ОТ АВТОРА

С развитием техники установки кондиционирования воздуха получают все большее и большее распространение. При проектировании таких установок основной задачей является правильный выбор схем обработки воздуха и схемы управления этой обработкой. Конструкция же установки полностью зависит от выбранной схемы обработки воздуха. Практика показывает, что именно эта основная задача представляет для проектировщика особую трудность. В данном пособии кратко изложены сведения, необходимые для проектирования (или выбора) схемы обработки воздуха, и приведен ряд конкретных примеров решения поставленной задачи. Конструирование установок по кондиционированию воздуха при этом рассматривалось и отражено лишь в той степени, в которой оно влияет на выбор схемы обработки воздуха.

В заключение необходимо предупредить, что при пользовании $I-d$ диаграммами, имеющимися в разных литературных источниках, могут возникать небольшие цифровые расхождения с примерами, приведенными в данной книге. Причина — неточность, допускаемая при вычерчивании и воспроизведении диаграмм.

§ 1. ФИЗИКА ВОЗДУХА

Для того чтобы проектировать установки, изменяющие состояние воздуха, необходимо иметь ясное представление о физических свойствах воздуха.

Химический состав воздуха по объему (в процентах) следующий:

азот	78,08
кислород	20,7
углекислота	0,03
водяной пар	0,47 (колеблется)
озон, аргон	до 1,0
гелий, неон, ксенон, криптон	следы

Приведенный комплекс составных частей воздуха (без водяного пара) *называется сухим воздухом*, а смесь сухого воздуха с водяным паром — *влажным воздухом*. Количество водяного пара (в килограммах), содержащееся в 1 $м^3$ влажного воздуха, *называется абсолютной влажностью*.

Теплоемкость c в *ккал/кг · град*

сухого воздуха	0,24
водяного пара (при давлении, близком к атмосферному)	0,46
воды	1

Скрытая теплота парообразования (при 0°) $i_0=595$.

В пределах температур и давлений, которые наблюдаются в вентиляционной технике, для 1 *кг* газа

$$p \cdot v = R \cdot T. \qquad (1)$$

где p — абсолютное давление в $кг/м^2$;
v — объем в 1 *кг* газа в $м^3$;

T — абсолютная температура, равная 273°;

R — газовая постоянная.

Если имеется смесь газов, то указанное уравнение может быть применено и к отдельным частям смеси. Уравнения состояния для отдельных частей смеси, состоящей, например, из двух различных газов, будут

$$p_1 \cdot v_{см} = g_1 \cdot R_1 T \tag{2а}$$

и

$$p_2 \cdot v_{см} = g_2 \cdot R_2 T, \tag{2б}$$

где g_1 и g_2 — доли веса компонентов смеси (в 1-й и 2-й смесях);

R_1 и R_2 — газовые постоянные компонентов;

$v_{см}$ — объем, занимаемый 1 *кг* смеси;

p_1 и p_2 — парциальные давления компонентов смеси.

Согласно закону Дальтона, парциальное давление данного газа равно давлению газа-компонента, которое он имел бы занимая весь объем, занимаемый смесью.

Складывая уравнения (2а) и (2б), получим

$$(p_1 + p_2) v_{см} = (g_1 R_1 + g_2 R_2) T. \tag{3}$$

Так как давление газа измеряется при помощи ртутного барометра, то его удобнее выражать в миллиметрах ртутного столба, обозначая буквой h. Тогда соотношение между p и h будет 10 333 *кг/м*^{2} = 760 *мм рт. ст.*, откуда

$$h = \frac{760}{10333} p = 0{,}07355p. \tag{4}$$

Газовая постоянная для сухого воздуха $R_в = 29{,}27$, а для водяного пара $R_п = 47{,}06$.

Рассмотрим смесь из 1 *кг* воздуха и x *кг* водяного пара. Тогда уравнения (2а) и (2б) могут быть представлены в следующем виде:

для сухого воздуха

$$\frac{h_в}{0{,}07355} \cdot v_{1+x} = 29{,}27 \cdot 1 \cdot T; \tag{5а}$$

для пара

$$\frac{h_п}{0{,}07355} \cdot v_{1+x} = 47{,}06 \cdot x \cdot T. \tag{5б}$$

В этих уравнениях величина v_{1+x} обозначает объем, занимаемый смесью 1 *кг* сухого воздуха и x *кг* водяного пара.

Уравнения (5а) и (5б) после преобразования имеют вид

$$h_в \cdot v_{1+x} = 2{,}153 \cdot T, \tag{6а}$$

$$h_п \cdot v_{1+x} = 3{,}461 \cdot x \cdot T. \tag{6б}$$

Если обозначнть через B барометрическое давление, выраженное в миллиметрах ртутного столба, то

$$B = h_в + h_п. \tag{7}$$

Подставляя в уравнение (6а) вместо величины $h_в$ величину $B - h_п$ и решая уравнения (6а) и (6б) совместно, получим

$$\frac{v_{1+x}}{T} = \frac{2{,}153}{B - h_п} = \frac{3{,}461\,x}{h_п}, \tag{8}$$

откуда

$$x = 0{,}622\,\frac{h_п}{B - h_п}, \tag{9}$$

или

$$h_п = \frac{x \cdot B}{x + 0{,}622}. \tag{10}$$

Максимальное количество водяного пара в килограммах, приходящегося на 1 *кг* сухого воздуха при данной температуре и давлении, *называется влагоемкостью* и обозначается $x_н$. Парциальное давление пара для этого случая обозначим через $h_{н.п}$.

Фактическое количество водяного пара в килограммах, приходящегося на 1 *кг* сухого воздуха, ранее обозначенное через x, *называется влагосодержанием*. Значит,

$$x_н = 0{,}622\,\frac{h_{н.п}}{B - h_{н.п}}. \tag{11}$$

Значения $h_{н.п}$ для различных температур и давлений даны в специальных таблицах.

Отношение веса водяного пара, содержащегося в 1 $м^3$ влажного воздуха, к весу водяного пара, насыщающего данный воздух, т. е. к весу максимального количества пара, который может содержаться в этом воздухе, *называется относительной влажностью воздуха* и обозначается φ.

Следовательно,

$$\varphi = \frac{\dfrac{x}{v_{1+x}}}{\dfrac{x_н}{v_{1+x_н}}} = \frac{v_{1+x_н} \cdot x}{v_{1+x} \cdot x_н} \tag{12}$$

Используя уравнение (6б), можно написать

$$\frac{h_п \cdot v_{1+x}}{h_{н.п} \cdot v_{1+x_н}} = \frac{x}{x_н};$$

отсюда следует, что

$$\varphi = \frac{h_n}{h_{н.п}}. \tag{13}$$

Пользуясь уравнением (9), напишем следующее равенство:

$$\frac{x}{x_{н\,п}} = \frac{0{,}622h_n}{(B - h_n)} \cdot \frac{(B - h_{н.п})}{0{,}622h_{н.п}} = \frac{h_n}{h_{н.п}} \cdot \frac{(B - h_{н.п})}{(B - h_n)}.$$

Так как величина барометрического давления B очень велика по сравнению с величиной $h_{н.п}$ и h, то, допуская ошибку в 2—3%, можно считать, что

$$B - h_{н\,п} \approx B - h_n.$$

В этом случае

$$\frac{x}{x_н} \quad \frac{h_n}{h_{н.п}} \quad \varphi. \tag{14}$$

Обычно удобнее относительную влажность выражать в процентах. Тогда

$$\varphi = \frac{x}{x_н} 100. \tag{15}$$

Таким образом, в пределах допустимой точности *под относительной влажностью* можно понимать выраженное в процентах отношение весового количества водяного пара, приходящегося на 1 *кг* сухого воздуха, к максимальному количеству пара, который может содержаться в этом воздухе (к количеству водяного пара, насыщающего этот воздух).

Теплосодержанием I влажного воздуха называется количество тепла, способное нагреть смесь, состоящую из 1 *кг* сухого воздуха и x *кг* влаги от 0° до данной температуры t.

Значит,

$$I = 0{,}24t + x(595 + 0{,}46t) \ \textit{ккал/кг}. \tag{16}$$

Теплосодержание влажного воздуха может быть и *положительным и отрицательным.*

Теплоемкость влажного воздуха, т. е. количество тепла, необходимое для повышения температуры $1 + x$ *кг* паровоздушной смеси на 1°, будет

$$c_{вл.в} = \frac{0{,}24 + 0{,}46x}{1 + x} \ \textit{ккал/кг. град}. \tag{17}$$

Удельный объем влажного воздуха может быть определен при помощи уравнений (6а), (6б) и (7).

Имеем

$$(h_в + h_п)\, v_{1+x} = (2{,}153 + 3{,}461 \cdot x) \cdot T,$$

$$B \cdot v_{1+x} = (2{,}153 + 3{,}461x) \cdot T.$$

Для того чтобы получить объем, занимаемый 1 *кг* смеси, иными словами удельный объем v_0, надо правую часть равенства разделить на $(1 + x)$ *кг*. Тогда получим

$$v_0 = \frac{(2{,}153 + 3{,}461x) \cdot T}{(1 + x) \cdot B}. \tag{18}$$

Очевидно, что объемный вес влажного воздуха $\gamma_{вл}$ будет

$$\gamma_{вл} = \frac{1}{v_0} = \frac{(1 + x)B}{(2{,}153 + 3{,}461x)T}. \tag{19}$$

Формулу (19) можно подвергнуть следующим преобразованиям:

$$\gamma_{вл} = \frac{(1 + x)B}{(x + 0{,}622) \cdot 3{,}461T}.$$

Из формулы (10) имеем

$$x + 0{,}622 = x \cdot \frac{B}{h_п}.$$

Подставив это выражение в предыдущее, получаем

$$\gamma_{вл} = \frac{(1 + x) \cdot B \cdot h_п}{x \cdot B \cdot 3{,}461T} = \frac{(1 + x)h_п}{x \cdot 3{,}461 \cdot T} = \left(\frac{1}{x} + 1\right)\frac{h_п}{3{,}461T}.$$

Пользуясь формулой (9), можно написать

$$\gamma_{вл} = \left(\frac{B - h_п}{0{,}622h_п} + 1\right)\frac{h_п}{3{,}461T} = \left(\frac{B - h_п + 0{,}622h_п}{0{,}622h_п}\right)\frac{h_п}{3{,}461T}.$$

После преобразования получаем

$$\gamma_{вл} = \left(\frac{B}{0{,}622h_п} - \frac{0\ 378h_п}{0{,}622h_п}\right)\frac{h_п}{3{,}461T} =$$

$$= \frac{B}{0{,}622 \cdot 3{,}461T} - \frac{0{,}378h_п}{0{,}622 \cdot 3{,}461T}.$$

Полагаем $h_п = \varphi h_{н\text{-}п}$, тогда

$$\gamma_{вл} = \frac{B}{2{,}153T} - 0{,}175\frac{\varphi \cdot h_{н\text{-}п}}{T}. \tag{20}$$

Первый член правой части представляет собой не что иное, как объемный вес сухого воздуха $\gamma_{сух}$, в чем легко убедиться, положив в формуле (19) $x = 0$.

Таким образом,

$$\gamma_{вл} = \gamma_{сух} - 0{,}175 \frac{\varphi \cdot h_{н.п}}{T}, \qquad (21)$$

или, выражая давления в *кг/м²*,

$$\gamma_{вл} = \gamma_{сух} - 0{,}0129 \frac{\varphi \cdot P_{н.п}}{T}. \qquad (22)$$

В заключение заметим, что барометрическое давление измеряется иногда не в миллиметрах ртутного столба, а в миллибарах $\left(1 \text{ миллибар} = \frac{дина \cdot 10^6}{см^2 \cdot 10^3}\right)$, поэтому

$$P_{миллибар} = 1{,}333B \text{ мм рт. ст.}$$

Коэффициент кинематической вязкости для воздуха (сухого) в пределах температур от 0° до +60° может быть принят равным:

$$\nu = 0{,}000013 + 0{,}0000001165t \text{ м}^2/\text{сек}.$$

Динамический коэффициент вязкости может быть вычислен по формуле

$$\mu = \frac{\nu \cdot \gamma}{g},$$

где g — ускорение силы тяжести, равное 9,81 *м/сек²*.

§ 2. ДИАГРАММА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

Основные параметры влажного воздуха могут быть представлены в очень удобной форме — в виде диаграммы влажного воздуха, впервые предложенной проф. Рамзиным. Указанная диаграмма связывает при заданном барометрическом давлении ряд величин, а именно: температуру воздуха t (по сухому термометру), влагосодержание x *кг/кг*, теплосодержание I [*ккал/кг*], относительную влажность φ % и парциальное давление водяного пара в воздухе $h_п$ [*мм рт. ст.*]. Диаграмма дает возможность не только определять указанные выше параметры, но и служит основой графоаналитических расчетов процессов, связанных с изменениями состояния влажного воздуха.

Зная два параметра влажного воздуха, можно изобразить состояние воздуха на диаграмме в виде точки и найти все остальные параметры, соответствующие этой точке.

Для удобства оперирования с целыми цифрами, влагосодержание часто выражают не в x *кг* водяного пара на 1 *кг* сухого воздуха, а в d *г* водяного пара на 1 *кг* сухого воздуха.

В первом случае диаграмму называют I—x диаграммой, а во втором $I - d$ диаграммой.

Имея в виду, что $x = \frac{d}{1000}$, можно с одинаковым успехом пользоваться как $I - x$, так и $I - d$ диаграммами.

Диаграмма $I - d$ дана на рис. 1 (вкладка).

На оси абсцисс отложены величины влагосодержания d *г/кг* и парциального давления $h_п$ *мм рт. ст.*, на оси ординат — температуры t по сухому термометру. Наклонные линии отображают теплосодержание I *ккал/кг* паро-воздушной смеси, точнее *ккал*/(1 + x) *кг*.

На диаграмме нанесена и кривая относительной влажности φ в интервалах 10%. Кривая φ = 100%, ограничивающая диаграмму, *называется кривой насыщения.*

Пример пользования диаграммой.

Температура воздуха + 25°, влагосодержание 8 *г/кг*.

Каковы относительная влажность этого воздуха φ, парциальное давление водяного пара $h_п$ и теплосодержание I?

Ответ: φ = 40%; $h_п$ = 9,8 *мм* рт. ст; I = 10,9 *ккал/кг*.

Рассмотрим теперь, пользуясь $I - d$ диаграммой, некоторые важные вопросы. Предположим (рис. 2), что состояние влажного воздуха отображается на I—d диаграмме точкой A. Поскольку точка A лежит на кривой φ = 100%, воздух насыщен водяным паром до предела. В этом случае температура $t_н$ и давление $h_п$ водяного пара соответствуют состоянию насыщения. Состояние, отображаемое точкой B, характеризуется тем, что температура водяного пара t_1 выше температуры насыщения. Следовательно, пар находится в перегретом состоянии. Таким образом, *в воздушно-паровой смеси, имеющей* φ < 100%, *водяной пар находится в перегретом состоянии.*

Для точки C характерно то, что температура водяного пара t_2 ниже температуры $t_н$ насыщения. Очевидно, в этом случае будет смесь пара и капельного конденсата, находящегося во взвешенном состоянии (туман).

Диаграмма влажного воздуха обычно строится для нормального барометрического давления B = 760 *мм рт. ст.* Если барометрическое давление будет меняться, то соответственно будет меняться и вся диаграмма: чем меньше барометрическое давление, тем кривая φ = 100% будет расположена ниже (рис. 3).

Кроме нахождения основных параметров влажного воздуха по I—d диаграмме можно определять температуру влажного термометра. С достаточной для практики точностью можно считать, что *неизменному теплосодержанию влажного воздуха соответствует неизменное показание влажного термометра.* От-

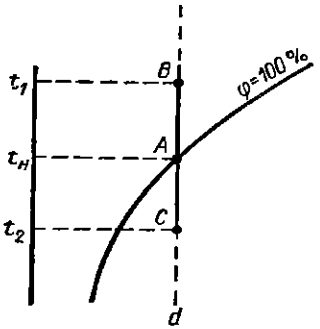


Рис. 2

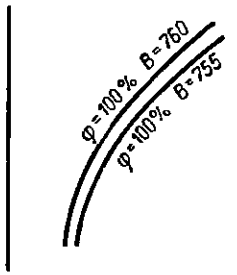


Рис. 3

сюда следует и способ определения температуры по влажному (мокрому) термометру $t_{вл}$ при помощи I—d диаграммы. Предположим, что состояние воздуха на диаграмме изображается точкой A (рис. 4). Проводя через точку A линию I = const, найдем точку B пересечения указанной линии с кривой насы-

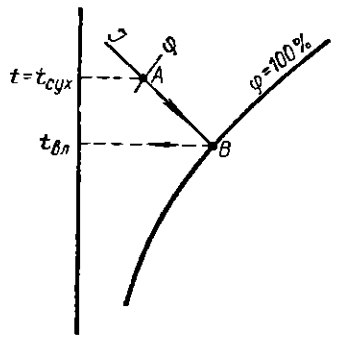


Рис. 4

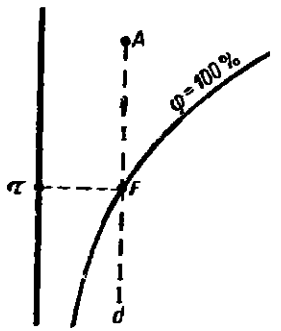


Рис. 5

щения (φ = 100%). Очевидно, точкам A и B будут соответствовать одинаковые показания влажного термометра. Поскольку при φ = 100% показания сухого и влажного термометра совпадают, изотерма точки B есть не что иное, как температура $t_{вл}$, соответствующая как точке B, так и точке A.

