по уравнению

$$p_n x = \frac{P \cdot x}{\frac{M_n}{M_{с.в}} + x}$$

Таким образом, на диаграмме  $I - x$ , по любым двум известным параметрам влажного воздуха можно найти точку, характеризующую состояние воздуха, и определить все его остальные параметры.

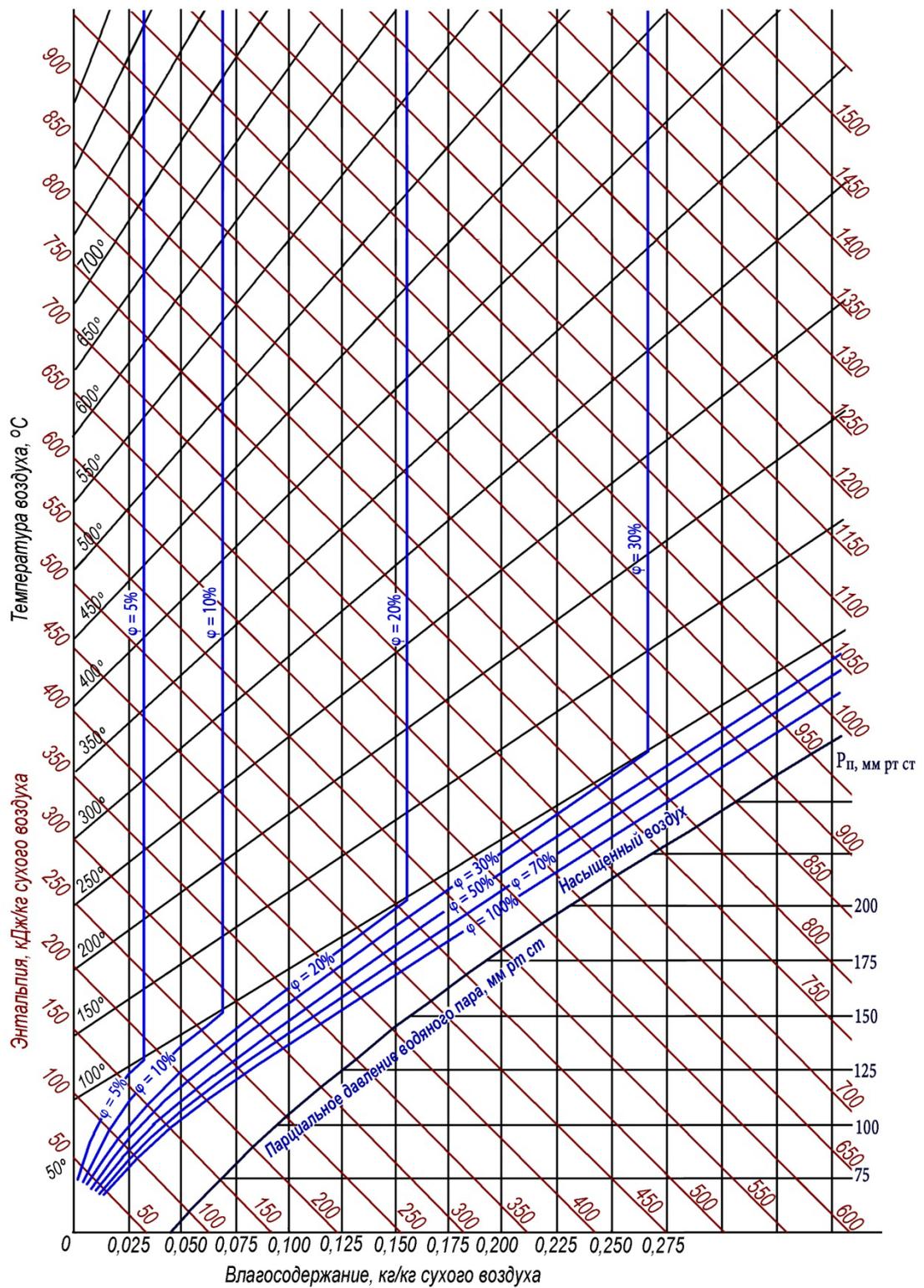


Рис. 2. Диаграмма  $I - x$  для влажного воздуха

**Изображение процессов изменения состояния воздуха на диаграмме.** При нагревании влажного воздуха в специальных теплообменниках – калориферах, относительная влажность воздуха  $\varphi$  уменьшается, а его влагосодержание  $x$  остается постоянным. Поэтому на диаграмме  $I-x$  процесс нагрева воздуха изображают отрезком АВ (рис. 3), проводя из точки, отвечающей

начальному состоянию воздуха  $(t_0, x_0)$ , вертикальную линию  $x = \text{const}$  вверх до пересечения с изотермой, отвечающей температуре нагрева воздуха  $t_1$ .

Процесс охлаждения воздуха (имеющего начальную температуру  $t_1$ ) при постоянном влагосодержании до его насыщения изображается вертикалью, проведенной из точки В (характеризующей начальное состояние охлаждаемого воздуха) вниз до пересечения с линией  $\varphi = 100\%$  (отрезок BC). Точка пересечения линий  $x = \text{const}$  и  $\varphi = 100\%$  (точка С на рис. 3) характеризует состояние воздуха в результате его охлаждения при  $x = \text{const}$  и называется точкой росы. Изотерма, проходящая через эту точку, определяет температуру точки росы. Дальнейшее охлаждение воздуха ниже температуры точки росы (например, до температуры  $t_n$ ) приводит к конденсации из него части влаги и соответственно – к уменьшению его влагосодержания от  $x_0$  до  $x_n$ . На диаграмме процесс охлаждения насыщенного воздуха совпадает с линией  $\varphi = 100\%$  (кривая CE).