Как показывает практика, в пределах температур до + 30° диаграмма *I—d* позволяет по показаниям $t_{сух}$ и $t_{вл}$ психрометра Ассмана определять относительную влажность воздуха φ. При этом все построение на *I—d* диаграмме приходится делать в обратном порядке, чем было указано выше.

При помощи диаграммы можно определить и точку росы τ влажного воздуха, состояние которого задано точкой *A*.

Для этого (рис. 5) проводим из точки *A* вертикальную линию вниз до точки пересечения *F* с кривой насыщения.

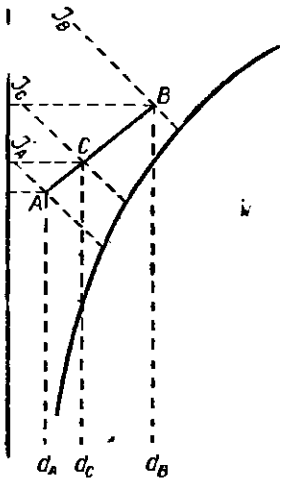


Рис. 6

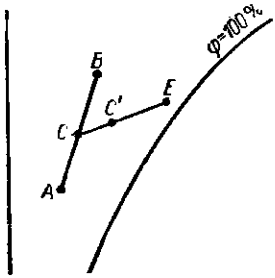


Рис 7

Так как точки *A* и *F* лежат на одной вертикали, то влагосодержание воздуха, параметры которого определяются точкой *A*, и воздуха, параметры которого определяются точкой *F*, будут одинаковыми. Так как относительная влажность воздуха, отображаемого точкой *F*, будет 100%, то *температура τ по сухому термометру, соответствующая этой точке, будет являться температурой точки росы.*

Пример. Определить точку росы воздуха, имеющего t = + 23° и φ = 60%.

Ответ: τ = + 15°.

Пользуясь диаграммой влажного воздуха, можно определить не только все параметры воздуха, характеризующие данное состояние его, но и параметры смеси различных количеств воздуха с различными параметрами. Рассмотрим наиболее простой случай смеси, состоящей из двух компонентов, параметры ко-

торых отображены точками A и B на I—d диаграмме (рис. 6). Вес каждого из компонентов G_A и G_B также известен.

Очевидно, что влагосодержаиие смеси d_C и теплосодержаиие ее I_C будут

$$d_C(G_A + G_B) = d_A G_A + d_B G_B,$$
$$I_C(G_A + G_B) = I_A G_A + I_B G_B.$$

После элемеитарного алгебраического преобразования указанные выражения могут быть приведены к следующему виду:

$$\frac{d_B - d_C}{d_C - d_A} = \frac{I_B - I_C}{I_C - I_A} = \frac{G_A}{G_B}.$$

Из приведенного равенства видно, что абсцисса d_C точки смеси C делит отрезок d_A—d_B в отношении, обратно пропорциональном смешиваемым количествам, а ордината I_C делит отрезок I_A—I_B в таком же соотиошении. Из построеиия, сделанного на рисунке, следует, что если соединить точки, определяющие параметры обоих компонентов, прямой линией, точка на этой прямой, делящая ее на отрезки, обратно пропорциональные смешиваемым количествам (весам), будет характеризовать параметры смеси. Таким образом, *для определения параметров смеси можно даже не знать самих величин* G_A и G_B, а достаточно знать только их соотношение, т. е. величину

$$\frac{G_A}{G_B}.$$

Пример. Две весовые части воздуха с параметрами $t = +20°$, $\varphi = 60\%$ смешиваются с тремя весовыми частями воздуха, параметры которых $t = +30°$ и $\varphi = 40\%$. Требуется определить параметры смеси.

Решение. Находим точки, отображающие состояние первого и второго компонентов, и соединяем их прямой линией. Эту последнюю делим на $2 + 3 = 5$ частей. Точка, находящаяся на расстоянии двух частей от точки, характеризующей параметры 2-го компонента, и на расстоянии трех частей от точки, характеризующей состояние 1-го компонента, и будет искомой. Следовательно, $t_C = +26°$ и $\varphi_C = 47\%$.

Если число компонентов смеси больше двух, то точку смеси строят следующим образом (рис. 7). Сначала находят точку смеси C двух компонентов: A и B. Далее, рассматривая точку C как новый компонент, находят точку смеси C^1 этого компонента

с третьим компонентом E. При этом, однако, не следует забывать, что при определении точки C^1 весовое отношение компонентов будет

$$\frac{G_E}{G_C} = \frac{G_E}{G_A + G_B}.$$

В том случае, когда точка смеси C получается за пределами кривой насыщения (рис. 8), она уже не характеризует параметры смеси. Действительно, если точка, характеризующая состояния воздуха, выходит за пределы $\varphi = 100\%$, из воздуха начнет выпадать конденсат или лед.

Так как относительная влажность газообразной части смеси не может быть выше 100%, то точка, характеризующая параметры газообразной смеси, должна лежать на кривой насыщения. Кроме того, для соблюдения теплового баланса необходимо, чтобы сумма теплосодержаний газообразной смеси и выпавшей жидкой влаги была бы равна теплосодержанию, соответствующему точке C:

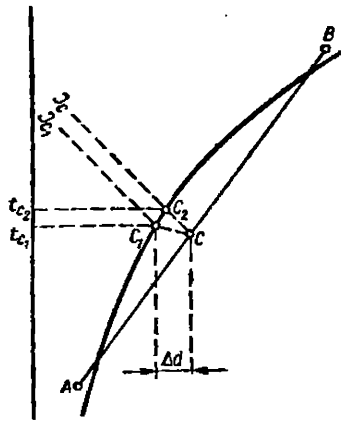


Рис. 8

$$I_c = I_{c_1} + \frac{\Delta d}{1000} t_{c_1}, \qquad (23)$$

где I_{c_1} — теплосодержание газообразной части смеси *ккал/кг* сухого воздуха,

Δd — количество выпавшей влаги в *г/кг*,

t_{c_1} — температура жидкой влаги, равная температуре газообразной части смеси.

Для нахождения точки C_1 проводят на I—d диаграмме ряд линий I, значение которых немного меньше I_c. Точки пересечения этих линий с кривой насыщения будут соответствовать разным температурам смеси t_c и различным количествам выпадающей влаги Δd. Путем подбора можно найти такую линию I_c, точка пересечения которой с $\varphi = 100\%$ и соответствующие ей значения t_c и Δd превратят уравнение (23) в тождество. Точка C_1 и будет искомой, так как величина $\frac{\Delta d}{1000}$ очень мала, ею обычно пренебрегают и считают, что параметры смеси характеризуются точкой C_2.

§ 3. ИЗОБРАЖЕНИЕ ПРОЦЕССОВ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА ПРИ ПОМОЩИ $I-d$ ДИАГРАММЫ

Влажный воздух способеи воспринимать и отдавать теп. и влагу, изменяя при этом свои параметры.

Изменение параметров воздуха будет зависеть от соотношения количества тепла Q и влаги g, которые будут восприняты воздухом или отданы им. При этом состояние воздуха будет изменяться постепенно, так как и восприятие и отдача тепла и влаги потребуют известного промежутка времени. Примем, что процесс тепло- и влагопередачи длится n единиц времени. Тогда, если процесс тепло- и влагопередачи будет идти с одной и той же скоростью, то в каждый момент времени воздух будет воспринимать или терять $\frac{Q}{n}$ *ккал* тепла и $\frac{g}{n}$ *кг* или *грамм* влаги.

Обозначим величину $\frac{Q}{g}$ через ξ и *будем называть ее тепловлажностным отношением, или угловым коэффициентом процесса.*

Полагая, что отношение количества тепла к количеству влаги, воспринятых или потерянных всем количеством воздуха, участвующего в процессе и отнесенного к 1 *кг* сухого воздуха, будет одним и тем же, можем написать

$$\xi = \frac{Q}{g} = \frac{I_2 - I_1}{x_2 - x_1} = \frac{I_2 - I_1}{\frac{d_2 - d_1}{1000}} = \frac{\Delta I}{\Delta x} = \frac{\Delta I}{\frac{\Delta d}{1000}}.$$

Изобразим процесс изменения состояния воздуха на $I-d$ диаграмме. Точку начального состояния (рис. 9) обозначим через A, а точку конечного состояния воздуха — через B. Тогда количество тепла, переданного воздуху, будет (I_2-I_1) *ккал/кг* сухого воздуха, а количество влаги (d_2-d_1) *г/кг* сухого воздуха.

Самый процесс постепенного изменения параметров воздуха изобразится на $I-d$ диаграмме прямой, соединяющей точки начального и конечного состояния воздуха, так как для любой точки, лежащей на этой линии, например точки C, отношение

$$\frac{I_3 - I_1}{\frac{d_3 - d_1}{1000}} = \frac{I_2 - I_1}{\frac{d_2 - d_1}{1000}} = \xi = \text{const}, \qquad (24)$$

т. е. только процесс, изображаемый прямой линией, удовлетворяет условию, что тепло- и влагопередача будут идти с одной и той же скоростью.

Чтобы облегчить построение процессов изменения состояния воздуха, если известна величина тепловлажностного отношения, можно заранее построить ряд прямых, соответствующих различным значениям такового. Указанные прямые обычно называют *лучами процесса изменения состояния воздуха.* Однако, чтобы эти прямые не затемняли диаграммы, на последнюю чаще всего наносят только их концы, выходящие за рамку диаграммы, и надписывают на них величины тепловлажностного отноше-

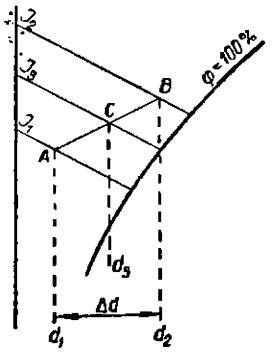


Рис. 9

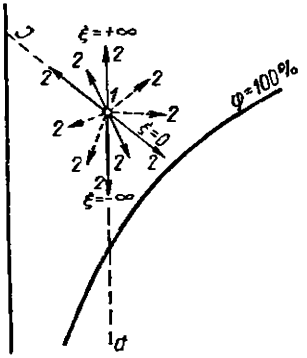


Рис. 10

ния, соответствующие каждой из линий. Для построения луча процесса необходимо соединить прямой нулевую точку диаграммы, соответствующую $t = 0$ и $I = 0$, с концом соответствующего луча. *Любая прямая, проведенная параллельно полученному лучу, будет соответствовать тому же тепловлажностному отношению.*

Проведя подобную параллельную прямую через точку состояния воздуха, можно графически изобразить, как пойдет процесс изменения параметров воздуха при данном тепловлажностном отношении.

Величина

$$\frac{\dfrac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1}}{1000} \qquad \frac{\dfrac{\Delta I}{\Delta d}}{1000}$$

может иметь различное значение и различный знак в зависимости от того, будут ли тепло и влага передаваться воздуху или отниматься от него и в каких количествах.

Когда $I_2 > I_1$ и $d_2 > d_1$, то и числитель и знаменатель тепловлажностного отношения будут положительны, а сама величина ξ будет иметь знак + (плюс).

При этом, если $I_2=I_1$, то $\xi=0$, а если $d_2=d_1$, то $\xi=\pm\infty$.

Если $I_2>I_1$ и $d_2<d_1$, величина ξ имеет знак — (минус).

Если $I_2<I_1$ и $d_2>d_1$, то величина ξ опять имеет знак — (минус).

Когда же $I_2<I_1$ и $d_2<d_1$, то величина ξ имеет знак + (плюс).

На рис. 10 изображены линии, соответствующие характерным значениям ξ, и стрелками показаны направления процессов изменения состояния воздуха, соответствующих как характерным значениям (сплошные линии), так и промежуточным (пунктирные линии).

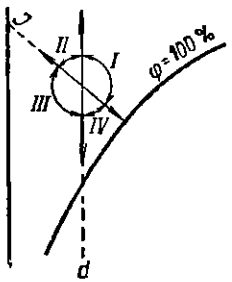


Рис. 11

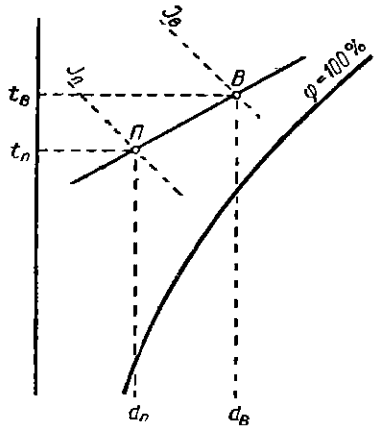


Рис. 12

Промежуток между направлением луча $\xi = 0$, идущего вниз, и луча $\xi = +\infty$ иазывается сектором *I*, а промежуток между лучом $\xi = +\infty$ и $\xi = 0$, идущим вверх, — сектором *II*. Промежуток между последним лучом и лучом $\xi = -\infty$ называется сектором *III*, а оставшийся промежуток — сектором *IV*. Секторы показаны на рис. 11.

Очевидно, что для всех лучей, относящихся к секторам *I* и *III*, величина ξ имеет зиак + (плюс), а для секторов *II* и *IV* — знак — (минус).

На прилагаемой *I—d* диаграмме (в отличие от обычных) для построения лучей процесса пользуются масштабным кругом. На этом круге находят отрезок, соответствующий задаиному значению ξ, и проводят через точку иачального состояния воздуха линию, параллельную этому отрезку. *Эта линия и будет отображать процесс изменения состояния воздуха при данном тепловлажностном отношении.*

Следует отметить, что линии одинакового объемного веса влажного воздуха на I—d диаграмме приблизительно совпадают с лучом $\xi = 500$. Использование тепловлажностного отношения, или луча процесса изменения состояния воздуха, облегчает как определение необходимого воздухообмена, так и параметров приточного воздуха.

Действительно, если параметры воздуха помещения и величина тепловлажностного отношения известны (точка B и линия $\xi = \frac{Q}{g}$ на рис. 12), то, задаваясь влагосодержанием приточного воздуха $d_п$, можно легко найти точку $П$, определяющую параметры приточного воздуха, а по ней — температуру приточного воздуха $t_п$.

С одинаковым успехом можно задаться температурой приточного воздуха $t_п$ и на пересечении соответствующей изотермы с лучом найти точку, определяющую параметры приточного воздуха.

Необходимый воздухообмен может быть определен из выражения

$$G_{вент.п} = \frac{Q}{I_B - I_п} = \frac{g}{\frac{d_в - d_п}{1000}} \text{ [кг/час]}. \qquad (25)$$

Теплосодержание воздуха может увеличиваться по следующим причинам:

1) за счет подмешивания к нему водяного пара, полученного в итоге затраты тепла от постороннего источника, но не за счет отнятия тепла от воздуха, при этом полное теплосодержание пара переходит в воздух;

2) за счет передачи явного тепла от соприкосновения воздуха с сухими нагретыми поверхностями;

3) за счет соприкосновения воздуха с поверхностью воды, имеющей температуру выше, чем температура воздуха ($t_w > t$), при этом в воздух переходит как теплосодержание жидкой фазы испарившейся воды, так и скрытая теплота парообразования; кроме того, вследствие наличия разности температур в воздух будет переходить и некоторое количество явного тепла путем непосредственной теплопередачи (от более нагретой среды к менее нагретой);

4) из-за соприкосновения воздуха с поверхностью воды, испарившейся за счет тепла воздуха; такое положение может наблюдаться, когда температура воды ниже температуры воздуха, но выше температуры воздуха по влажному термометру; в этом случае вода испаряется за счет отнятия от воздуха явного

тепла с частичным возвратом ему этого тепла в виде полного теплосодержания испарившейся воды.

Теплосодержание воздуха может уменьшаться по следующим причинам:

1) за счет отнятия от воздуха явного тепла вследствие соприкосновения с сухими холодными поверхностями, на которых конденсация влаги не происходит, т. е. с поверхностями, имеющими температуру ниже температуры воздуха, но выше температуры точки росы τ;

2) за счет соприкосновения воздуха с поверхностью воды, имеющей температуру ниже температуры воздуха по влажному термометру, но выше температуры точки росы, при этом воздух теряет явное тепло, которое частично возвращается ему назад в виде полного теплосодержания воды, испарившейся за счет тепла воздуха;

3) за счет соприкосновения воздуха с холодными поверхностями (в том числе и с поверхностью воды), на которых происходит конденсация; температура этих поверхностей ниже температуры точки росы. В этом случае теплосодержание жидкой фазы сконденсировавшегося пара удаляется из воздуха вместе с выпавшей влагой, а скрытая теплота парообразования передается холодной поверхности, вызывавшей конденсацию. Кроме того, воздух теряет явное тепло вследствие непосредственной теплопередачи от более нагретой среды к менее нагретой. Более подробно процесс теплообмена между воздухом и водой изложен далее. В итоге приведенных выше соображений для вычисления тепловлажностного отношения можно предложить выражение

$$\xi = \frac{G \cdot I_2 - G \cdot I_1}{G\frac{d_2}{1000} - G\frac{d_1}{1000}} =$$

$$= \frac{g_n i_n + Q + \Sigma W \cdot i + \Sigma F \alpha (t_w - t) - Q' - \Sigma W' i_1 - \Sigma F \alpha (t - t'_w)}{g + \Sigma W - \Sigma W'}, \quad (26)$$

где G — весовое количество воздуха в килограммах;

I_2 и I_1 — конечное и начальное теплосодержание воздушной смеси в *ккал*, отнесенное к килограмму сухого воздуха;

d_2 и d_1 — конечное и начальное влагосодержание паровоздушной смеси в граммах, отнесенных к килограмму сухого воздуха;

Q — количество тепла, переданное воздуху от соприкосновения с сухими нагретыми поверхностями, в *ккал/час*;

Q' — количество тепла, отнятое от воздуха за счет соприкосновения с холодными поверхностями, имеющими температуру выше точки росы, в *ккал/час*;

W — количество испаряющейся влаги в *кг/час*;

W' — количество сконденсировавшейся влаги в *кг/час*;

α — коэффициент тепловосприятия или теплоотдачи поверхности воды в *ккал/час · м² · град*;

F — поверхность воды в *м²*;

t — температура воздуха по сухому термометру;

t_w — температура испаряющейся воды $(t_w > \tau)$;

i — полное теплосодержание испаряющейся воды;

i_n — полное теплосодержание пара, подмешиваемого к воздуху;

g_n — количество пара, подмешиваемого к воздуху;

t'_w — температура поверхности, на которой происходит конденсация пара $(t'_w < \tau)$;

i_1 — полное теплосодержание конденсирующегося пара.

Если пренебречь теплопередачей между воздухом и водой за счет разности температур и считать, что в пределах $t > t_w > \tau$ явный и скрытый теплообмен компенсируют друг друга, то предыдущее уравнение может быть написано в виде

$$\xi = \frac{g_n \cdot i_n + Q + \Sigma W_1 \cdot i + \Sigma W_2 t_w - Q' - \Sigma W' i_1}{g_n + \Sigma W_1 + \Sigma W_2 - \Sigma W'}, \qquad (27)$$

где W_1 — количество воды в *кг/час*, испаряющейся за счет собственного тепла, т. е. при температуре $t_w > t$;

W_2 — количество воды в *кг/час*; испаряющейся при $t > t_w > \tau$;

W' — количество конденсирующегося пара при температуре поверхности ниже точки росы в *кг/час*;

i — полное теплосодержание испаряющейся воды;

t_w — температура воды;

i_1 — полное теплосодержание конденсирующегося пара.

При пользовании формулами (26) и (27) следует иметь в виду, что *открытые водные поверхности, находящиеся в помещении, могут быть двоякого характера.*

Это могут быть *так называемые «застойные» поверхности* некоторого ограниченного объема воды без притока или отнятия тепла посторонним источником от этого объема. Поверхность такой «застойной» воды, нагреваясь или охладясь за счет воздуха, постепенно принимает значение температуры влажного термометра. Тогда наступает стационарный режим теплообмена, при котором количество явного тепла, передаваемого от воздуха к воде, становится равным количеству скрытого тепла, переходящего вследствие испарения от воды к воздуху.

Если бы при таком процессе не было механического переноса теплосодержания жидкой фазы воды в воздух, то теплосодержание такового оставалось бы без изменений. Однако вследствие этого переноса теплосодержание воздуха увеличивается на велнчину $w \cdot t_{в_1}$.

Во втором случае вода может быть или проточная, или все время подогреваться, или охлаждаться посторонним источником нагревания или охлаждения. Это обстоятельство поддерживает постоянство температуры поверхности воды, причем температура воды отличается от температуры влажного термометра.

§ 4. ТЕПЛООБМЕН МЕЖДУ ВОЗДУХОМ И ВОДОЙ

Наиболее дешевый и простой способ изменения параметров влажного воздуха — обработка его водой. Для получения компактных размеров тепло- и влагообменника воздух приводят в соприкосновение с водой в капельном состоянии, получаемом путем разбрызгивания воды через различные сопла (форсунки). Чем мельче капли воды, тем интенсивнее процесс тепло- и влагообмеиа, так как поверхность испарения и разность парциальных давлений увеличиваются. Последнее происходит оттого, что разность между упругостью водяного пара непосредственно над поверхностью капли и в окружающем воздухе увеличивается с уменьшением радиуса капли.

Для горнзонтальной водной поверхности количество испаряющейся воды при нормальиом атмосферном давлении можно определить из уравнения

$$g_n = \beta \cdot F (h_1 - h_2) \frac{760}{B} \ [кг/час], \qquad (28)$$

где F — площадь поверхности испарения в $м^2$;

B — фактическое барометрическое давлеиие в миллиметрах ртутного столба;

h_2 — упругость (парциальное давление) водяного пара в воздухе в *мм рт. ст.*

β — коэффициент влагообмена, т. е. количество влаги (в килограммах), испаряющейся с 1 $м^2$ поверхности в час при разности упругостей, равной 1 *мм рт. ст.*;

h_1 — упругость водяного пара непосредственно над поверхиостью испаряющейся воды; для нахождения ее полагают, что непосредственно иад водяной поверхностью воздух насыщен влагой ($\varphi = 100\%$), а температура его равна температуре воды.

При испарении с выпуклой поверхности капель разность упругостей увеличивается, что заставляет вводить в формулу поправочный множитель η.

При распылении воды форсунками как величина F, так и поправочный коэффициент η, учитывающий изменение величины $(h_1—h_2)$ в зависимости от радиуса капелек, неизвестны. Считая, что для одного и того же вида форсунки величина F будет изменяться прямо пропорционально изменению расхода воды g_o, можно считать, что и количество испаряющейся распыленной воды будет в первом приближении подчиняться зависимости

$$g_n = g_o \cdot s(h_1 — h_2)\frac{760}{B} \ [кг/час], \tag{29}$$

где s — общий поправочный множитель, учитывающий как соотношение между g_o и F, так и поправку на изменение величины $(h_1—h_2)$. Кроме того, указанный коэффициент должен учитывать и время контакта капелек воды и воздуха.

Что касается производительности форсунки или сопла, то она зависит от диаметра выходного отверстия d, от давления воды перед форсункой p *ати* и от конструкции форсунки.

Можно считать, что для одной форсунки

$$g_o = d \cdot A \cdot p^n \ л/час \cdot кг/час, \tag{30}$$

где A и n — эмпирические величины.

Величина n для большинства типов форсунок колеблется в пределах 0,47—0,53 и в среднем может быть принята равной 0,5. Величины A колеблются в бо́льших пределах (от 30 до 120). Величины A и n для различных типов форсунок приводятся в учебниках и справочниках.

Рассмотрим механизм тепло- и влагообмена между воздухом и водой полагая, что температура воды будет выше температуры воздуха.

Количество тепла $dQ_я$, обмененного между воздухом и водой путем конвекции и излучения через бесконечно малый элемент поверхности, будет

$$dQ_я = \alpha(t_w — t)\,dF \quad ккал/час, \tag{31}$$

где α — коэффициент явного теплообмена между воздухом и водой в *ккал/м² час · град*;

t_w — температура поверхности воды;

t — температура воздуха;

dF — элемент поверхности в *м²*.

Процесс, отображаемый уравнением (31), может быть охарактеризован как явный теплообмен.

Кроме этого вида теплообмена, наблюдается и перенос тепла с водяным паром, переходящим из воды в воздух. Обозначим через dg_n количество влаги, полученной воз-

духом с бесконечно малого элемента поверхности воды dF, тогда

$$dg_n = \beta (h_w - h)\, dF \ [кг/час], \tag{32}$$

где β — коэффициент влагообмена;

h_w — упругость водяного пара на поверхности воды в миллиметрах ртутного столба;

h — упругость водяного пара в воздухе в миллиметрах ртутного столба.

С достаточной для практики точностью можно предыдущее уравнение переписать в виде

$$dg_n = \sigma (x_w - x)\, dF \ [кг/час], \tag{33}$$

где x_w — влагосодержание насыщенного воздуха ($\varphi = 100\%$) при температуре, равной температуре воды, отнесенное к 1 *кг* сухого воздуха;

x — фактическое влагосодержание воздуха, отнесенное к 1 *кг* сухого воздуха;

σ — новый коэффициент пропорциональности, который в дальнейшем будем называть *коэффициентом влагоперехода.*

Очевидно, что количество тепла, переданного в процессе влагообмена, будет

$$dQ_{ск} = r \cdot dg_n \ ккал/час, \tag{34}$$

где r — скрытая теплота испарения воды в *ккал/кг.*

Процесс, отображаемый уравнением (34), характеризуется как влажный (скрытый) теплообмен.

Уравнение (34) несколько неточно, так как не учитывает переноса теплосодержания жидкой фазы, для учета которой величину r следует заменить величиной полного теплосодержания водяного пара i. Полное количество тепла dQ, передаваемое обоими видами теплообмена, будет

$$dQ = dQ_я + dQ_{ск} = [\alpha (t_w - t) + i\, \sigma (x_w - x)]\, dF. \tag{35}$$

Уравнение (35) может быть преобразовано и написано в следующем виде:

$$dQ = \sigma \cdot dF \left[\frac{\alpha}{\sigma} (t_w - t) + i (x_w - x) \right].$$

С некоторым приближением можно принять, что $\frac{\alpha}{\sigma} = c_p$ — весовая теплоемкость влажного воздуха.

Так как $i = (595 + 0{,}46 t_w)$, а $c_p = 0{,}24 + 0{,}46\ x$, то

$$dQ = \sigma \cdot dF\, [(0{,}24 + 0{,}46 x (t_w - t) + (595 + 0{,}46\, t_w)(x_w - x)],$$

или

$$dQ = \sigma \cdot dF \{[0{,}24t_w + (595 + 0{,}46t_w)\, x_w] - [0{,}24t + (595 + 0{,}46t)\, x]\}.$$

Учитывая, что величины, стоящие в квадратных скобках, представляют собою не что иное, как теплосодержание влажного воздуха при температуре t_w и состоянии насыщения, а также при температуре t и фактическом влагосодержании, можем написать

$$dQ = \sigma\ dF(I_w - I)\ \text{ккал/час}, \qquad (36)$$

где I_w — теплосодержание насыщенного воздуха при температуре воды t_w;

I — теплосодержание влажного воздуха при температуре t.

Разделив уравнение (36) на уравнение (33), получаем

$$\frac{dQ}{dg_0} = \frac{\sigma\, dF(I_w - I)}{\sigma\, dF(x_w - x)} = \frac{I_w - I}{x_w - x} = \frac{I_w - I}{\frac{d_w - d}{1000}} \qquad (37)$$

Если считать температуру воды t неизменной, то уравнение (37) будет представлять собой на I—d диаграмме прямую линию, проходящую через точку начального состояния воздуха и точку на кривой насыщения, соответствующую температуре воды. Отсюда можно сделать вывод, что в первом приближении процесс изменения состояния воздуха при контакте его с водой может быть выражен в виде прямой линии. Кроме того, конечная точка изменения состояния воздуха будет соответствовать температуре воды t_w и находиться на кривой насыщения ($\varphi = 100\%$).

Необходимо подчеркнуть, что уравнение (35), составленное для случая испарения воды в воздух ($t_w > t$), действительно и для случая конденсации влаги из воздуха ($t_w < t$) при условии перемены знаков у величин, входящих в это уравнение. То же относится и к уравнениям (32) и (33). Остановимся теперь на количественном соотношении $Q_я$ и $Q_{ск}$ при различных температурах воды t_w.

При $t_w = t_{вл}$ можно считать в рамках практически допустимой точности $Q_я = Q_{ск}$, так как в этом случае $I \approx \text{const}$, т. е. *процесс адиабатический.*

Соотношение количества тепла, передаваемого от воды к воздуху и от воздуха к воде, можно выразить в развернутом виде уравнением

$$\beta \cdot (h_{н_{t_{вл}}} - h) F (i_{t_{вл}} - t_{вл}) = \alpha (t - t_w) F, \qquad (*)$$

где $h_{н_{t_{вл}}}$ — упругость насыщенного пара при $t_{вл}$;

β — коэффициент влагообмена, зависящий главным образом от скорости движения воздуха у поверхности воды;

F — поверхность испарения;

$i_{t_{вл}}$ — полное теплосодержание при температуре $t_{вл}$;

$(i_{t_{вл}} - t_{вл})$ — скрытая теплота парообразования при температуре $t_{вл}$ (за счет тепла воздуха происходит только испарение, а теплосодержание жидкой фазы $i_{ж} = t_{вл}$ переносится в воздух чисто механически, без затраты тепла).

Коэффициент β можно определить из формулы

$$\beta = (a + bw)\frac{760}{B}, \qquad (**)$$

где w — скорость воздуха в *м/сек*;

a и b — численные коэффициенты;

B — барометрическое давление в миллиметрах ртутного столба.

Коэффициент a зависит от температуры воды и принимается по табл. 1.

Таблица 1

t_w	до 30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°	100°
a	0,022	0,028	0,033	0,037	0,041	0,046	0,051	0,06

Величина второго коэффициента $b = 0{,}0174$.

Из уравнения (*) легко определить величину α:

$$\alpha = \frac{\beta(h_{t_{вл}} - h)(i_{t_{вл}} - t_{вл})}{(t - t_w)}. \qquad (***)$$

При параметрах воздуха помещения $t = +20°$, $\varphi = 50\%$ и $w = 0{,}2$, $\alpha \approx 8$.

Если в первом грубом приближении принять $\alpha = \text{const}$, то для случая $\tau < t_w < t$ можно определить количество явного тепла, передаваемого от воздуха к воде, по формуле

$$Q_{яв} = \alpha(t - t_w)F. \qquad (****)$$

Количество же тепла, передаваемого водой воздуху путем испарения, определяют по формуле

$$Q_{ск} = \beta(h_w - h)(i - t_w)\, F \approx g_u \cdot i. \qquad (*****)$$

В уравнениях (****) и (*****)

h_w — упругость водяного пара при температуре воды t_w;

h — упругость водяного пара в воздухе;

i — полное теплосодержание пара при t_w;

g_u — количество испаряющейся воды.

Очевидно, что при $t_w = t$ количество явного тепла, обмениваемого между водой и воздухом, будет равно нулю, а если

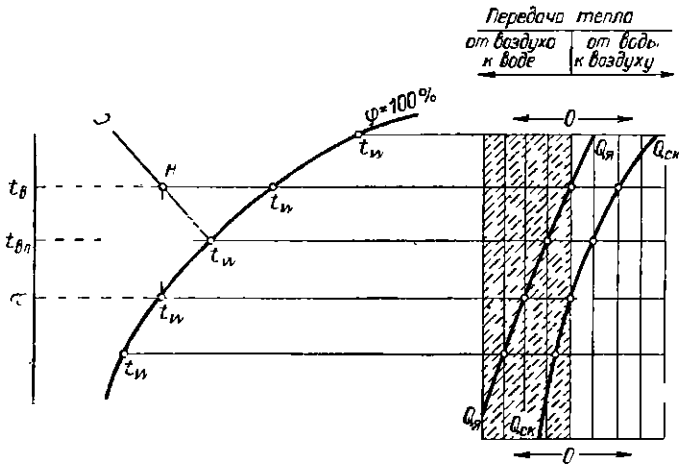


Рис 13

температура воды t_w будет равна температуре точки росы воздуха τ, то скрытый теплообмен прекратится и, следовательно, $Q_{ск} = 0$.

Исходя из изложенного выше, можно построить график относительно изменения $Q_я$ и $Q_{ск}$ для случая соприкосновения воздуха, имеющего параметры, определенные точкой H на $I—d$ диаграмме, с водой, температура которой различна (рис. 13).

Как видно из диаграммы, при $t_w > t$ количество $Q_{ск}$ велико по сравнению с количеством $Q_я$ и последним обычно пренебрегают. Что касается случая $t_w < \tau$, то $Q_я > Q_{ск}$ и им пренебрегать нельзя. Однако при этом возникает ряд затруднений вследствие малой изученности величины α при низких температурах воды.

§ 5. ВОЗМОЖНЫЕ ВИДЫ ПРОЦЕССОВ КОНТАКТА ВОЗДУХА С ВОДОЙ, ИМЕЮЩЕЙ ТЕМПЕРАТУРУ НИЖЕ 100°

Рассмотрим случаи контакта воздуха, начальное состояние которого изображается точкой A, с водой, имеющей различную температуру $t_w < 100$ (рис. 14).

Учитывая, что тепло- и влагообмен будут происходить между воздухом, находящимся вдали от поверхности воды, и слоем воздуха, который насыщен водяным паром, расположен непосредственно над поверхностью воды и имеет температуру по-

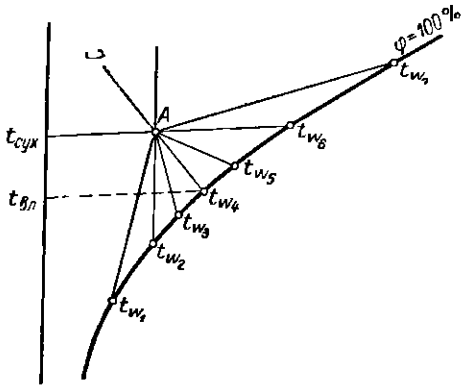


Рис. 14

следней, можно изобразить состояние воздуха (или вернее слоя воздуха, примыкающего к ее поверхности) на I—d диаграмме в виде точки пересечения изотермы воды t_w и кривой насыщения ($\varphi = 100\%$). В дальнейшем, для краткости, эту точку будем называть *точкой состояния воды.*

Если температура $t_w < \tau$ (t_{w_1}), то процесс изменения состояния воздуха характеризуется понижением теплосодержания. Следовательно, такой процесс называется *процессом охлаждения воздуха;* он сопровождается его осушкой. Таким образом, *заставляя воздух соприкасаться с капельками холодной воды, можно уменьшить его влагосодержание.*

Если $t_w = \tau$ (t_{w_2}), то этот процесс характеризуется понижением теплосодержания воздуха, но при этом влагосодержание воздуха меняться не будет. Такой процесс называется *процессом простого охлаждения* (без сушки или увлажнения).