При адиабатической сушке влага из материала будет испаряться только за счет тепла, передаваемого материалу воздухом. При этом, если температура высушиваемого материала (а следовательно и содержащейся в нем влаги) не изменяется и равна  $0^\circ\text{C}$ , то энтальпия воздуха после сушки  $I_2$  будет равна его энтальпии перед сушкой  $I_1$ , так как все тепло, отданное воздухом на испарение влаги, возвращается обратно в воздух с удаляющимися из материала парами. Одновременно понижается температура, и увеличиваются влагосодержание и относительная влажность воздуха. Такой процесс носит название *теоретического процесса сушки* ( $I_2 = I_1 = I = \text{const}$ ).

Для сушильной практики большое значение имеет понятие о теоретическом процессе адиабатического испарения в системе поверхность испарения – воздух. В этом процессе воздух только испаряет, а не нагревает влагу. Непосредственно над поверхностью испарения воды (а в равной степени и над поверхностью влажного материала в начальный период сушки) образуется слой насыщенного пара ( $\varphi = 100\%$ ) находящегося в равновесии с водой. Температура влаги при этом имеет постоянное значение, равное *температуре мокрого термометра*  $t_m$ . Данная температура в процессе испарения не меняется, в то время как температура воздуха, по мере его насыщения влагой, все время понижается, приближаясь в пределе к температуре мокрого термометра (при  $\varphi = 100\%$ ). Эту температуру, которую примет воздух в конце процесса насыщения, называют также *температурой адиабатического насыщения*. Если  $t_m > 0$ , то поступающая в воздух испаренная влага  $W$  вносит в него некоторое количество тепла  $Wc \cdot t_m$ , поэтому адиабатический процесс охлаждения воздуха в этом случае происходит с повышением его энтальпии ( $I_2 > I_1$ ). Если  $L$  - расход сухого воздуха на испарение, то

$$L(I_2 - I_1) = Wc \cdot t_m \quad (12)$$

или

$$I_2 - I_1 = \frac{W}{L} \cdot ct_m \quad (13)$$

где  $c$  – теплоемкость воды, кДж/(кг·К).

Величина  $W/L$  показывает увеличение влагосодержания воздуха в процессе его адиабатического охлаждения, равное  $(x_m - x_1)$ , где  $x_m$  – влагосодержание воздуха при его полном насыщении влагой при температуре  $t_m$ .

Из найденной выше зависимости  $I_1 = I_2 - (x_m - x_1)c \cdot t_m$  при  $x_1 = 0$  следует:

$$I_1 = I_2 - x_m c \cdot t_m \quad (14)$$

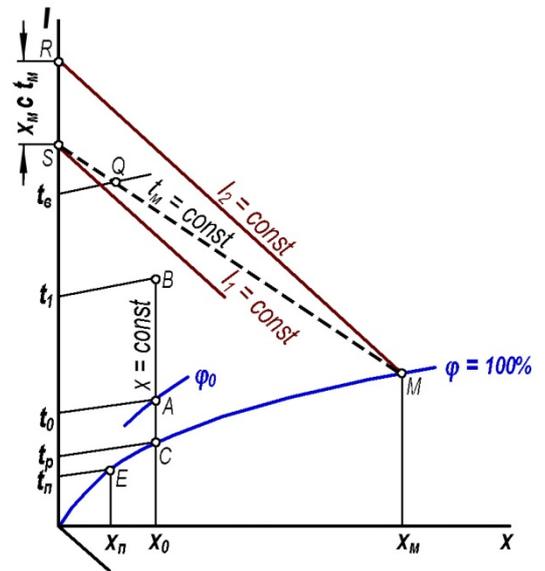


Рис. 3. Изображение изменения состояния влажного воздуха на  $I - x$  диаграмме.

Уравнение (14) служит для нанесения на  $I - x$  диаграмму линий адиабатического насыщения воздуха.

Если, например, из точки  $M$  (рис. 3) провести линию  $I_2 = \text{const}$  до пересечения с осью ординат и отложить от точки пересечения  $R$  в масштабе, выбранном для энтальпий, отрезок, равный  $x_{MC} t_M$  то полученная точка  $S$  и будет искомой, а прямая  $SM$  будет, очевидно, линией адиабатического насыщения воздуха. Эта линия называется иногда также линией постоянной температуры мокрого термометра ( $t_M = \text{const}$ ) потому, что мокрый термометр, помещенный в воздух, насыщение которого происходит по линии адиабатического насыщения, будет показывать постоянную температуру  $t_M$ .

По линии адиабатического насыщения воздуха происходит изменение его состояния (температуры, влагосодержания и относительной влажности) при адиабатическом процессе испарения влаги со свободной поверхности или с поверхности влажного материала в начальный период сушки.

Разность между температурой воздуха  $t$  и температурой мокрого термометра  $t_M$  характеризует способность воздуха поглощать влагу из материала и носит название потенциала сушки  $\varepsilon$ :

$$\varepsilon = t - t_M \quad (15)$$

Потенциал сушки характеризует скорость испарения влаги из материала, которая зависит от состояния воздуха и температуры процесса, т. е. определяется совместным влиянием тепло- и массообмена. Когда воздух полностью насыщается влагой ( $t = t_M$ ), потенциал  $\varepsilon$  становится равным нулю, испарение прекращается.