Если $t < t_w < \tau$ (t_{w_3}), то теплосодержание воздуха будет уменьшаться, а влагосодержание — увеличиваться. Таким

образом, данный процесс может быть охарактеризован как *процесс охлаждения, сопровождающийся увлажнением.*

При $t_w = t_{вл}$ (t_{w_3}) теплосодержание воздуха не изменяется, а влагосодержание увеличивается. Поскольку процесс проходит без изменения теплосодержания, то в вентиляционной практике *его принято называть адиабатическим* (ни процессом охлаждения, ни процессом его нагревания назвать нельзя, поскольку I = const). Но процесс этот сопровождается понижением температуры воздуха (по сухому термометру) и его увлажнением.

При $t_{вл} < t_w < t_{сух}$ (t_{w_2}) теплосодержание воздуха увеличивается, температура понижается, а влагосодержание его увеличивается. Этот процесс может быть назван процессом *нагревания и увлажнения воздуха,* сопровождающимся понижением его температуры.

Если $t_w = t_{сух}$ (t_{w_1}), то тепло- и влагосодержание воздуха увеличивается, а температура остается неизменной. *Этот процесс называется изотермическим нагревом,* сопровождающимся увлажнением.

В случае, когда $t_w > t_{сух}$ (t_{w_4}), теплосодержание, температура и влагосодержание воздуха будут увеличиваться. Такой процесс может быть назван *процессом нагревания и увлажнения.*

Все процессы контакта воздуха с водой, за исключением t_{w_4}, называются *политропическими,* поскольку в каждом из них изменяется теплосодержание воздуха.

Параметры воздуха будут изменяться по прямой, соединяющей точки начального и конечного состояний воздуха на кривой насыщения только в том случае, если в течение всего процесса контакта воздуха с водой температура последней t_w меняться не будет. А это возможно лишь в том случае, когда количество воды будет бесконечно велико по сравнению с количеством воздуха. Так как на практике такие случаи невозможны, будем называть рассмотренные выше процессы *условными.* Обозначим количество разбрызгиваемой воды g *кг/час*, а весовое количество воздуха, обрабатываемого водой, G *кг/час.*

Величина $\frac{g}{G} = \varepsilon$ называется *коэффициентом орошения.* Коэффициент орошения — это количество воды, приходящееся на 1 *кг* воздуха. Для условных процессов $\varepsilon = \infty$. В реальных установках величина $\varepsilon \neq \infty$ и колеблется между 0,2 и 3,0 *кг/кг.*

Рассмотрим теперь, как протекает процесс, если ε имеет конечное значение, а время контакта между водой и воздухом настолько длительное, что процесс теплопередачи пойдет до физически возможного конца. Такие процессы будем называть

идеальными. При конечном значении коэффициента орошения ε должно быть соблюдено уравнение теплового баланса, а именно: *количество тепла, отданного или воспринятого воздухом, должно быть всегда равно количеству тепла, воспринятого или отданного водой:*

$$G(I_н - I_к) = g \cdot 1 \cdot (t_{wк} - t_{wн}),$$

или

$$\Delta I = \varepsilon \cdot \Delta t_w, \tag{38}$$

где $I_н$ и $I_к$ — начальное и конечное теплосодержание воздуха;

1 — теплоемкость воды;

i_w и $i_{wк}$ — начальная и конечная температуры воды;

ΔI — приращение теплосодержания воздуха (положительное или отрицательное);

Δt_w — приращение температуры воды (положительное или отрицательное).

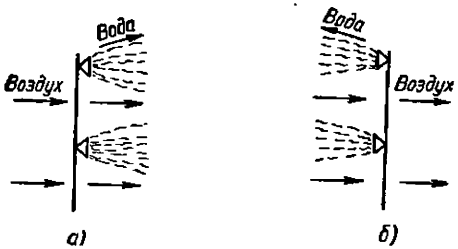


Рис 15

Процессы контакта воздуха с водой могут быть двух видов (рис. 15):

а) поток капель воды движется в том же направлении, в котором движется воздух (параллельный ток);

б) поток капель воды движется в противоположном направлении по отношению движения воздуха (противоток).

Рассмотрим сначала, как изменяются параметры воздуха при идеальных политропических процессах. При этом всем величинам, характеризующим воду, будет дан индекс w.

Предположим (рис. 16), что начальное состояние воздуха изображается на диаграмме точкой A, а начальное состояние воды (или точнее состояние слоя воздуха у поверхности капли воды) — точкой B_1.

Как было показано ранее, состояние воздуха изменяется по прямой, соединяющей точки A и B_1. Соприкасаясь с водой, имеющей более низкую температуру, воздух будет отдавать ей явное тепло и понижать свои температуру и теплосодержание. Вода в

свою очередь будет нагреваться от воздуха и повышать свою температуру, получая от него явное тепло. Далее, достигнув точки росы воздуха (эта точка будет меняться в зависимости от изменения состояния воздуха), вода начнет испаряться сначала при переменной температуре, а затем при постоянной. До тех пор пока количество явного тепла, переходящего от воздуха к воде, будет больше количества тепла, передаваемого путем испарения обратно от воды в воздух, теплосодержание воздуха будет уменьшаться, а температура воды — увеличиваться. *Когда воздух и вода достигнут такого состояния, что количество тепла, передаваемого от воздуха к воде, станет равным количеству тепла,*

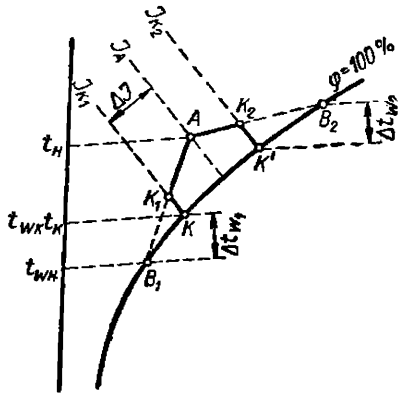


Рис. 16

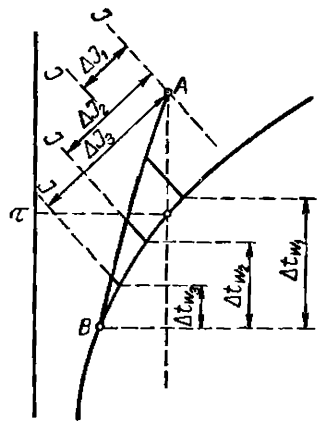


Рис. 17

передаваемому от воды воздуху, наступит тепловое равновесие и температура воды перестанет повышаться.

Точка, определяющая состояние равновесия, может быть определена следующим образом.

Нанося (рис. 16) на прямой $A - B_1$ точки, соответствующие изменяющемуся состоянию воздуха, в то же время на линию насыщения наносят точки, соответствующие состоянию воды, вычисляя температуру последней по уравнению (38). *Когда точка K_1, определяющая состояние воздуха, окажется на одной линии I_{K_1} с точкой K, определяющей состояние воды, наступит тепловое равновесие.*

Таким образом, процесс изменения состояния воздуха при параллельном токе пойдет по линии AK_1K, а воды — по линии B_1K.

Точка K будет являться точкой, определяющей как состояние воздуха, так и состояние воды при условии, что теплообмен меж-

ду воздухом и водой завершится до конца и дальше происходить уже не сможет (идеальный процесс).

В случае, если температура воды будет выше температуры воздуха, можно аналогичным путем построить процесс изменения состояния воздуха, который пойдет по линии AK_2K'.

Линии K_1K и K_2K^1 являются *адиабатами*, поэтому при параллельном потоке воды и воздуха идеальный политропический процесс всегда заканчивается адиабатически (адиабатический хвост).

Очевидно, что чем больше коэффициент орошения ε, тем больше будет величина ΔI по сравнению с ΔI_w. На рис. 17 изображены для примера три процесса контакта воздуха с водой. На-

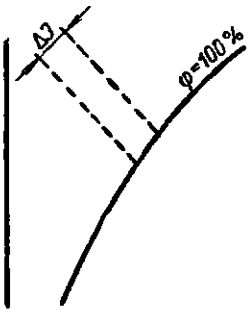


Рис. 18

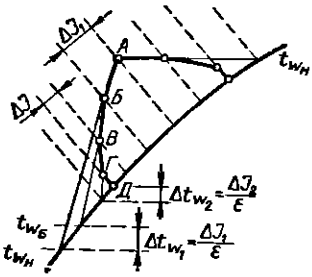


Рис. 19

чальное состояние воздуха определяется точкой A, а начальное состояние воды — точкой B. Легко видеть, что при очень малом значении коэффициента орошения воздух, обрабатываемый холодной водой, может даже увлажняться (процесс ΔI_1, Δi_{w_1}), а при возрастании ε до бесконечно большой величины адиабатическая часть процесса будет совершенно отсутствовать. Рассмотренный выше процесс можно построить на графике более точно следующим образом.

Уравнение (37), строго говоря, применимо лишь к адиабатическим процессам, так как зависимость $\frac{\alpha}{\sigma} \approx C_p$ характерна только для этого процесса. Политропические же процессы отображаются на $I-d$ диаграмме не прямой, а некоторой кривой.

Однако, если сравнивать условную прямую, отображающую процесс изменения состояния воздуха, с истинной кривой, по которой будет изменяться его состояние, то при достаточно малой величине ΔI (рис. 18) отклонение кривой от прямой будет незначительным и им можно пренебречь Учитывая это, можно

разбнть весь процесс изменения состояния воздуха на ряд достаточно мелких этапов (рис. 19) и приiять, что для каждого такого этапа процесс изменения состояния воздуха может быть отображен в виде начальной части прямой, соединяющей точку состояиия воздуха с точкой кривой насыщения, соответствующеи температуре воды. Тогда для построения кривой процесса в случае параллельного тока воздуха и воды можно применить следующий способ: соединить точку A начальиого состояния воздуха с точкой $t_{wн}$ начального состояния воды прямой линией. По этой прямой процесс будет идти в начальной своей стадии. Однако при изменении теплосодержания воздуха на величину ΔI_1 температура воды изменится на величину $\Delta t_{w_1} = \frac{\Delta I_1}{\varepsilon}$ и станет равной

$$t_{wн} + \Delta t_{w_1} = t_{wБ}\,. \qquad (39)$$

Перейдя в состояиие, характеризуемое точкой $Б$, процесс будет идти по прямой, соединяющей точку $Б$ с точкой температуры $t_{wБ}$. Продолжая подобное построение, можно построить иекоторую кривую $АБВГД$, отображающую ход процесса. Чем меиьше принято значение ΔI, тем точиее и плавиее получится кривая.

Когда очередная прямая (луч), определяющая иаправление процесса на данном его этапе, будет параллельиа линиям теплосодержания I (рис. 19, таким лучом будет луч $Г$—$Д$), то, очевидно, температура воздуха по влажному термометру в точке $Г$ сделается равной температуре воды. Начиная с этой точки, процесс пойдет чисто адиабатически, т. е. температура воды перестанет изменяться.

Как видно из рисунка, сначала будет происходить осушка воздуха (от точки A до точки $Г$), а затем — увлажнение его (от точки $Г$ до точки $Д$).

В адиабатической части процесс всегда сопровождается увлажнением воздуха (линия $Г$ — $Д$). Поэтому в случае, если требуется осушить воздух, процесс выгоднее остановить в момеит, когда осушка его прекратится (точка B и соответствующая ей температура воды). Аналогичное построение можно сделать и в том случае, когда начальная температура воды выше температуры точки росы начального состояния воздуха. Это построение также даио на рис. 19.

При противотоке (рис. 20) воздух, иачальные параметры которого $t_н$, $I_н$ и $d_н$, встречается с водой, имеющей температру $t_{wк}$. По мере прохождения оросительного пространства воздух встречает воду, температура которой постепеино изменяется и

к моменту выхода воздуха из оросительного пространства становится равной $t_{wк}$.

Если теплообмен между воздухом и водой будет полный, то для построения процесса на $I-d$ диаграмме соединяют прямой точку A начального состояния воздуха с точкой $t_{wк}$. По этой линии процесс будет идти в своей начальной стадии.

При изменении теплосодержания воздуха на величину ΔI_1 теплосодержание воды изменится на величину $\Delta t_{w_1} = \frac{\Delta I_1}{\varepsilon}$. Следовательно, воздух перейдя в состояние, характеризуемое точкой $Б$, будет в дальнейшем изменять свое состояние по прямой, соединяющей точку $Б$ с точкой $t_{w_1} = t_{wк} - \Delta t_{w_1}$.

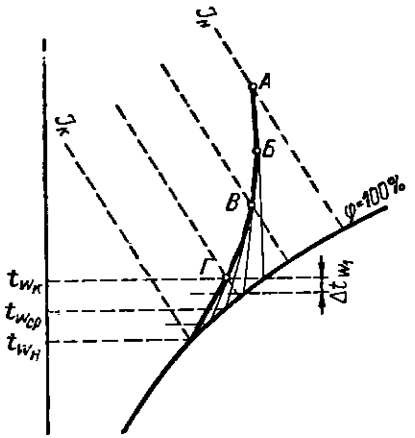


Рис. 20

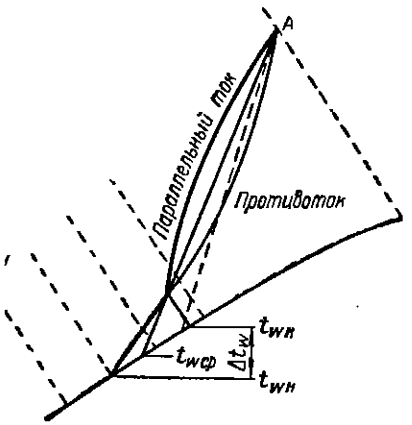


Рис. 21

Повторяя подобное построение, можно провести линию изменения состояния паро-воздушной смеси, как это показано на рис. 20.

На практике *контакт воздуха с водой чаще всего производится путем сочетания противотока и параллельного тока воды и воздуха*, т. е. путем «смешанного процесса». Этот вариант является промежуточным по сравнению с обоими вариантами, указанными выше. Изменение состояния воздуха в этом случае изображено (рис. 21) прямой, соединяющей точку начального состояния воздуха с точкой на кривой насыщения, соответствующей средней температуре воды t^w.

Рассмотрим теперь конкретный пример пользования изложенными выше приемами.

Предположим, требуется воздух, имеющий начальное состояние $t_н = +15°$ и $\varphi_н = 40\%$, перевести в конечное состояние с $t_к = +15°$ и $\varphi_к = 100\%$ при помощи орошения его водой.

Если рассматривать процесс как условный ($\varepsilon = \infty$), то температура воды (она же начальная, она же и конечная) должна быть принята $t_w = +15°$, так как условный процесс изотермический.

Если перейти к идеальному смешанному процессу, то средняя температура воды должна быть $t_{w_{ср}} = +15°$. Чтобы найти начальную и конечную температуры воды $t_{wн}$ и $t_{wк}$, необходимо знать коэффициент орошения.

Действительно, из уравнения (39) имеем

$$\Delta t_w = \frac{\Delta I}{\varepsilon} \tag{40}$$

Так как

$$t_{wн} = t_{w_{ср}} \pm \frac{\Delta t_w}{2},$$

то

$$t_{wн} = t_{w_{ср}} \pm \frac{\Delta I}{\varepsilon \cdot 2}. \tag{41}$$

Знак + (плюс) берется в случае повышения теплосодержания воздуха, а знак — (минус) — в случае понижения теплосодержания.

Предположим, что коэффициент орошения ε равен 0,5.

Для рассматриваемого конкретного примера $\Delta I = 10 - 6{,}2 = 3{,}8$.

Пользуясь уравнением (41), имеем

$$t_{wн} = +15 + \frac{3{,}8}{0{,}5 \cdot 2} = +18°{,}8.$$

Учитывая, что процесс теплообмена при параллельном токе менее интенсивен, чем при противотоке и при смешанном процессе, можно (для большей надежности) вести расчет в предположении параллельного тока воздуха и воды. *Для идельного смешанного процесса,* как это видно из предыдущего, конечному состоянию воздуха соответствует конечное состояние воды, т. е. $t_{wк} = +15°$.

Очевидно, что для идеального процесса с параллельным током

$$t_{wн} = t_{wк} \pm \Delta t_w, \tag{42}$$

или

$$t_{wн} = t_к \pm \frac{\Delta I}{\varepsilon},$$

где $t_к$ — конечная температура воздуха.

Подставляя в формулу (42) числовые значения, получим

$$t_{wк} = 15 + \frac{3{,}8}{0{,}5} = 22°,6.$$

§ 6. РЕАЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ КОНТАКТА ВОЗДУХА С ВОДОЙ

Для того чтобы при контакте воздуха с водой процесс тепло- и влагопередачи мог полностью завершиться, необходимо, чтобы время контакта s было достаточно велико. Так как реальное время контакта $s<\infty$ и составляет величину порядка нескольких секунд, то процесс тепло- и влагообмена не успевает

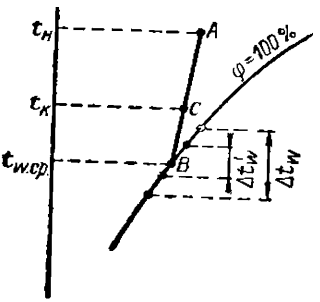


Рис. 22

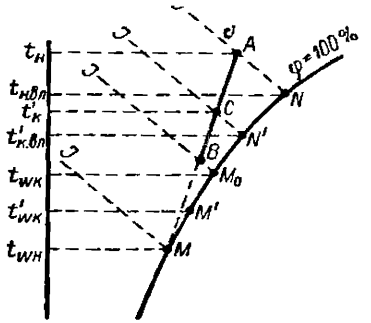


Рис. 23

завершиться, поэтому конечные параметры воздуха не соответствуют конечным параметрам идеального процесса. Иными словами, конечное состояние воздуха в реальном процессе определяется не точкой B, а точкой C (рис. 22), а разность $t'_{wк} - t_{wн} = \Delta t'$ всегда меньше, чем разность $t_{wк} - t_{wн} = \Delta t_w$, соответствующая идеальному процессу.

Степень полноты завершения тепло- и влагообмена можно учитывать различным образом. Ориентируясь на рис. 22, можно в качестве коэффициента эффективности E принять отношение отрезков AC к AB, или, заменяя отрезки их проекциями,

$$E = \frac{t_н - t_к}{t_н - t_{w_{ср}}}. \qquad (43)$$

Для характеристики процесса параллельного тока воды и воздуха (рис. 23), которым для получения запаса в расчете можно заменить в ряде случаев процесс, изображенный на

рис. 22, уравнение (43) не подходит. Этот процесс удобнее всего характеризовать отношением отрезков

$$\frac{(NN')+(M'M)}{NM}$$

Если пренебречь малой кривизной линии NM и считать ее за прямую, то, обозначив величину, характеризующую степень завершения рассматриваемого процесса через R_0, и заменив отрезки на прямой NM их проекциями на ось ординат, получаем

$$R_0 = \frac{(t_{н.вл} - t'_{к.вл}) + (t'_{w\,н} - t_{wн})}{t_{н.вл} - t_{wн}}. \qquad (44)$$

После алгебраических преобразований выражение (44) может быть представлено в виде

$$R_0 = 1 - \frac{t'_{к.\,вл} - t'_{wк}}{t_{н.вл} - t_{wн}}. \qquad (45)$$

В американской практике для характеристики степени полноты завершения процесса применяют величину

$$\frac{t'_{к.вл} - t'_{wк}}{t_{н.вл} - t_{wн}}.$$

Однако эта величина не раскрывает физической сущности характеристики.

Следует упомянуть, что в чистом виде параллельный ток может наблюдаться лишь в вертикальных оросительных камерах, если движение воздуха и воды направлено сверху вниз.

В горизонтальных камерах вследствие падения капель в поддон (под действием силы тяжести) получаются параллельные и перекрестные токи воды и воздуха.

Чистого противотока достигнуть нельзя даже в вертикальных камерах, так как при движении воды сверху вниз, а воздуха снизу вверх последний будет поднимать часть мелких капель кверху, в результате чего получится комбинация противотока и параллельного тока.

Так как при параллельном токе теплообмен менее интенсивен, чем при перекрестном токе и противотоке или любом комбинированном процессе, то определять конечную температуру воды следует исходя из предположения, что в камере орошения имеется параллельный ток, т. е. для характеристики процесса надо пользоваться выражением (45).

Теоретически при параллельном токе конечное охлаждение воздуха получается менее глубоким, чем при противотоке (см. рис. 21). Однако в начале изменения состояния, при параллель-

ном токе, воздух осушается больше, чем при противотоке. *Самый невыгодный случай тот, когда воздух и меньше всего осушается и меньше всего охлаждается,* т. е. когда начало процесса идет по линии противотока, а заканчивается процесс как параллельный ток. Иными словами, самым невыгодным случаем будет предположение, что изменение состояния воздуха пойдет по прямой, соединяющей точку A начального состояния воздуха с точкой $t_{wк}$ конечного состояния воды (см. штрихпунктирную линию на рис. 21).

Наблюдения над горизонтальными камерами подтверждают, что такое предположение близко к действительности; но для вертикальных камер при наличии противотока процесс изменения состояния воздуха приближается к прямой At_{wcp} (см. рис. 21).

Одна из самых существенных причин отклонения процесса от теоретической линии At_{wcp} — неизбежное наличие «застойных» капелек воды на стенках камеры и на поверхности каплеуловителя, который ставится за камерой (по ходу воздуха), чтобы предохранять вентилятор и сеть от попадания в них капелек воды из камеры.

Как это указывалось ранее, поверхность застойной воды быстро нагревается до температуры влажного термометра и начинает испаряться, увеличивая теплосодержание и влажность воздуха. Для устранения этого явления каплеуловитель часто орошают водой, смывающей с него осевшие капли и не дающей этим каплям застаиваться и испаряться.

При адиабатическом процессе направление реального процесса точно совпадает с направлением идеального, но в реальном процессе конечная температура воздуха по сухому термометру $t_к$ обычно не достигает значения $t_{вл} = t_{н.вл} = t_{к.вл} = t_{wн} = t_{wк}$; значит, для этого процесса коэффициент эффективности

$$E = \frac{t_н - t_к}{t_н - t_{н.вл}}. \qquad (46)$$

Эта величина может быть представлена в ином виде, а именно:

$$R_{ay} = 1 - \frac{t_к - t_{н.вл}}{t_н - t_{н.вл}}. \qquad (47)$$

В американской практике для характеристики степени полноты завершения процесса применяют величину

$$\frac{t_к - t_{н.вл}}{t_н - t_{н.вл}}.$$

Эта величина также не раскрывает физической сущности характеристики.

Крупнейшее преимущество адиабатического процесса — постоянство температуры воды, подаваемой в форсунки. Это позволяет применять рециркуляцию воды без какого-либо ее нагревания или охлаждения. Таким образом, *адиабатический процесс увлажнения более простой и дешевый, чем политропические процессы обработки воздуха водой.*

Очевидно, что время контакта зависит от конструкции и в особенности от длины камеры орошения, в которой происходит контакт воздуха с водой, а также от скорости движения воздуха в камере. При одном и том же времени контакта на эффективности процесса будет сказываться коэффициент орошения и степень распыления воды, определяющая величину суммарной поверхности соприкосновения воздуха и воды.

Величина коэффициента орошения может быть выражена через плотность расположения форсунок (т. е. числа форсунок n, приходящихся на 1 $м^2$ поперечного сечения камеры), производительность форсунки и числа рядов форсунок z, последовательно проходимых воздухом.

Согласно исследованиям, проведенным советскими специалистами над вертикальными камерами,

$$\varepsilon = \frac{A_0 (w \cdot \gamma)^m}{z k p^r} \cdot \lg \left(\frac{1}{1 - E} \right)^l. \qquad (48)$$

где $\omega\gamma$ — весовая скорость воздуха в камере орошения;

z — число рядов форсунок, последовательно проходимых воздухом;

p — давление воды перед форсунками в *ати*;

m, k, r, l — показатели степени, определяемые опытным путем;

A_0 — эмпирический множитель.

Так как в приведенную формулу не входит диаметр выходного отверстия форсунки, влияющей на ее производительность (см. уравнение 30), то данная формула может относиться только к определенному типу и диаметру форсунок; кроме того, в ней не отражено время контакта воздуха и воды.

В советской практике *оросительные камеры делят на три группы:*

1) камеры грубого распыления с форсунками типа У-1 и II-3, диаметр которых от 4 до 6 *мм*, при давлении воды от 0,5 до 1,8 *ати*;

2) камеры среднего распыления с форсунками У-1 при давлении воды около 2,0 *ати*; диаметр форсунок от 2,5 до 3 *мм* и ниже;

3) камеры тонкого распыления с форсунками типа У-1, диаметр которых 2,3 *мм* и ниже, при давлении воды 2,5 *ати* и выше.

Кроме того, *по степени интенсивности орошения камеры тоже бывают двух видов:*

а) с орошением высокой интенсивности, имеющие $\varepsilon > 1$;

б) с орошением малой интенсивности, имеющие $\varepsilon < 1$.

Деление камер по степени интенсивности орошения довольно условно и вряд ли необходимо.

Любая оросительная камера состоит из одного или нескольких рядов форсунок.

Вода из каждого ряда форсунок выпускается или по направлению движения воздуха, или против него.

Как уже говорилось, во избежание уноса капель в воздух воды в конце камеры (по движению воздуха) устанавливается «концевой» пластинчатый каплеуловитель. В тех случаях, когда форсунки выбрасывают воду против движения воздуха, перед камерой (по движению воздуха) устанавливается еще один «входной» каплеуловитель.

Для камер грубого и среднего распыления можно применять два ряда форсунок — первый по ходу воздуха, второй против хода или оба ряда навстречу воздуху. Можно применять и три ряда — первый по ходу воздуха, а второй и третий навстречу. Средняя весовая скорость воздуха для этих камер принимается в пределах 2,4—3,6 *кг/м²сек*.

Для камер тонкого распыления применяют три ряда форсунок — первый ряд по движению воздуха, второй и третий против движения. Весовую скорость воздуха для этих камер берут 1,8—2,4 *кг/м²сек*.

Для кондиционирования воздуха, учитывая легкую засоряемость форсунок с малым диаметром выходного отверстия, применяют камеры грубого и среднего распыла с высокой интенсивностью орошения. Камеры тонкого распыла, а также с малой интенсивностью орошения применяют для увлажнения и промывки воздуха главным образом на предприятиях текстильной промышленности.

При пользовании формулой (48) можно ориентировочно принять:

для вертикальных камер и форсунок грубого распыления: $m = -0{,}5$; $k = 0{,}22$; $r = 0{,}2$; $l = 1{,}22$; $A_0 = 4{,}1$;

для форсунок тонкого распыления:

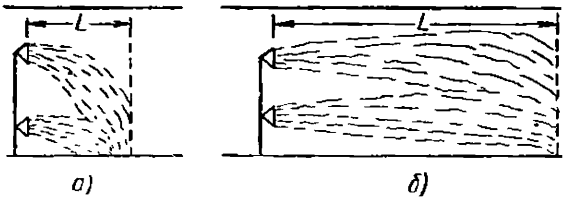
$m = +0{,}37$; $k = 0{,}61$; $r = 0{,}38$; $l = 1{,}61$; $A_0 = 3{,}06$.

Для этих же форсунок при давлении перед ними p *ати* Б. В. Баркаловым (для вертикальных камер тонкого распыла) предложена формула

$$\varepsilon = 1{,}56\,M \cdot \left(\frac{\omega\gamma}{p}\right)^{0{,}371} \cdot \lg\left(\frac{1}{1-E}\right)^{1{,}61}, \qquad (49)$$

где для двух рядов форсунок $M = 1{,}281$, для трех $M = 1$, а для четырех $M = 0{,}837$.

Для горизонтальных камер грубого распыления в формулу (48) следует вводить поправочный множитель 0,72, если в камере имеется орошаемый сепаратор, и 0,86, если его нет.



а) *б)*

Рис. 24

Интересно отметить, что *показатель степени при весовой скорости* $\omega\gamma$ в формуле (48) *для форсунок тонкого распыления положителен, а для грубого распыления отрицателен.*

Казалось бы, что уменьшение времени контакта воздуха с водой, следовательно, и увеличение весовой скорости воздуха должно уменьшать эффективность процесса (при одном и том же значении ε). Значит, показатель $\omega\gamma$ должен быть отрицательным, так как в формуле (49) весовая скорость должна стоять не в числителе, а в знаменателе.

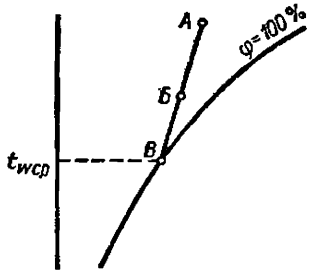


Рис. 25

Возможно, однако, что обстоятельство это объясняется следующим: в горизонтальных камерах при скоростях воздуха около 2—3 *м/сек*, характерных для камер орошения, крупные капли быстро выпадают из воздуха вследствие их большого веса (рис. 24, *а*) и увеличение весовой скорости воздуха не может сколько-нибудь ощутительно увеличивать длину пути L капель в воздухе. Увеличение же длины L ведет к увеличению времени контакта. При мелком распыле увеличение весовой скорости воздуха может существенно увеличить длину пути L, следовательно, и время контакта (рис. 24, *б*).

Однако, с другой стороны, формула (44) была выведена на основе опытов ВНИХИ 1935 г. с вертикальными камерами (см. «Кондиционирование воздуха» под ред. Дегтярева изд. 1953 г., стр. 104, формула IV—22), а в вертикальных камерах, в отличие от горизонтальных, частицы воды из воздуха не выпадают. По-

этому значения показателя степени при $\omega\gamma$ подлежат дальнейшему уточнению.

При пользовании величиной E расчет процесса обработки воздуха водой ведут следующим образом: зная начальное и конечное состояния воздуха, отображаемые на $I—d$ диаграмме точками A и $Б$ (рис. 25), продолжают прямую $АБ$ до пересечения с кривой насыщения. Полученная точка B соответствует средней температуре воды, а отношение длин отрезков $АБ$ и $АВ$ представляет собой величину E.

Далее, зная давление воды p и задаваясь числом рядов форсунок и типом их, а также весовой скоростью воздуха, определяют по формуле (48) или (49) коэффициент орошения ε.

Узнав величину ε, по формуле (42) определяют начальную температуру воды $t_{вн}$.

Построение адиабатического процесса аналогично.

В литературе имеется ряд таблиц и номограмм, облегчающих расчеты и позволяющих не пользоваться непосредственно формулами (48) и (49).

В справочнике С. А. Рысина «Вентиляционные установки машиностроительных заводов» приводится следующий метод определения коэффициента орошения.

Для камер грубого и среднего распыления с орошаемыми каплеуловителями при политропических процессах величина коэффициента орошения ε берется из приведенной ниже табл. 2 в зависимости от желаемого значения эффективности процесса E и весовой скорости воздуха в камере.

Таблица 2

E	Весовая скорость воздуха						
	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
	Значение ε_m						
0,65	1,15	0,96	0,83	0,72	0,65	0,62	0,55
0,70	1,30	1,08	0,95	0,83	0,75	0,70	0,65
0,75	1,52	1,25	1,08	0,95	0,83	0,82	0,70
0,80	1,90	1,52	1,29	1,02	1,03	0,98	0,93
0,85	2,3	1,78	1,60	1,40	1,27	1,20	1,10
0,90	2,8	2,35	2,04	1,80	1,60	1,50	1,40
0,92	3,1	2,6	2,25	1,95	1,85	1,70	1,55
0,94	3,6	2,9	2,5	2,2	2,1	1,9	1,73
0,96	—	3,3	2,9	2,54	2,4	2,2	2,05
0,98	—	—	—	—	3,1	2,8	2,6

В данную таблицу автором введены некоторые коррективы (в результате устранения выпадания точек при графической интерпретации таблицы).

При наличии грубого и среднего распылений к величине ε_T вводятся поправочные множители. Иными словами, при грубом или среднем распыленнн и полнтропическом процессе

$$\varepsilon = \varepsilon_T \cdot \varphi. \qquad (а)$$

Значення φ зависят от сектора $I-d$ диаграммы, соответствующего значению тепловлажиостного отношеиия:

для I сектора

$$\varphi_I = \frac{\xi \cdot \Omega - \psi(\xi - r)}{r}; \qquad (б)$$

для III сектора

$$\varphi_{III} = \Omega; \qquad (в)$$

для IV сектора

$$\varphi_{IV} = \frac{\xi \cdot \Omega - \psi \cdot r}{\xi \cdot r}; \qquad (г)$$

$\xi = \frac{I_к - I_н}{d_к - d_н} \cdot 1000$ — тепловлажностиое отношенне; $r = (595 + 0{,}46\, t_w) - t_w = (595 - 0{,}54 t_w)$ — скрытая теплота испаряющейся воды, соответствующая ее средней температуре; ψ — коэффициент, учитывающий эффективность распыла; для грубого распыла $\psi = 0{,}44$, а для средиего $\psi = 0{,}28$; Ω — коэффициент, учнтывающий влияние орошеиия каплеуловнтеля.

Велнчину Ω следует брать из табл. 3.

Таблица 3

Виды камер орошения	Секторы		
	I	III	IV
	Значение Ω		
Горизонтальные камеры с орошением каплеуловителя	0,86	0,72	0.72
То же, но без орошения каплеуловителя	0,86	0,86	0,86
Вертикальные камеры	1	1	1

При грубом и средием распылеиии и адиабатическом процессе

$$\varepsilon = \varepsilon_T \cdot \psi. \qquad (д)$$

Расчетные даииые, приводимые С. А. Рысиным, относятся к следующим весовым скоростям движения воздуха в ороснтельной камере:

прн грубом и средием распылении 2,4 — 3,6 *кг/м²сек;*
прн тонком распылении . . . . 1,8 — 2,4 *кг/м²сек.*

При двух рядах форсуиок длиа оросительной камеры (без каплеуловителей) должна быть 1600 *мм,* а при трех рядах 2200 *мм.*

В американской практике размеры горизонтальных оросительных камер устанавливают по ряду условий, которые, по мнению специалистов, дают оптимальное решение:

1) тип форсунок V-1 грубого орошения, их производительность 400—500 *л/час,* в средием 450 *л/час;*

2) число форсунок — 10 штук иа 1 *м²* поперечного сечения

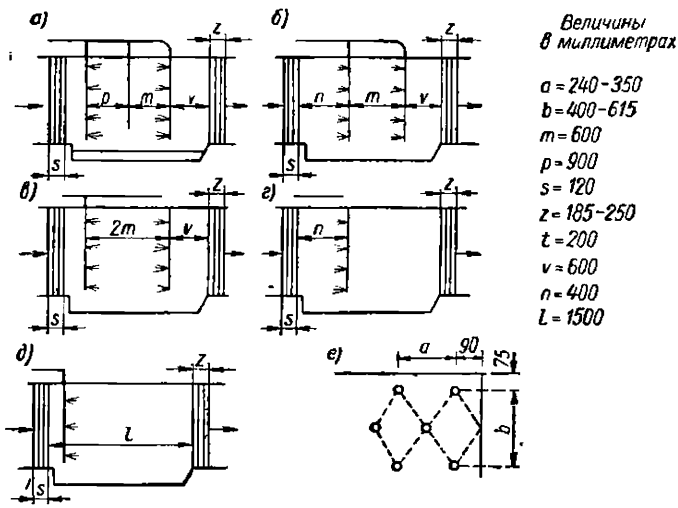


Рис. 26

камеры орошения;

3) давление воды 1—2 *ати.*

Каплеуловители в конце камеры (по ходу воздуха) орошаются водой. Поверхность каплеуловителей 1,1—1,25 *м²* иа каждые 1000 *м³/час* обрабатываемого воздуха.