Значение  $t_M$  определяют с помощью термометра, измерительный элемент которого обернут влажной тканью ("мокрый" термометр). По разности показаний обычного ("сухого") термометра, температура которого равна температуре воздуха, и мокрого термометра, пользуясь таблицами или  $I - x$  диаграммой, находят относительную влажность воздуха. Приборы, состоящие из сухого и мокрого термометров (психрометры), широко используются в сушильных установках.

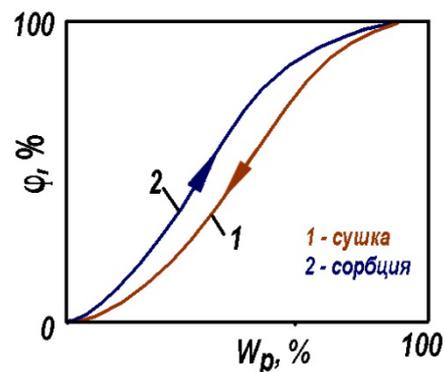
Состояние воздуха (относительная влажность, влагосодержание, энтальпия и парциальное давление водяного пара) можно определить, пользуясь  $I - x$  диаграммой, если известны  $t_e$  и  $t_M$ . Для этого находят точку  $M$  (рис. 3) как пересечение изотермы  $t_M$  с линией  $\varphi = 100\%$ . Из точки  $M$  проводят прямую  $t_M = \text{const}$  (линия постоянной температуры мокрого термометра) до пересечения с изотермой  $t_e = \text{const}$ . Искомая точка  $Q$  будет характеризовать состояние воздуха по заданным показаниям "сухого" ( $t_e$ ) и "мокрого" ( $t_M$ ) термометров психрометра. Для более точного определения характеристики воздуха необходимо ввести поправку на скорость движения воздуха в месте установки психрометра.

### 3. Равновесие при сушке.

Если материал находится в контакте с влажным воздухом, то принципиально возможны два процесса:

- 1) сушка (десорбция влаги из материала) при парциальном давлении пара над поверхностью материала  $p_m$ , превышающем его парциальное давление в воздухе или газе  $p_n$ , т. е. при  $p_m > p_n$ ;
- 2) увлажнение (сорбция влаги материалом) при  $p_m < p_n$

Рис. 3. Зависимость равновесной влажности материала от относительной влажности воздуха.  
1 – изотерма десорбции, 2 – изотерма сорбции



В процессе сушки давление  $p_m$  уменьшается и приближается к пределу  $p_m = p_n$ . При этом наступает состояние динамического равновесия, которому соответствует предельная влажность материала, называемая равновесной влажностью  $w_p$ .

Равновесная влажность зависит от парциального давления водяного пара в воздухе над материалом  $p_n$  или пропорциональной ему величины относительной влажности воздуха  $\varphi$  и определяется опытным путем.

Для этой цели навеска высушиваемого материала помещается в среду с различной относительной влажностью  $\varphi$  при  $t = \text{const}$  и периодически взвешивается. Влажность материала при достижении им постоянной массы является равновесной. Обычно навески доводят до постоянной массы в эксикаторе с растворами серной кислоты различной концентрации и получают зависимость  $w_p$  от  $\varphi$  (рис. 3).

Зависимость  $w_p = f(\varphi)$  устанавливается при постоянной температуре и, таким образом, является изотермой. Кривая 1 на рис. 3 получена при испарении (десорбции) влаги из материала, т. е. при его сушке и называется изотермой десорбции. Вышерасположенная кривая 2, полученная при обратном процессе – увлажнении высушенного материала, называется изотермой сорбции.

Расхождение кривых 1 и 2 (гистерезис) указывает на то, что для достижения одной и той же равновесной влажности величина  $\varphi$  воздуха при увлажнении материала должна быть больше, чем при сушке последнего. Вероятной причиной гистерезиса является попадание воздуха в капилляры высушенного материала и его сорбция стенками капилляров. В результате этого при последующем увлажнении материала уменьшается его смачиваемость влагой и для вытеснения воздуха из капилляров требуется большее парциальное давление водяного пара или большая величина  $\varphi$  (изотерма сорбции 2 расположена выше изотермы десорбции 1).

Гистерезис наблюдается для пористых материалов, таких как целлюлоза, органические продукты, некоторые пористые неорганические вещества. Такие материалы как кварцевый песок, щебень, каолин, глина и другие минеральные вещества не имеют гистерезиса.

Значение равновесной влажности находится между двумя значениями влажности, полученными при сушке и при сорбции, однако, так как различия между ними невелики, для практических расчетов можно принять среднее значение равновесной влажности в зависимости от относительной влажности воздуха.

#### 4. Материальный баланс сушилки

Баланс по высушиваемому материалу является общим для конвективной, контактной и других видов сушилок непрерывного действия.

Для составления баланса обозначим:

$G_n$  – масса влажного материала, поступающего на сушку, кг/с

$G_k$  – масса высушенного материала, кг/с

$w_n$  и  $w_k$  – начальная и конечная влажность материала соответственно (считая на общую массу материала), %;  $W$  – масса влаги, удаляемой из материала при сушке, кг/с.