Форсунки, орошающие каплеуловитель, расположеиы в один ряд на расстоянии 75 *мм* одна от другой. Количество орошающей каплеуловитель воды 2200—3000 *л/час* на 1 *м* ширииы камеры, но не менее 600 *л/час* иа 1 *м²* поперечного сечения.

Схемы оросительных камер с указанием осиовных размеров даны на рис. 26.

Значеиия характеристнки и велнчины коэффициента орошения для камер указанного типа можио брать из табл. 4.

Таблица 4

Количество рядов форсунок		R_0, или E	R_{ay}	Σ
по потоку	против потока			
1	—	0,65	0,60—0,70	0,4—0,5
—	1	0,60	0,65—0,75	0,4—0,5
2	—	0,85	0,85—0,90	0,8—1,0
1	1	0,90	0,90—0,95	0,8—1,0
—	2	0,95	0,90—0,95	0,8—1,0
1	2	1,0	1,0	1,2—1,5

При этом следует иметь в виду, что данные таблицы относятся к условию $\Delta I > 5$ и скорости воздуха 2—3 *м/сек* (2,5—3,5 *кг/м²·сек*).

Как видно из таблицы, при трех рядах форсунок удается достигнуть идеального процесса тепло- и влагообмена, т. е. довести воздух до 100% влажности.

Учитывая, однако, несовершенство эксплуатации, лучше принимать за достижимый предел относительной влажности не 100%, а $90 \div 95\%$.

Сопоставляя приведенные выше коэффициенты орошения, взятые из американской практики, с коэффициентами, приводимыми в таблице справочника С. А. Рысина, видно, что американские данные ниже, чем данные, приводимые С. А. Рысиным. Поэтому пользоваться его таблицей можно вполне уверенно, так как она содержит, по-видимому, элемент запаса.

Камеры, для которых достигается идеальный процесс тепло- и влагообмена, имеют одно большое преимущество: дойдя до предельного конечного состояния, воздух при адиабатическом процессе не сможет дальше изменять его, даже если коэффициент орошения будет почему-либо сильно увеличиваться. При политропических процессах некоторое отклонение конечного состояния от $t_{w_{cp}}$ наблюдается, но оно незначительно. Таким образом, в подобных камерах предел изменения состояния воздуха при превышении расхода воды над расчетным сохраняется как бы автоматически. Увеличением расхода против расчетного очень часто пользуются для того, чтобы гарантировать эффект изменения параметров воздуха, поскольку расчет, проведенный по формулам (48) и (49), не может считаться точным. Если же в оросительной камере можно получить идеальный процесс, то любая точка состояния воздуха, лежащая на его линии, может быть достигнута уменьшением расхода воды.

§ 7. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ОРОСИТЕЛЬНЫЕ КАМЕРЫ

Из всех политропических процессов наибольшее практическое значение имеют процессы охлаждения воздуха, протекающие в III секторе $I—d$ диаграммы. Ввиду значительной стоимости холодной воды, как артезианской, так и искусственно охлажденной, встаёт вопрос об экономии расхода воды.

Для достижения экономии и получения глубокого охлаждения воздуха его пропускают последовательно через несколько оросительных камер, используя воду, собирающуюся в поддоне одной камеры, для подачи в форсунки следующей камеры. В этом случае *каждую камеру называют ступенью охлаждения*. Приме-

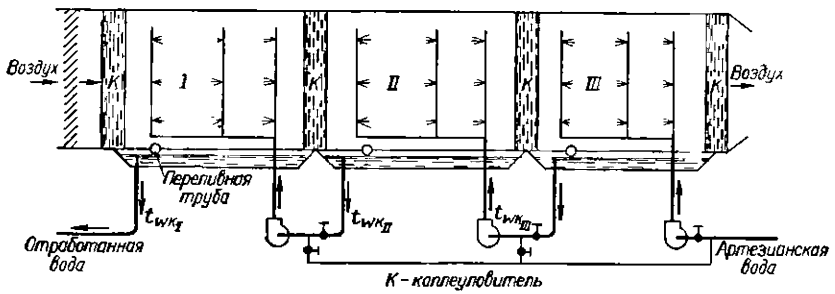


Рис. 27

нение двух и трех камер позволяет охладить воздух до $M > 5$ *ккал/кг*.

Принципиальная схема трехступенчатого охлаждения (пример многоступенчатой камеры) приведена на рис. 27. Между каждой ступенью охлаждения ставят каплеуловители.

Между 1-й и 2-й ступенями, а также между 2-й и 3-й их ставят для того, чтобы при изменяющихся наружных условиях можно было выключать отдельные ступени орошения. Схема включения отдельных ступеней позволяет в случае надобности включать одну, две или три ступени. Артезианская вода, температура которой $t_{wн}$, подается в III ступень и выходит оттуда, повысив свою температуру до $t_{wк_{III}}$. Эта температура является начальной для воды во II ступени, где она еще более нагревается, принимая конечную температуру $t_{wк_{II}}$. Затем, поступая в I ступень, обработанная вода покидает камеру с температурой $t_{wк_I} = t_{wк}$. В дальнейшем, если это будет надо, она может быть утилизирована для охлаждения кровли здания путем орошения.

Работа многоступенчатых камер почти не исследована. По-видимому, вследствие постепенного увеличения относительной

влажности воздуха по мере прохождения первой, второй и третьей ступеней потери тепла за счет конденсации влаги будут уменьшаться, а в третьей ступени охлаждение будет происходить главным образом за счет непосредственной передачи тепла от более теплого воздуха к более холодной воде. Поэтому три ступени не всегда целесообразно устраивать.

При расчете многоступенчатых камер следует помнить, что общий расход воды в каждой ступени можно принять одинаковым, так как одна и та же вода проходит все ступени последовательно, поэтому и коэффициенты орошения в отдельных ступенях проще принимать одинаковыми.

Расчет многоступенчатых камер дан в книге «Кондиционирование воздуха» под редакцией Н. В. Дегтярева (изд. 1955 г., стр. 124—127). Но так как эти камеры мало изучены, то трудно получить точное совпадение расчета с практическими результатами. Между тем на практике часто необходимо получить эффект охлаждения не менее заданного. *В таких случаях пользуются так называемыми гарантийными методами расчета,* которые обеспечивают при проектировании достаточный элемент запаса, дающий уверенность в том, что необходимый эффект охлаждения будет практически достигнут.

Приводим ниже подобный метод расчета.

Предположим, что заданы начальные параметры воздуха $t_н$, $\varphi_н$ и $I_н$, а также начальная температура воды $t_{wн}$. Кроме того, задана конечная температура воздуха $t_к$.

Учитывая некоторый нагрев воздуха от соприкосновения со стенками камеры и при прохождении через вентилятор, необходимо для запаса принимать в расчет более низкую конечную температуру воздуха, которую обозначим $t'_к$. Приняв ориентировочно нагрев в камере на 0, 25°, а в вентиляторе на 0,5° получаем

$$t'_к = t_к - 0,\ 75°.$$

Приняв конечную относительную влажность воздуха $\varphi_к = 95\%$, можно определить конечное теплосодержание воздуха $I'_к$.

Тогда, пользуясь уравнениями

$$I_н - I'_к = \varepsilon \cdot \Delta t_w = \varepsilon (t_{wк} - t_{wн})$$

и задаваясь коэффициентом орошения ε, имеем

$$\Delta t_w = \frac{I_н - I'_к}{\varepsilon} \quad \text{и} \quad t_{wк} = t_{wн} + \Delta t_w.$$

Далее можно определнть перепад температуры воды в каждой из ступеней (считая эти перепады одинаковыми) по формуле

$$\Delta t'_w = \frac{I_н - I'_к}{n \cdot \varepsilon},$$

где n — число ступеней охлаждения

Очевидно, коиечиая температура отдельных ступеией

$$t_{wкn_0} = t_{wн} + \Delta t'_w (n - n_0 + 1),$$

где n — общее число ступеней;

n_0 — иомер ступени.

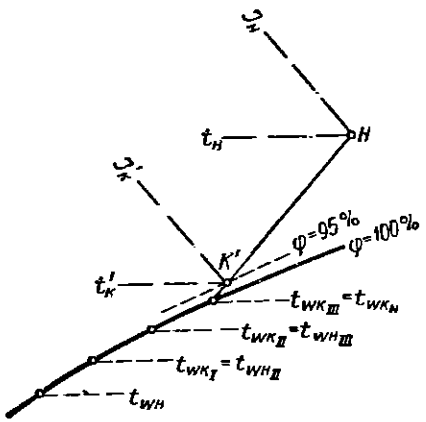


Рис 28

Если считать (см. рис. 21), что параметры воздуха будут изменяться по линии, соединяющей точку начального состояния с точкой коиечного состояния воды, то конечное состояние воздуха определится точкой пересечения прямой, проведенной от точкн начальиого состояния воздуха к точке $t_{wкn}$ последней ступени охлаждеиия воздуха с лииией $\varphi=95\%$, как это показано на рнс. 28.

Если температура воздуха $t'_к$, соответствующая этой точке пересечения, равна температуре, требующейся по заданию, расчет можно считать закоиченным.

Если температура $t'_к$ ниже заданной, следует уменьшить коэффициент орошения и число форсуиок, а если выше — увеличить до получения совпадения.

В тех случаях, когда вода после камеры используется, при определеиии ее температуры следует учесть нагрев ее в иасосах

в трубопроводах. Ориентировочно можно принять это повышение равным 1,5°.

Тогда температура используемой воды

$$t_{w_0} = t_{wк} + 1°{,}5.$$

Приведенный метод расчета на практике не проверен. Однако можно предполагать, что он будет достаточно надежен, так как содержит элемент значительного запаса

§ 8. ОРОШЕНИЕ ВОЗДУХА ГОРЯЧЕЙ ВОДОЙ (ВЛАЖНОЕ НАГРЕВАНИЕ ВОЗДУХА)

Рассмотрим случай, когда воздух орошают не холодной, а горячей водой, т. е. водой, температура которой выше начальной температуры воздуха по сухому термометру. Теоретически

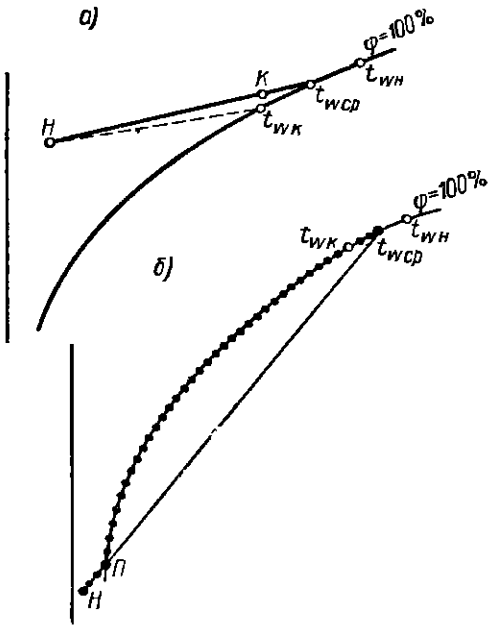


Рис. 29

процесс изменения состояния воздуха может быть показан на I—d диаграмме таким же образом, как и для холодной воды. Иными словами, процесс изменения состояния воздуха есть прямая, соединяющая точку начального состояния воздуха H с точкой на кривой насыщения, соответствующей средней температуре воды (рис. 29). Но здесь могут быть два характерных случая:

1) взаимное расположение точек H и $t_{w_{cp}}$ может быть таким, что прямая, характеризующая процесс изменения параметров воздуха, не будет пересекать кривую насыщения (рис. 29, *а*), но может иметь место и пересечение этой линии с кривой насыщения (рис. 29, *б*); в последнем случае в камере орошения образуется туман и процесс изменения состояния воздуха пойдет не по линии $H - t_{w_{cp}}$ (сплошная линия), а по ломаной кривой $H - П - t_{w_{cp}}$ (пунктирная линия); 2) конечная относительная влажность воздуха $\varphi = 100\%$, в то время как в первом случае она может и не быть достигнута, если, например, конечное состояние воздуха вследствие несовершенства процесса теплообмена будет характеризоваться точкой K (рис. 29, *а*).

Процесс нагревания воздуха при помощи орошения горячей водой может быть применен на практике только в том случае, когда обработанный водой воздух используется в помещении для поглощения тепла (вентиляция), а не для воздушного отопления. Действительно, наличие высокой влажности приточного воздуха, выходящего из камеры орошения (до 100%), и понижение его температуры, обусловливаемое компенсацией теплопотери помещения, неизбежно приведут к весьма высокой относительной влажности воздуха в помещении и даже к появлению тумана при конденсации части влаги из воздуха. При нагревании же воздуха за счет избыточного тепла, выделяющегося в помещении, этого явления может и не быть.

§ 9. УВЛАЖНЕНИЕ ВОЗДУХА ОСТРЫМ ПАРОМ

Наиболее простой способ увлажнения воздуха — подмешивание к нему водяного пара. Однако при этом способе воздух приобретает особый легкий специфический запах, поэтому он не получил большого распространения.

Проследим на $I—d$ диаграмме, как будет изменяться состояние влажного воздуха, определяемое точкой A (рис. 30), при увлажнении его острым паром.

При 100° и атмосферном давлении теплосодержание водяного пара составляет округленно 640 *ккал/кг*. Следовательно, при вводе в воздух a *кг* пара в него будет обязательно введено $a \cdot 640$ *ккал* тепла.

Отсюда тепловлажностное отношение

$$\xi = \frac{a \cdot 640}{a} = 640.$$

Таким образом, процесс изменения состояния воздуха пойдет по лучу +640. Линия этого луча лишь слегка отклоняется от линии постоянной температуры. Следовательно, *подмешивание пара к воздуху почти не отражается на температуре последнего, и*

процесс в первом приближении может считаться изотермическим.

Строго изотермический процесс может быть получен при подмешивании к воздуху пара, полученного путем испарения воды при температуре ниже 100°. Для этого достаточно нагреть воду в резервуаре до соответствующей температуры и, забирая полученный пар, подмешивать его к воздуху. При этом нельзя допускать, чтобы обрабатываемый воздух соприкасался с поверхностью воды, так как иначе может произойти дополнительный сухой теплообмен между поверхностью воды и воздухом. Конечное состояние воздуха $A_к$ при подмешивании к нему острого пара может быть легко определено по диаграмме, если известно, какое количество Δd[г] подмешенного водяного пара приходится на 1 *кг* сухого воздуха смеси.

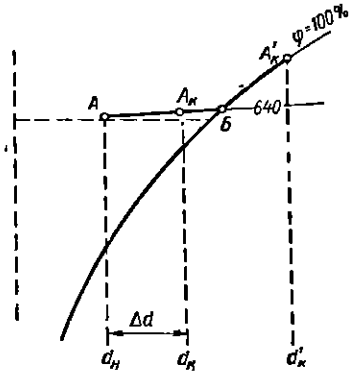


Рис. 30

Зная начальное влагосодержание воздуха $d_н$, определяют его конечное влагосодержание $d_к = d_н + \Delta d$ и находят точку конечного состояния воздуха на пересечении луча +640 с линией $d_к$.

Однако при этом следует иметь в виду, что если величина конечного влагосодержания $d'_к$ превысит количество влаги, насыщающей воздух при данной температуре, то состояние воздуха начинает в дальнейшем изменяться по кривой насыщения $\varphi = 100\%$, причем процесс завершится в точке $A'_к$, соответствующей пересечению линии $d'_к$ и кривой насыщения.

Таким образом, в последнем случае процесс изменения состояния воздуха (на графике) будет ломаная линия $АБА'$; в конечной своей части он не будет уже изотермическим.

§ 10. УВЛАЖНЕНИЕ ВОЗДУХА ПЕРЕГРЕТОЙ ВОДОЙ

Если через форсунки разбрызгивать перегретую воду, то она будет превращаться в пар вследствие изменения давления. Теплосодержание перегретой воды равно ее температуре (теплоемкость воды равна 1).

Напишем уравнение теплового баланса, отнесенное к 1 *кг* сухого воздуха,

$$I_н + \varepsilon \cdot t_{wн} = I_к + \left(\varepsilon - \frac{\Delta d}{1000}\right) t_{wк}, \qquad (50)$$

где $I_н$ и $I_к$ — начальное и конечное теплосодержание воздуха;
$t_{wн}$ и $t_{wк}$ — начальная и конечная температура воды;
Δd — приращение влагосодержания воздуха.

Пренебрегая малой величиной $\frac{\Delta d}{1000}$ и считая, что *при идеальном процессе конечная температура воздуха равна конечной температуре воды* $t_к = t_{wк}$, имеем

$$I_к - I_н = \varepsilon (t_{wн} - t_к). \qquad (51)$$

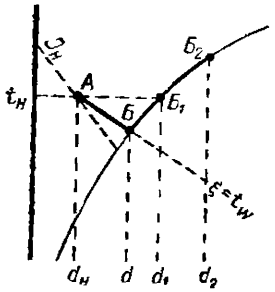


Рис. 31

Тепловлажностное отношение ξ для рассматриваемого случая

$$\xi = \frac{a \cdot t_{wн}}{a} = t_{wн},$$

где a — количество разбрызгиваемой воды в граммах или килограммах;
$t_{wн}$ — начальная температура перегретой воды.

Если показать процесс изменения состояния воздуха на I d диаграмме (рис. 31), то увидим, что в зависимости от количества разбрызгиваемой воды растет и влагосодержание воздуха, а температура его по сухому термометру понижается. Если влагосодержание воздуха превысит величину d, соответствующую состоянию насыщения, температура воздуха по сухому термометру начнет возрастать. При возрастании влагосодержания до величины d_1 температура воздуха станет равной начальной. На диаграмме это состояние воздуха изобразится точкой $Б_1$. При дальнейшем увеличении количества разбрызгиваемой воды температура воздуха начнет возрастать выше первоначальной (точка $Б_2$).

§ 11. ОБЩИЕ СООБРАЖЕНИЯ О ХАРАКТЕРЕ РАСПЫЛЕНИЯ ВОДЫ ПРИ КОНТАКТЕ ЕЕ С ВОЗДУХОМ

Выше было указано, что степень распыления воды при ее контакте с воздухом может быть различной. Влияние степени распыления воды на ход процесса теплообмена имеет существенное значение. Действительно, при определенном диаметре капель воды и определенном времени ее контакта с воздухом процесс теплообмена пойдет следующим образом: сначала капля будет нагреваться или охлаждаться (в зависимости от соотно-

шения температуры воды и воздуха), при этом температура капли изменяется и процесс теплопередачи становится нестационарным. Когда температура капли достигнет температуры воздуха по влажному термометру и наступит адиабатический процесс теплообмена, температура капли перестанет изменяться во времени, т. е. процесс теплообмена станет стационарным. Это обстоятельство — основное свойство адиабатического процесса.

Таким же важным свойством адиабатического процесса является понижение температуры воздуха по сухому термометру и увлажнение его. Поэтому, если требуется осушка воздуха и значительное охлаждение или нагревание его, т. е. требуется значительное уменьшение или увеличение теплосодержания воздуха, процесс теплообмена должен быть нестационарным. Для этого необходимо увеличить капли воды настолько, чтобы за время контакта с воздухом процесс не мог перейти в адиабатический. Поэтому мелкий распыл целесообразен только для процессов адиабатического увлажнения. Чем больше процесс теплообмена отклоняется от адиабаты (прямая t_{w_4} на рис. 14), тем крупнее должен быть распыл по сравнению с процессами *3* и *5*. Кроме того, следует учитывать влияние диаметра капелек на время контакта с воздухом. Действительно, в горизонтальных камерах при параллельном токе крупные капли выпадают в поддон быстрее мелких. Поэтому для увеличения времени нахождения крупных капель в воздухе необходимо увеличивать скорость движения воздуха или скорость выхода капель из форсунки, а также и длину камеры.

При противотоке вследствие тормозящего действия воздуха увеличение скорости воздуха не способствует увеличению времени нахождения капель в нем; следовательно, увеличение скорости воздуха вряд ли целесообразно.

Из рис. 24, *а* видно, что частицы воздуха, проходящие через верхнюю часть горизонтальной камеры, омывают меньшее количество капель, чем частицы, проходящие через нижнюю ее часть. В силу этого выгоднее делать горизонтальные камеры высокими и узкими. Тогда объем верхней части камеры, в которой контакт между водой и воздухом менее интенсивен, станет меньше по отношению к общему объему камеры.

§ 12. СУХОЕ НАГРЕВАНИЕ И СУХОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА

Если влажный воздух ввести в соприкосновение с сухой по- то воздуху будет сообщаться определенное количество тепла, ратура воздуха, например, пропуская воздух через калорифер, то воздуху будет сообщаться определенное количество тепла, причем влагосодержание его при этом изменяться не будет Сле-

довательно тепловлажностное отношение для этого случая будет

$$\xi = \frac{Q}{o} = +\infty$$

Процесс изменения состояния воздуха изобразится на $I—d$ диаграмме вертикальной линией $A_н Б_к$ (рис. 32). Точка $A_н$ соответствует начальному, а $Б_к$ конечному состоянию воздуха.

Точку $Б_к$ можно определить из уравнения

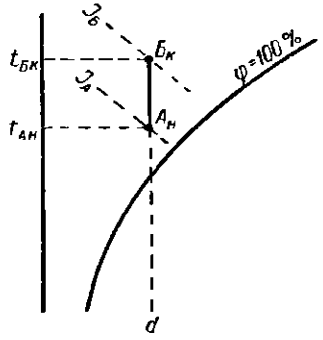


Рис. 32

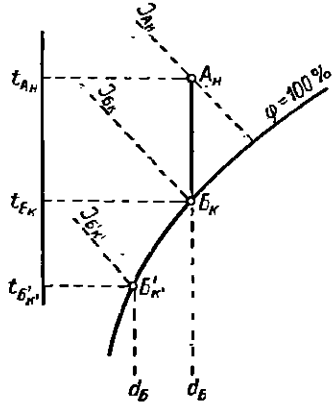


Рис. 33

$$G \cdot (I_{Б_к} - I_{A_н}) = k \cdot F \left(t'_{ср} - \frac{t_{Б_к} + t_{A_н}}{2} \right) = Q, \qquad (52)$$

где G — количество нагреваемого воздуха в *кг/час;*

$I_{Б_к}$ и $I_{A_н}$ — конечное и начальное теплосодержание воздуха в *ккал/кг;*

k — коэффициент теплопередачи нагревателя в *ккал/час · м² град*;

F поверхность нагревания нагревателя в *м²*;

$t'_{ср}$ — средняя температура теплоносителя, подаваемого в нагреватель;

$t_{Б_к}$ и $t_{A_н}$ — конечная и начальная температура воздуха.

При соприкосновении воздуха с сухой поверхностью, имеющей температуру более низкую, чем температура воздуха, например, пропуская воздух через поверхностный охладитель, воздух будет терять тепло.

Тепловлажностное отношение при этом

$$\xi = \frac{-Q}{o} = -\infty.$$

Так как до достижения воздухом точки росы количество содержащейся в нем влаги остается неизменным, процесс сухого охлаждения в пределах от $t_н$ до τ изобразится на $I—d$ диаграмме прямой, но в отличие от процесса нагревания направления линия процесса будет идти вниз, а не вверх (рис. 32), т. е. от точки $Б_к$ к точке $A_н$.

Для данного диапазона охлаждения действительно уравнение (52), переписанное с учетом изменения направления процесса, т. е.

$$G \cdot (I_{A_н} - I_{Б_к}) = k \cdot F \left(\frac{t_{A_н} + t_{Б_к}}{2} - t'_{ср} \right) = Q', \qquad (53)$$

где Q' — количество отнятого тепла.

При $t_в < \tau$ начнется выпадение из воздуха конденсата (рис. 33). Тогда уравнение (53) примет более сложный вид:

$$G \cdot (I_{A_н} - I_{Б'_к}) = k \cdot F \left(\frac{t_{A_н} + t_{Б_к}}{2} - t'_{ср} \right) + \left(\frac{d_{Б_н} - d_{Б'_к}}{1000} \right) \cdot i_{Б'_к}. \qquad (54)$$

В уравнении (54) величина

$$\left(\frac{d_{Б_н} - d_{Б'_к}}{1000} \right) i_{Б'_к}$$

представляет собой теплосодержание конденсата, выпавшего из воздуха и отведенного от поверхностного охладителя. Из сопоставления рис. 33 с рис. 22 видно, что при мокрой осушке параметры воздуха изменяются по прямой, соединяющей точки A и C, а при сухой осушке — сначала по вертикальной прямой, а затем по кривой насыщения. Процесс изменения параметров воздуха при сухом охлаждении точно соответствует рис. 33, если температура холодной поверхности постепенно понижается по мере понижения температуры воздуха и не вызывает конденсации в самом начале процесса. При низких температурах холодной поверхности, когда с нею соприкасается не вся толща воздушного потока, возможно выпадение конденсата и даже снега в самом начале процесса из слоев воздуха, непосредственно соприкасающихся с холодной поверхностью. В этом случае уменьшение влагосодержания d начнется с самого начала процесса и линия, изображающая его на диаграмме, будет напоминать линию процесса мокрого охлаждения. Отметим, что в последнем процессе с капельками холодной воды соприкасается вся толща воздушного потока.

§ 13. СУШКА ВОЗДУХА СОРБЦИЕЙ

При помощи охлаждения трудно добиться значительного уменьшения влагосодержания воздуха. Поэтому в тех случаях, когда надо значительно уменьшить влагосодержание воздуха, приходится *прибегать к осушке его сорбцией.* Вводя воздух в соприкосновение с особыми веществами-сорбентами, которые жадно поглощают влагу, можно достигнуть гораздо больших результатов, чем при охлаждении воздуха. *Сорбенты бывают двух видов*: твердые (силикагель, активизированный глинозем и др.) и жидкие (раствор хлористых кальция, магния, лития и др). Твердые сорбенты представляют собой небольшие кусочки сорбирующего вещества, погружаемые в наполнительный фильтр, через который пропускают воздух. Проходя через такой фильтр, воздух осушается. Жидкий сорбент (в виде водного раствора хлористых солей) разбрызгивается соплами в виде капельного дождя. Воздух пропускают через орошаемое пространство, и влага из воздуха переходит в раствор, уменьшая его концентрацию.

Если твердый или жидкий сорбент имеет начальную температуру, равную начальной температуре воздуха, то процесс поглощения влаги происходит без притока или отвода тепла извне. Поэтому можно написать следующее уравнение теплового баланса:

$$I_н - \frac{(d_н - d_к)}{1000} t_к = I_к. \tag{55}$$

Для этого случая тепловлажностное отношение будет

$$\xi = \frac{I_к - I_н}{\frac{d_к - d_н}{1000}} = \frac{\left(\frac{d_н - d_к}{1000}\right) t_к}{-\left(\frac{d_н - d_к}{1000}\right)} = -t_к. \tag{56}$$

Так как луч $\xi = -t_к$ по своему направлению мало отличается от луча $\xi = 0$, то в первом приближении можно считать, что процесс протекает при постоянном теплосодержании ($I = \text{const}$) и, следовательно, представляет собой адиабатический процесс, но направленный в сторону, обратную той, которая имеется при обработке воздуха водой. Таким образом, на $I-d$ диаграмме легко построить идеальный процесс осушки воздуха сорбцией, как это показано на рис. 34. Процесс теплообмена можно в первом приближении представить так: при переходе влаги в сорбент выделяющаяся скрытая теплота конденсации (испарение) нагревает сорбент и передается от него воздуху посредством явного теплообмена. Температура сорбента устанавливается при этом на таком уровне, который соответствует балансу

тепла, т. е. когда количество скрытого тепла, передаваемого от воздуха к сорбенту, будет равно количеству явного тепла, передаваемого от сорбента к воздуху. Как видно из рисунка, температура воздуха после прохождения слоя сорбента возрастает довольно сильно. В зависимости от начального состояния воздуха конечная температура его может доходить до +40—+50°.

Определив температуру $t_к$, соответствующую точке конечного состояния воздуха, можно уточнить построение, подставив полученное значение $t_к$ в формулу (56), как это показано штрихпунктирной линией. Очевидно, реальный процесс сорбции не пойдет до точки $Б_1$, соответствующей $d = 0$ и $\varphi = 0\%$, а закончится несколько ранее в точке $Б_2$.

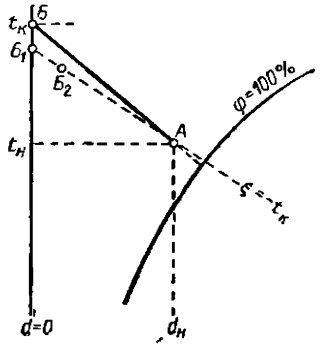


Рис. 34

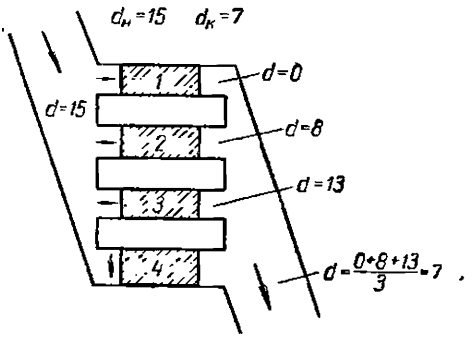


Рис. 35

Эффективность процесса при сухом сорбенте близка к 1, так как воздух выходит из сорбента с относительной влажностью $\varphi \approx 0\%$. Однако по мере увлажнения сорбента эффективность процесса уменьшается и воздух начинает покидать сорбент с все постепенно возрастающей относительной влажностью. Поэтому воздух приходится пропускать через ряд параллельно расположенных фильтров, включая их постепенно один за другим, а один из фильтров — выключать и подвергать регенерации. Для регенерации (сушки) увлажнившегося сорбента приходится нагревать его до 150—300° (в зависимости от того, какой сорбент). Схема включения сорбционных фильтров показана на рис. 35.

Фильтр *1* свежий. Фильтр *4* выключен для регенерации. По окончании регенерации его включают в работу как свежий, а фильтр *3* выключается для регенерации. Таким образом, удается сохранить колебание относительных влажностей общего потока воздуха в сравнительно небольших пределах. На практи-

ке, когда заменяют отработавший фильтр новым, некоторая часть теплосодержания воздуха расходуется на первоначальное нагревание сорбента. Поэтому линия реального процесса отклоняется на I—d диаграмме несколько вниз от теоретической линии $\xi = -t_к$ (см. рис. 34).

Жидкие сорбенты обычно не доводят относительную влажность воздуха до $\varphi = 0\%$. Минимум относительной влажности, достигаемый при применении хлористого лития $\varphi = 14—23\%$, хлористого магния $\varphi = 37—2\%$, а хлористого кальция $\varphi = 45—48\%$.

Преимущество жидких сорбентов — возможность непрерывной регенерации сорбента. Действительно, при пропускании воз-

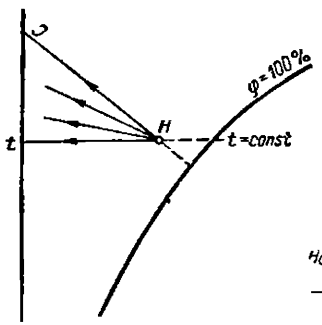


Рис. 36

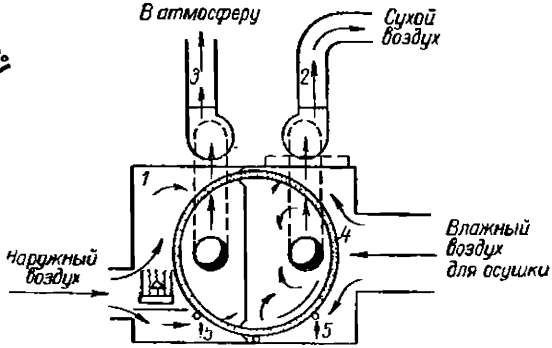


Рис. 37

духа через дождь сорбента последний, получая влагу от воздуха, разбавляется и сорбционная способность его уменьшается. Для поддержания концентрации раствора и, следовательно, его сорбционной способности на одинаковом уровне можно в процессе циркуляции сорбента непрерывно выпаривать из него лишнюю воду, пропуская ее через кипятильник, затем охлаждать в охладителях и снова подавать в форсунки.

Степень охлаждения жидкого сорбента можно регулировать в широких пределах, отводя тем самым из процесса часть тепла. Значит, можно регулировать и степень наклона прямой, отображающей процесс изменения параметров воздуха, и достигнуть при желании изотермического процесса (рис. 36).

Однако в отличие от процесса увлажнения воздуха этот процесс пойдет не слева направо, а справа налево.

Необходимость включать и выключать отдельные агрегаты, заполненные сорбентом, и переключать отработавшие фильтры на режим регенерации весьма усложняют эксплуатацию установок по осушке воздуха. С точки зрения упрощения эксплуата-

ции представляет большой интерес следующая схема устройства (рис. 37).

Сорбентом заполняется кольцевое пространство между двумя сетчатыми стенками цилиндра *4*, вращающегося на роликах *5* Цилиндр расположен внутри камеры, разделенной на две части. Правая часть камеры служит для осушки воздуха, левая — для регенерации сорбента. Осушаемый воздух подводят к правой части камеры, и он под действием вакуума, создаваемого в цилиндре вентилятором *2*, просасывается через слой сорбента. Отсасывающее отверстие расположено в торце цилиндра.

Из той части цилиндра, которая находится в левой камере, воздух также отсасывается из цилиндра при помощи вентилятора *3*. Этот вентилятор забирает наружный воздух, предварительно нагретый открытой горелкой, через регенерирующую часть цилиндра, обеспечивая и регенерацию сорбента. Часть наружного воздуха при этом проходит снизу горелки и не подогревается. Эта часть воздуха служит для охлаждения сорбента после его регенерации.

Вращение цилиндра в направлении, указанном стрелкой, позволяет осуществлять одновременно и осушку воздуха и регенерацию отработавшего сорбента.

В правой камере, служащей для осушки воздуха, благодаря вращению цилиндра имеется как слой совершенно сухого сорбента (внизу), так и насыщенного влагой (наверху). Поэтому средняя степень насыщения сорбента влагой сохраняется во времени постоянной, а это обеспечивает неизменяющийся во времени эффект осушки.