Тогда материальный баланс будет иметь следующий вид:

по всему материалу, подвергаемому сушке

$$G_n = G_k + W \quad (16)$$

по абсолютно сухому веществу в высушиваемом материале

$$G_n \frac{100 - w_n}{100} = G_k \frac{100 - w_k}{100} \quad (17)$$

Из уравнения (17) следует:

$$G_n = G_k \frac{100 - w_k}{100 - w_n} \quad (18)$$

и

$$G_k = G_n \frac{100 - w_n}{100 - w_k} \quad (19)$$

Обычно целью составления материального баланса является определение массы влаги  $W$ , удаляемой при сушке. Из уравнения (16) находим

$$W = G_H - G_K \quad (20)$$

Подставляя в выражение (20) значение  $G_K$  из уравнения (19), получим

$$W = G_H \frac{w_H - w_K}{100 - w_K} \quad (21)$$

Уравнения (16) - (21) являются основными уравнениями материального баланса процессов сушки.

Влажность материала удобно выражать по отношению к массе не всего материала, а к массе содержащегося в нем сухого вещества. Влажность, отнесенная к массе абсолютно сухого материала  $w_c$ , и влажность, рассчитанная на его общую массу  $w$ , связаны между собой зависимостью:

$$w_c = \frac{w}{100 - w} \cdot 100\%$$

или

$$w = \frac{w_c}{100 + w_c} \cdot 100\%$$

В этом случае, заменяя величины  $w_H$  и  $w_K$  в уравнении (21) на  $w_H^c$  и  $w_K^c$  соответственно, получаем:

$$W = G_H \frac{w_H^c - w_K^c}{100 + w_H^c} \quad (22)$$

При расчете конвективных сушилок помимо баланса по высушиваемому материалу составляется материальный баланс по влаге, из которого находят расход сухого воздуха на сушку.

Рассмотрим основную схему процессов конвективной сушки на примере воздушной сушилки, в которой воздух нагревается только в подогревателе (калорифере) перед сушилкой и однократно проходит через сушилку. Принцип устройства такой сушилки соответствует схеме на рис. 4.

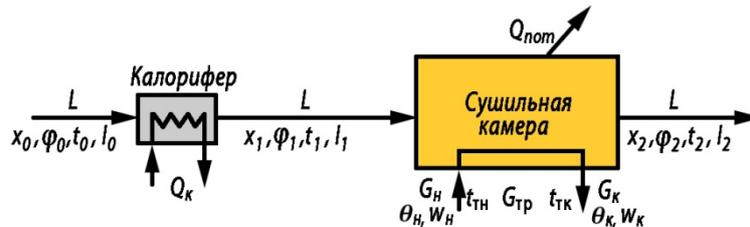


Рис. 4. Принципиальная схема конвективной сушилки непрерывного действия, основной вариант процесса сушки.

Пусть на сушку поступает воздух с влажностью  $x_0$  кг/кг сухого воздуха, причем расход абсолютно сухого воздуха составляет  $L$  кг/с. Из сушилки (при отсутствии потерь воздуха) выходит такое же количество абсолютно сухого воздуха, а его влажность меняется до  $x_2$  кг/кг сухого воздуха. Масса влаги, испаряющейся из материала в сушилке, составляет  $W$  кг/с. Тогда материальный баланс по влаге будет иметь вид:

$$Lx_0 + W = Lx_2$$

Из уравнения баланса определим расход абсолютно сухого воздуха на сушку

$$L = \frac{W}{x_2 - x_0} \quad (23)$$

Удельный расход воздуха на испарение из материала 1 кг влаги (кг сухого воздуха/кг влаги):

$$l = \frac{L}{W} = \frac{1}{x_2 - x_0} \quad (24)$$

Проходя через калорифер, воздух не поглощает и не отдает влаги, поэтому его влажность остается постоянным, т. е.  $x_1 = x_0$ . Соответственно уравнения (23) и (24) могут быть записаны в виде

$$L = \frac{W}{x_2 - x_1} \quad (23a)$$

и

$$l = \frac{L}{W} = \frac{1}{x_2 - x_1} \quad (24a)$$

Следует иметь в виду, что влагосодержание наружного воздуха  $x_0$  в среднем летом выше, чем зимой. Величина  $x_0$  входит как вычитаемое в знаменатель правой части уравнения (24). Следовательно, расчет удельного расхода воздуха (и соответственно подбор калориферов для его нагрева) надо вести по наибольшей величине  $x_0$  в летних условиях для того географического пункта, в котором должна работать сушилка. Средние статистические данные о значениях  $x_0$  в летнее и зимнее время года для различных регионов приводятся в справочных таблицах.

## 5. Тепловой баланс сушилок непрерывного действия

Рассмотрим тепловые балансы наиболее распространенных конвективных и контактных сушилок.

*Конвективные сушилки.* Для составления теплового баланса конвективной сушилки непрерывного действия воспользуемся ее общей схемой, приведенной на рис. 4.

Пусть на сушку поступает  $G_n$  кг/с исходного материала, имеющего температуру  $\theta_n$  °С. В сушилке из материала испаряется  $W$  кг/с влаги и из сушилки удаляется  $G_k$  кг/с высушенного материала при температуре  $\theta_k$  °С. Обозначим удельную теплоемкость высушенного материала  $c_m$  Дж/(кг·К) и теплоемкость влаги  $c_v$  Дж/(кг·К). Теплоемкость воды  $c_v = 4,19$  кДж/(кг·К) или 1 ккал/(кг·°С).

В сушилку подается влажный воздух (сушильный агент), содержащий  $L$  кг/с абсолютно сухого воздуха. Перед калорифером воздух имеет энтальпию  $I_0$  Дж/кг сухого воздуха, после нагрева; т. е, на входе в сушилку, энтальпия воздуха повышается до  $I_1$  Дж/кг сухого воздуха. В процессе сушки в результате передачи тепла материалу, поглощения воздухом испаряющейся из материала влаги и потерь тепла в окружающую среду энтальпия воздуха изменяется и на выходе из сушилки энтальпия отработанного воздуха равна  $I_2$  Дж/кг сухого воздуха.

При составлении теплового баланса следует учитывать, что в сушилке могут быть транспортные устройства, на которых находится высушиваемый материал (например, вагонетки и т. п.). Пусть масса этих устройств  $G_T$  кг/с<sup>†</sup>. Удельная теплоемкость их материала  $c_T$  Дж/(кг·К), их температура на входе в сушилку  $t_{Тн}$ . В сушилке температура транспортных устройств возрастает и достигает  $t_{Тк}$  на выходе из сушилки.

Согласно схеме (см. рис. 4), тепло  $Q_k$  подводится в калорифер, установленный перед сушилкой. Тогда с учетом потерь тепла сушилкой в окружающую среду  $Q_{пот}$  имеем:

Приход тепла		Расход тепла	
С наружным воздухом	$L I_0$	С отработанным воздухом	$L I_2$
С влажным материалом*, в т.ч.		С высушенным материалом	$G_k c_m \theta_k$
с абс. сухим материалом	$G_k c_m \theta_n$		
с влагой, испаряемой из материала	$W c_v \theta_n$		
С транспортными устройствами	$G_T c_T t_{Тн}$	С транспортными устройствами	$G_T c_T t_{Тк}$
В основном (внешнем) калорифере	$Q_k$	Потери тепла в окружающую среду	$Q_{пот}$

При установившемся процессе сушки тепловой баланс выражается равенством

$$L I_0 + G_k c_m \theta_n + W c_v \theta_n + G_T c_T t_{Тн} + Q_k = L I_2 + G_k c_m \theta_k + G_T c_T t_{Тк} + Q_{пот}$$

<sup>†</sup> Здесь  $G_T$  - масса транспортных устройств, несущая часовую (секундную) загрузку высушиваемого материала.

\* Тепло, вносимое исходным влажным материалом, в тепловом балансе рассматривается как сумма тепла, вносимого высушенным материалом и испаряемой влагой.

Из этого уравнения можно определить общий расход тепла  $Q_k$  на сушку:

$$Q_k = L(I_2 - I_0) + G_k c_m (\theta_k - \theta_n) + G_T c_T (t_{TK} - t_{TH}) - W c_B \theta_n + Q_{пот}$$

Разделив обе части последнего равенства на  $W$ , получим выражение для удельного расхода тепла  $q_k$  (на 1 кг испаренной влаги):

$$q_k = l(I_2 - I_0) + q_m + q_T - c_B \theta_n + q_{пот}, \quad q_k = Q_k / W \quad (25)$$

где  $l(I_2 - I_0)$  – количество тепла (с учетом всех видов его прихода и расхода), приходящегося на 1 кг испаренной влаги;  $q_m = G_k c_m (\theta_k - \theta_n) / W$  – удельный расход тепла на нагрев высушенного материала;  $q_T = G_T c_T (t_{TK} - t_{TH}) / W$  – удельный расход тепла на нагрев транспортных устройств;  $c_B \theta_n$  – энтальпия 1 кг влаги, поступающей в сушилку и испаряемой из материала;  $q_{пот} = Q_{пот} / W$  – удельные потери тепла сушилкой в окружающую среду.

Удельный расход тепла в калорифере можно также представить в виде

$$q_k = l(I_1 - I_0) \quad (26)$$

Подставляя значение  $q_k$  в уравнение (25), находим

$$l(I_1 - I_0) = l(I_2 - I_0) + q_m + q_T - c_B \theta_n + q_{пот}$$

или

$$l(I_2 - I_1) = c_B \theta_n - q_m - q_T - q_{пот} \quad (27)$$

Обозначив правую часть уравнения (27)

$$\Delta = c_B \theta_n - q_m - q_T - q_{пот} \quad (28)$$

запишем его в следующей форме:

$$l(I_2 - I_1) = \Delta \quad (29)$$

$$I_2 = I_1 + \Delta / l \quad (29a)$$

Входящая в уравнение величина  $\Delta$  выражает разность между приходом и расходом тепла непосредственно в камере сушилки, без учета тепла, приносимого и уносимого воздухом, нагретым в основном калорифере. Величину  $\Delta$  часто называют внутренним балансом сушильной камеры. Для процесса, изображенного на рис. 4,  $\Delta$  величина отрицательная.

Подставляя в уравнение (29) значение  $l$  из уравнения (24), получим

$$\frac{I_2 - I_1}{x_2 - x_0} = \frac{I_2 - I_1}{x_2 - x_1} = \Delta \quad (30)$$

Для анализа и расчета процессов сушки удобно ввести понятие о *теоретической сушилке*, в которой температура материала, поступающего на сушку, равна нулю, нет расхода тепла на нагрев материала и транспортных устройств, нет потерь тепла в окружающую среду. Тогда для теоретической сушилки

$$c_B \theta_n = q_m = q_T = q_{пот} = 0 \quad (31)$$

и, согласно выражению (28) внутренний баланс сушильной камеры

$$\Delta = 0 \quad (28a)$$

При этом в соответствии с уравнением теплового баланса (29a) для теоретической сушилки

$$I_2 = I_1 \quad (32)$$

т. е. процесс сушки в такой сушилке изображается на  $I-x$  диаграмме линией  $I = \text{const}$ . Это означает, что испарение влаги в теоретической сушилке происходит только за счет охлаждения воздуха, причем количество тепла, передаваемого воздухом влажному материалу, полностью возвращается в него с влагой, испаряемой из материала.

В действительных сушилках приход тепла в камеру сушилки ( $c_B \theta_n$ ) меньше его расхода ( $q_m + q_T + q_{пот}$ ), т. е. значение  $\Delta$  отрицательно (см. уравнение 28) и в соответствии с уравнением (29a) энтальпия воздуха при сушке уменьшается.

В некоторых сушилках организуется дополнительный подвод тепла непосредственно в сушильную камеру  $Q_{доп}$ . В этом случае уравнение (28) запишется в следующем виде:

$$\Delta = q_{доп} + c_B \theta_n - q_m - q_T - q_{пот} \quad (28б)$$

где  $q_{доп} = Q_{доп} / W$  – удельный расход тепла, подводимый непосредственно в сушильную камеру, кДж/кг.

Для таких сушилок значение  $\Delta$  может быть положительным, что свидетельствует о возрастании энтальпии воздуха в процессе сушки.

В частном случае в действительной сушилке возможны условия, при которых отдельные члены правой части уравнения (28а) хотя и не равны нулю, как для теоретической сушилки, но вследствие того, что приход тепла в сушильную камеру равен его расходу

$$q_{\text{доп}} + c_v \theta_n = q_m + q_T + q_{\text{пот}} \quad (31a)$$

значение  $\Delta$  также будет равно нулю и процесс сушки в действительных условиях равнозначен процессу в теоретической сушилке.

Вычислив по уравнению (25) расход тепла в калорифере  $Q_k$ , можно найти расход греющего пара  $G_{\text{гр.п.}}$ , если в калорифере воздух нагревается греющим паром, поскольку

$$Q_k = G_{\text{гр.п.}} \cdot (I_{\text{гр.п.}} - I_{\text{конд.}}) \quad (33)$$

где  $I_{\text{гр.п.}}$  и  $I_{\text{конд.}}$  – энтальпия греющего пара и конденсата, кДж/кг.

**Контактные сушилки.** Как указывалось, при контактной сушке тепло, необходимое для испарения влаги, передается материалу через стенку, отделяющую материал от теплоносителя. В качестве теплоносителя при контактной сушке обычно используют насыщенный водяной пар. На рис. 5 показана схема вальцовой сушилки: внутрь полого вала 1 подается греющий пар, влажный материал поступает сверху в сушильную камеру 2, где при контакте с поверхностью горячего вальца 3 происходит сушка.

В дополнение к обозначениям, введенным ранее, примем, что расход греющего пара составляет  $G_{\text{гр.п.}}$ , кг/с, его энтальпия  $I_{\text{гр.п.}}$  Дж/кг, температура конденсации  $T$  °С и энтальпия паров, образовавшихся из влаги материала,  $i_v$  Дж/кг.

Рассмотрим статьи прихода и расхода тепла в сушилке:

Приход тепла		Расход тепла	
С греющим паром	$G_{\text{гр.п.}} I_{\text{гр.п.}}$	С конденсатом греющего пара	$G_{\text{гр.п.}} c_v T$
С влажным материалом, в т.ч.		С высушенным материалом	$G_k c_m \theta_k$
с сухим материалом	$G_k c_m \theta_n$	С испаренной из материала влагой	$W i_v$
с влагой, испаряемой из материала	$W c_v \theta_n$	Потери тепла в окружающую среду	$Q_{\text{пот}}$

Тепловой баланс контактной сушилки:

$$G_{\text{гр.п.}} I_{\text{гр.п.}} + G_k c_m \theta_n + W c_v \theta_n = G_{\text{гр.п.}} c_v T + G_k c_m \theta_k + W i_v + Q_{\text{пот}}$$

или

$$G_{\text{гр.п.}} (I_{\text{гр.п.}} - c_v T) = G_k c_m (\theta_k - \theta_n) + W (i_v - c_v \theta_n) + Q_{\text{пот}} \quad (34)$$

Из последнего выражения может быть определен расход пара  $G_{\text{гр.п.}}$ , тепло которого затрачивается на нагрев высушенного материала  $G_k c_m (\theta_k - \theta_n)$ , на испарение влаги  $W (i_v - c_v \theta_n)$  и на компенсацию потерь тепла в окружающую среду  $Q_{\text{пот}}$ .

В уравнении теплового баланса не учитывается конвективная составляющая контактной сушилки, поскольку зачастую испаренная влага вместе с холодным или подогретым воздухом удаляется вытяжным вентилятором, и направляется в конденсатор для выделения влаги в виде конденсата перед сбросом отработанного воздуха в атмосферу.

## 6. Расчет процесса сушки

К числу основных задач технологического расчета конвективных сушилок относится определение расходов воздуха (газа) и тепла на сушку. Эти величины могут быть найдены как чисто аналитическим, так и графоаналитическим путем (с помощью изображения процесса на  $I-x$  диаграмме). Расчет сушилок с использованием  $I-x$  диаграммы нагляден и дает достаточно точные для практических целей результаты. Кроме того, он значительно менее трудоемок, чем аналитический, и поэтому широко используется в инженерной практике. Аналитический расчет

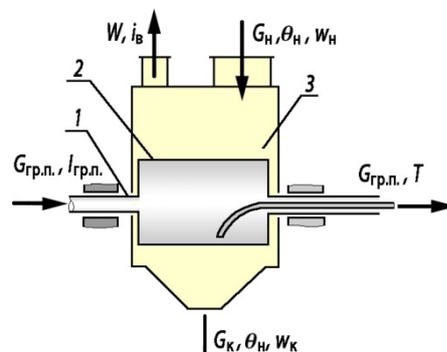


Рис. 5. Принципиальная схема контактной сушилки непрерывного действия: 1 - полый вал, 2 - валец, 3 - сушильная камера.

используется в тех случаях, когда нужно получить более точные результаты, он обычно выполняется на компьютере.

**Графоаналитический расчет.** Рассмотрим изображение процесса сушки в теоретической сушилке (рис. 6а). Данная сушилка работает по основной схеме, которая подразумевает нагрев воздуха в калорифере и однократное использование нагретого воздуха в сушильной камере. Возможны и другие схемы сушки, которые будут рассмотрены ниже.

Для расчета должны быть известны два любых параметра наружного воздуха; обычно такими параметрами являются его температура  $t_0$  и относительная влажность  $\varphi_0$ . По пересечению линий  $t_0 = \text{const}$  и  $\varphi_0 = \text{const}$  находят точку А, характеризующую состояние воздуха перед калорифером. Из точки А проводят вертикаль до пересечения с изотермой  $t_1 = \text{const}$ , где  $t_1$  - температура воздуха после калорифера, которая должна быть задана. Точка В характеризует состояние нагретого воздуха перед входом в сушильную камеру. Вертикальный отрезок АВ изображает процесс нагрева воздуха в калорифере, протекающий при  $x_0 = x_1 = \text{const}$  ( $x$  - влагосодержание нагретого воздуха).

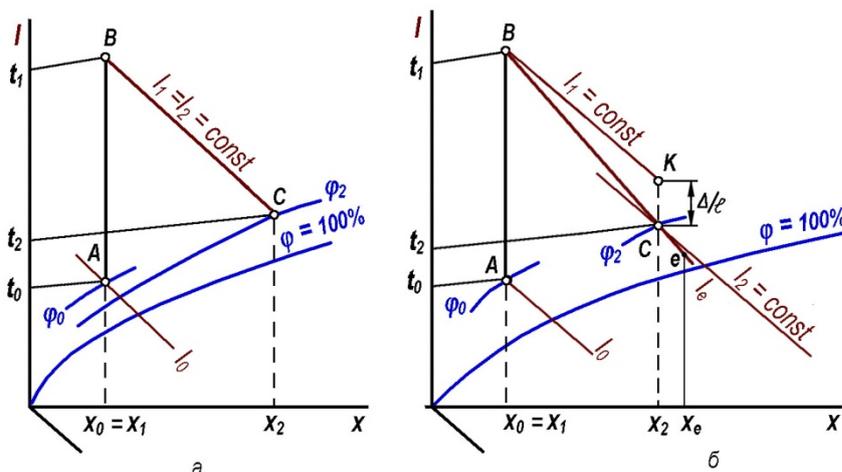


Рис. 6. Изображение процессов сушки на  $I - x$  диаграмме  
а - теоретическая сушилка, б - действительная сушилка

Из точки В проводят линию  $I_1 = \text{const}$ , которой изображается процесс изменения состояния воздуха в теоретической сушилке. Кроме значений  $t_0$ ,  $\varphi_0$  и  $t_1$  при расчете должен быть задан один из параметров отработанного воздуха – обычно  $t_2$  или  $\varphi_2$ . Поэтому, продолжая линию  $I_1 = \text{const}$  до пересечения изотермой  $t_2 = \text{const}$  или линией  $\varphi_2 = \text{const}$ , получают точку С, выражающую состояние отработанного воздуха на выходе из сушилки. Отрезок ВС ( $I_1 = I_2 = \text{const}$ ) изображает изменение характеристик воздуха в процессе сушки.

Ломаная линия АВС – графическое изображение всего процесса изменения состояния воздуха в теоретической сушилке (в калорифере и сушильной камере), работающей по основной схеме.

Завершив построение, для точек А и С находят на диаграмме значения  $x_0 = x_1$  и  $x_2$ , которые необходимы для расчета удельного расхода воздуха  $l$  по уравнению (24) и для точек В и А – значения  $I_1$  и  $I_0$ , с помощью которых по уравнению (26) определяют удельный расход тепла  $q_k$  в калорифере. Умножив величины  $l$  и  $q_k$  на  $W$ , находят расходы воздуха  $L$  и тепла  $Q$  на сушку:

$$l = \frac{1}{(x_2 - x_0)}, \quad q_k = l(I_1 - I_0)$$

Для изображения процесса в действительной сушилке (рис. 6б) из точки А, характеризующей состояние воздуха перед калорифером, проводят вертикаль до пересечения с заданной изотермой  $t_1 = \text{const}$  – точка В. В уравнении (30) координаты конечной точки ( $x_2, I_2$ ) можно заменить на текущие координаты ( $x, I$ ) для некоторой произвольно выбранной точки е, лежащей на прямой линии процесса в сушильной камере действительной сушилки. Тогда

$$\frac{I - I_1}{x - x_1} = \Delta \quad (35)$$

В уравнении (35) неизвестными являются лишь величины  $I$  и  $x$ . Задаваясь любым значением  $x_e$  (или  $I_e$ ) по уравнению (35) можно вычислить значение величины  $I_e$  (или  $x_e$ ) и таким образом найти координаты точки е ( $x_e, I_e$ ). Соединяя точки е и В и продолжая отрезок еВ до пересечения с

заданным параметром отработанного воздуха (например, с линией  $\varphi_2 = \text{const}$ ), находят точку С, выражающую состояние отработанного воздуха. Для этой точки находят величину  $x_2$ , которая необходима для определения удельного расхода воздуха по уравнению (24).

При известных параметрах наружного воздуха (обычно  $t_0$  и  $\varphi_0$ ) расчет сушилок возможен и в том случае, если температура нагрева воздуха  $t_1$  не задана в явном виде, а известны какие-либо два параметра отработанного воздуха (например,  $t_2$  и  $\varphi_2$ ). В этом случае построение процесса начинают от заданной точки С.

Для теоретической сушилки (см. рис. 6а) из заданной точки С проводят линию  $I_1 = I_2 = I = \text{const}$  до пересечения с вертикалью  $x_0 = \text{const}$  в точке В, через которую проходит искомая изотерма  $t_1 = \text{const}$ .

Построение процесса для действительной сушилки также начинают от заданной точки С, от которой откладывают вверх (в масштабе энтальпий) отрезок  $CK = \Delta/l = \Delta(x_2 - x_0)$  (рис. 6 б) и через полученную точку К проводят линию  $I = \text{const}$  до пересечения с линией  $x_0 = \text{const}$  в точке В. Через эту точку будет проходить искомая изотерма  $t_1 = \text{const}$ . Точку В, характеризующую состояние воздуха при поступлении в сушильную камеру, соединяют с точкой С. Линия АВС изображает процесс в действительной сушилке при  $\Delta < 0$ , когда изменение состояния воздуха в сушильной камере происходит с понижением энтальпии ( $I_1 > I_2$ ).

Удельные расходы сухого воздуха  $l$  и тепла на калорифер  $q$  определяют так же, как это указывалось выше.

**Аналитический расчет.** Определение расходов воздуха и тепла на сушку возможно также чисто аналитическим способом – с помощью уравнений материального и теплового баланса (23-24) и (25-30):

Для расчета должны быть известны основные параметры ( $t_0, \varphi_0$ ) воздуха, поступающего в калорифер. Температура воздуха, выходящего из калорифера,  $t_1$  принимается не выше температуры, допускаемой для данного материала. Значения  $x_0$  (равное  $x_1$ ) и  $I_1$  вычисляют по формулам (6) и (9) соответственно.

$$x_0 = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{с.в}}} \cdot \frac{\varphi_0 p_{\text{н}}}{P - \varphi_0 p_{\text{н}}} = 0,622 \cdot \frac{\varphi_0 p_{\text{н}}}{P - \varphi_0 p_{\text{н}}} \quad (6)$$

$$I_1 = (c_{\text{св}} + c_{\text{п}} x_0) t_1 + r_0 x_0 \quad (9)$$

Далее рассчитывают внутренний баланс сушильной камеры:

$$\Delta = c_{\text{в}} \theta_{\text{н}} - q_{\text{м}} - q_{\text{т}} - q_{\text{пот}} \quad (28)$$

Одним из параметров отработанного воздуха ( $t_2, \varphi_2$ ) при расчете необходимо задаться. Если задана температура  $t_2$ , то по уравнению (9) находят энтальпию отработанного воздуха  $I_2$  в виде функции от пока неизвестного его влагосодержания  $x_2$ .

$$I_2 = (c_{\text{св}} + c_{\text{п}} x_2) t_2 + r_0 x_2 \quad (9)$$

Подставляя полученное выражение  $I_2$  в уравнение (30)

$$\frac{I_2 - I_1}{x_2 - x_1} = \Delta \quad (30)$$

решают его относительно  $x_2$ :

$$x_2 = \frac{c_{\text{в}} t_2 + x_1 \Delta - I_1}{\Delta - r_0 - c_{\text{п}} t_2} \quad (36)$$

Рассчитав  $x_2$  по уравнению (36), определяют  $I_2$  по уравнению (9). Теперь можно рассчитать удельные расходы воздуха  $l$  по уравнению (24) и тепла  $q$  по уравнению (26):

$$l = \frac{1}{(x_2 - x_0)}, \quad q_{\text{к}} = l(I_1 - I_0)$$

Значения  $p_{\text{н}}$ , которое зависит от температуры обычно аппроксимируют зависимостью (1а) в области заданных температур.

Если же значение  $t_2$  неизвестно и задана относительная влажность отработанного воздуха  $\varphi_2$ , то приравняв выражения  $x_2$  по уравнениям (36) и (6), получим

$$x_2 = \frac{c_v t_2 + x_1 \Delta - I_1}{\Delta - r_0 - c_p t_2} = \frac{M_p}{M_{c.v}} \cdot \frac{\varphi_2 p_n}{B - \varphi_2 p_n} \quad (37)$$

где  $p_n$  – давление насыщенного водяного пара в отработанном воздухе.

Задавая произвольно температурой  $t_2$ , по справочным таблицам находят соответствующее давление  $p_n$ . Подставляя это значение  $p_n$  в уравнение (37), рассчитывают его правую и левую части, которые должны быть равны друг другу. В случае несовпадения их численных значений снова задаются  $t_2$  и, таким образом, подбором определяют истинное значение  $t_2$ .