§ 14. КОМБИНИРОВАННЫЕ ПРОЦЕССЫ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА

Как видно из предыдущего, изменение состояния воздуха может быть осуществлено различными способами, причем направление линии, показывающей изменение состояния воздуха на *I—d* диаграмме, для каждого способа вполне определенное. На рис. 38 нанесены линии возможного изменения состояния воздуха. Прямая *1* соответствует процессу сухого охлаждения, *2* — адиабатическому увлажнению, *3* — увлажнению острым паром (почти изотермический процесс), *4* — сухому нагреванию, *5* — осушке при помощи твердого сорбента, *6* — осушке при помощи жидкого охлаждаемого сорбента. Заштрихованная зона, ограниченная касательными, проведенными из точки $A_н$ начального состояния воздуха и кривой насыщения ($\varphi = 100\%$), является зоной возможного изменения состояния воздуха при помощи орошения водой различной температуры. Между тем в

практике часто возникает вопрос о необходимости изменять параметры воздуха, определяемые точкой $Б_к$, для достижения которой ни один из возможных процессов обработки воздуха не пригоден.

В таких случаях пользуются комбинированными процессами обработки воздуха, сочетая различные методы обработки так, чтобы получить желаемый результат.

Покажем на примере возможные варианты обработки воздуха для перевода его из состояния *А* в состояние *Б* (рис. 39).

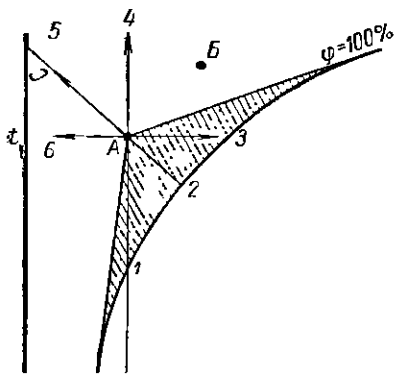


Рис. 38

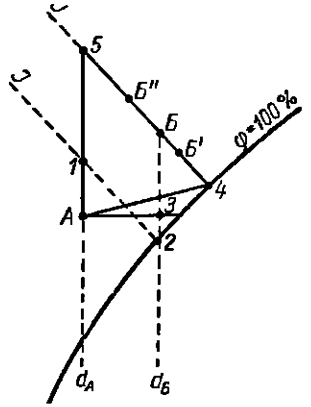


Рис. 39

Вариант 1. Путем сухого подогревания (в калорифере) доводят состояние воздуха до точки *1*, затем обрабатывают его в адиабатической увлажнительной камере, доводя до точки *2*. После этого воздух снова подвергают сухому нагреванию, пока он не достигнет точки *Б*.

Вариант 2. Увлажняют воздух острым паром, доводя его состояние до точки *3*, а затем путем сухого нагревания доводят до точки *Б*.

Вариант 3. Воздух увлажняют горячей водой, доводя его состояние до точки *4*, а затем переводят в состояние *Б* при помощи обработки твердым сорбентом.

Вариант 4. Путем сухого нагревания доводят состояние воздуха до точки *5*, а затем обрабатывают его в камере адиабатического увлажнения, останавливая изменение параметров воздуха в точке *Б*.

Из всех вариантов наиболее сложен 1-й вариант, так как он в отличие от остальных состоит из трех ступеней обработки воздуха, а остальные — из двух. Однако этот вариант практически наиболее удобен и дешев. Это объясняется тем, что сухое нагре-

ание и адиабатическое увлажиение при помощи рециркуляционной воды гораздо дешевле, чем, например, использование сорбентов. Удобен он потому, что изменение состояния воздуха дальше точки *2* пойти не может, поэтому конец процесса увлажнения регулируется как бы автоматически. В остальных же вариантах конец процесса увлажнеиия или сорбции должен специально регулироваться, чтобы вместо точкн *Б* не получить точки *Б′* нли *Б″*.

Приведенные вариаиты ие исчерпывают всех возможных случаев. Рассмотрим еще один варнант (рнс. 40). Переводя состояиие воздуха из точки *А* в точку *1* путем сухого нагревания в калорифере, часть воздуха путем нагреваиия во втором калорифере переводят в состояние, определяемое точкой *2*, и пропускают затем через адиабатическую камеру. Состояние воздуха после прохождения камеры отобразится точкой *3*. Смешивая воздух, состояние которого определяется точкой *1*, с воздухом, прошедшим адиабатнческое увлажнение, получают необходнмые параметры смеси, определяемые точкой *Б*.

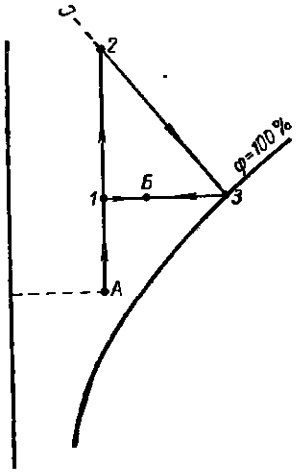


Рис. 40

Часть воздуха, нагреваемого во 2-ом калорнфере н приходящего через адиабатическую камеру, определяют отношеиием отрезков *1—Б* и *Б—3*.

Особенность этого варианта — перепуск части воздуха, помимо второго подогревания и прохождения адиабатнческой камеры, и последующее его подмешивание к воздуху, прошедшему две последние ступени обработки.

§ 15. ЗАДАЧИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И РАСЧЕТНЫЙ КЛИМАТ

Задача кондиционирования воздуха — поддержание в помещении тех или иных наперед заданных значений его параметров. Колебаиия их допустимы только в строго заданиых пределах. Параметры воздуха строго регламеитированы нормами для практнки — температура воздуха $t_в$ и относительная влажность его $\varphi_в$. Обычно различают два внда требований, предъявляемых к воздуху:

1) температура воздуха ие должна выходить из заданиых пределов $t_{в\,min}$ и $t_{в\,max}$;

2) относительная влажность воздуха не должна выходить из заданных пределов $\varphi_{в\,min}$ и $\varphi_{в\,max}$.

Указанные требования могут быть отображены на I—d диаграмме (рис. 41) в виде некоторой заштрихованной площади. Любая точка, лежащая в пределах этой площади, будет удовлетворять этим требованиям.

Заштрихованная площадь называется зоной допустимых колебаний параметров воздуха в помещении, или (сокращенно) *зоной внутреннего климата.*

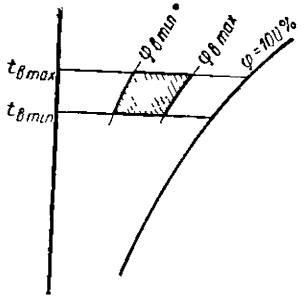


Рис. 41

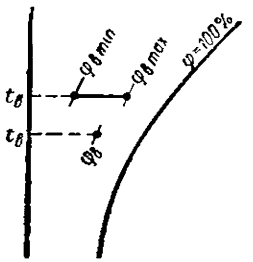


Рис. 42

Если в помещении необходимо поддерживать определенную строго заданную температуру, а колебания относительной влажности допустимы в определенных пределах, зона внутреннего климата (на графике) превращается в прямую линию (рис. 42). Если в помещении надо поддерживать строго заданные температуру и относительную влажность, то зона внутреннего климата будет выражена точкой. Для обозначения перечисленных выше двух случаев желательно ввести определенную терминологию, которая, к сожалению, пока отсутствует. Обычно случай когда в помещении нужно поддерживать заданные температуру и относительную влажность, *называют полным кондиционированием* (точка на I—d диаграмме), а случай когда поддерживают только одну температуру (линия на I—d диаграмме), *неполным кондиционированием.* Поскольку все устройства по обработке воздуха в камере кондиционирования зависят от параметров наружного воздуха, возникает вопрос, какие параметры наружного воздуха следует принимать за расчетные. Действительно, нерационально требовать, чтобы кондиционер обеспечивал заданные параметры внутреннего воздуха при таких параметрах наружного воздуха, которые наблюдаются, допус-

тим, один раз в течение двадцати пяти лет. Очевидно, кондиционер должен обеспечивать заданный внутренний климат лишь при таких параметрах наружного воздуха, которые могут наблюдаться довольно продолжительное время в течение года. Для внесения в этот вопрос определенности в настоящее время принимают следующие расчетные параметры наружного воздуха (табл 5).

Таблица 5

Класс кондиционера	Лето	Зима
I	Абсолютная максимальная наружная температура	Абсолютная минимальная наружная температура
II	Полусумма абсолютной максимальной температуры и средней в 13 *час* дня за наиболее жаркий месяц	Расчетная наружная температура отопления
III	Средняя наружная температура в 13 *час* дня за наиболее жаркий месяц	Расчетная температура вентиляции

Приведенные данные имеют два недостатка:

1) сведения о расчетной относительной влажности наружного воздуха отсутствуют; причина та, что в сводках метеорологических наблюдений температура воздуха и относительная его влажность отмечаются независимо друг от друга;

2) неизвестно, сколько часов в году кондиционер не сможет обеспечить заданные параметры внутреннего воздуха.

Устранить указанные недостатки помогли работы Л. Б. Успенской по выявлению метода отображения пределов вероятных колебаний параметров наружного воздуха на *I—d* диаграмме.

Согласно этим работам, на *I—d* диаграмму можно нанести кривую, ограничивающую комбинации температуры и влажности за достаточно длительный период наблюдений (не менее 10 лет). Тогда *площадь, ограниченную этой кривой, можно рассматривать как зону возможных изменений параметров наружного воздуха в данном географическом пункте*, или (сокращенно) как «наружный климат». Если внутренний и наружный климат заданы, то *задача кондиционирования сводится к тому, чтобы при любом состоянии наружного воздуха, лежащего в пределах зоны наружного климата, состояние внутреннего воздуха не выходило за пределы зоны внутреннего климата. Те пе-*

риоды времени, в течение которых данное условие не выполняется, называются длительностью нарушения расчетных условий, или (сокращенно) *длительностью нарушения*. В зависимости от назначения кондиционера длительность нарушения может быть допущена разная. Если кондиционирование предназначено для сохранения качества какого-либо продукта, то при достаточно коротком периоде нарушения изменение условий в помещении не успеет сказаться на изменении свойств продукта. Можно полагать, что сумма кратких нарушений расчетных условий, перемежающихся во времени менее опасна, чем равновеликое по времени непрерывное нарушение их. Однако в настоящее время можно учитывать только вероятную общую суммарную длительность нарушения в течение года, не разбивая ее на отдельные периоды.

С некоторым приближением наружный климат может быть отображен на I—d диаграмме площадью, ограниченной сверху линиями некоторой максимальной температуры, максимального влагосодержания и максимального теплосодержания (рис. 43). Левая и правая стороны площади ограничены кривыми линиями минимальной и максимальной относительной влажности. Снизу площадь ограничивается линией изотермы минимальной температуры.

Если на I—d диаграмме отображены внутренний и наружный климат, то можно приступать к проектированию процесса кондиционирования, т. е. к выбору способов отработки воздуха в кондиционере. Само собой разумеется, что из всех возможных способов обработки необходимо выбрать наиболее простой и дешевый как в отношении первоначальных, так и в отношении эксплуатационных затрат на охлаждение и нагревание воздуха. Кроме того, нужно стремиться к тому, чтобы число устройств автоматического регулирования было минимальным, а сами устройства, по возможности, просты.

При проектировании процесса кондиционирования, естественно, необходимо учитывать допустимую длительность нарушения расчетных условий. В зависимости от избранных способов обработки воздуха нарушения могут быть как зимой, так и летом при том или ином состоянии наружного воздуха. Поэтому приходится проектировать кондиционер, учитывая стремление решить идеальную задачу, т. е. свести период нарушений к нулю. Так как решение такой задачи требует большей частью очень сложных и дорогостоящих устройств, допускают необеспеченность эффекта кондиционирования некоторой части «площади» наружного климата, для которой обеспечить должную работу кондиционера особенно трудно. Затем, пользуясь методом Л. Б. Успенской, можно подсчитать число часов нарушения, со-

ответствующих «площади нарушения», и сопоставить его с заданным. Для упрощения задачи можно, заранее наметив величину и расположение «площади нарушения», проектировать кондиционер так, чтобы полностью обеспечить внутренний климат при изменении параметров наружного воздуха в пределах оставшейся «площади наружного климата». Такое стремление до известной степени наблюдается при дифференциации требований к кондиционерам различных классов.

Чтобы уменьшить расход тепла и холода, чрезвычайно важно, когда это возможно, применять рециркуляцию воздуха. По-

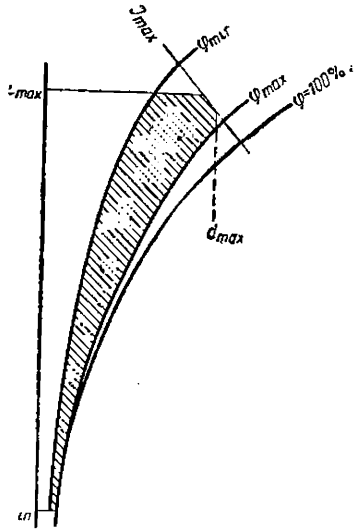


Рис. 43

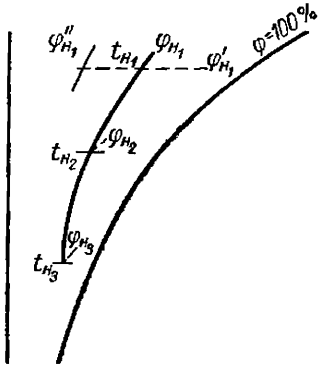


Рис. 44

скольку полная рециркуляция не допускается из-за постепенного повышения концентрации CO_2, приходится применять частичную. Обычно количество свежего воздуха не должно быть менее 10% от общего воздухообмена, во всяком случае оно должно быть не менее нормы, необходимой для дыхания.

В некоторых случаях зона внутреннего климата может быть ограничена температурами, довольно значительно различающимися между собой, например $t_{в\,max} = +23°$, $t_{в\,min} = +15°$. Понятно, что поддерживать температуру $+23°$ в летнее время легче, чем $+15°$, а зимой — наоборот. Поэтому при проектировании процесса обработки воздуха, соответствующего максимальной

наружной температуре, следует ориентироваться на создание внутренней температуры, равной $t_{в_{max}}$, а при минимальной наружной температуре — на создание в помещении температуры, равной $t_{в_{min}}$.

В настоящее время распространен способ выражения наружного климата посредством характерного соотношения между температурой наружного воздуха $t_{нар}$ и соответствующей этой температуре относительной влажностью $\varphi_{нар}$.

В этом случае наружный климат выражается некоторой кривой (климатическая линия), построенной по отдельным точкам: $t_{нар_1}$, φ_1; $t_{нар_2}$, $\varphi_{нар_2}$; $t_{нар_3}$, $\varphi_{нар_3}$ и т. д. (рис. 44).

Следует отметить, что характерные схемы компоновки кондиционеров, приведенные в справочнике С. А. Рысина (стр 378—385), насколько можно судить по приведенным схемам процессов обработки на I—d диаграммах, рассчитаны именно с учетом такой интерпретации наружного климата.

Указанный способ, как видно из предыдущего, не отображает возможных колебаний относительной влажности при одной и той же температуре наружного воздуха $t_{нар}$. Поэтому кондиционеры, рассчитанные по такому наружному климату, могут не обеспечить заданный внутренний климат, если, например, относительная влажность наружного воздуха при температуре $t_{нар_1}$ окажется равной $\varphi'_{нар_1}$ или $\varphi''_{нар_1}$. Поэтому расчет кондиционеров надежнее делать, учитывая зону наружного климата, как это было указано ранее.

§ 16. КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПРИМЕНЯЕМОЙ АВТОМАТИКИ

Значительное разнообразие свойств объектов регулирования и условий их работы вызывает необходимость применять различные схемы автоматического регулирования, в которых используются разнообразные комбинации имеющихся для этой цели приборов.

Приборы автоматического регулирования классифицируют прежде всего по виду и применяемой связи между управляющими и исполнительными органами. По этим признакам и делят автоматы на *гидравлические, пневматические и электрические.*

Кроме того, автоматы классифицируют по совокупности характеризующих их признаков.

По роду действия регуляторы могут быть прерывного и непрерывного действия. Различаются они тем, что при непрерыв-

ном изменении регулируемого параметра (температуры или влажности воздуха) исполнительный и управляющий органы в регуляторах прерывного действия действуют периодически, т. е. только после отклонения регулируемого параметра до определенного значения, а в регуляторах непрерывного действия — непрерывно.

По способу действия регуляторы бывают непосредственного действия и непрямого действия. При непосредственном действии исполнительный орган при изменении регулируемого параметра приводится в действие усилием, непосредственно возникающим в управляющем органе, а при непрямом действии — усилие, возникающее в управляющем органе, приводит в действие лишь вспомогательное устройство, открывающее доступ энергии от постороннего источника (сжатый воздух, электричество) в механизм, развивающий усилие, необходимое для перестановки исполнительного органа. *Самый механизм или устройство, производящее перестановку исполнительного органа, называется сервомотором. Сервомоторы могут быть электрические, пневматические, гидравлические, поршневые и др.*

По характеристике действия регуляторы прерывного действия могут быть разделены на *двухпозиционные и многопозиционные,* а регуляторы непрерывного действия — *на пропорциональные, астатические и изодромные.*

Двухпозиционный регулятор. При отклонении регулируемого параметра от заданного значения исполнительный орган переставляется только в одно из двух крайних положений, т. е. целиком открывает или целиком закрывает проход регулирующей среде (например, теплоносителю). Скорость перестановки при этом обычно велика, так что открытие совершается почти мгновенно. При двухпозиционном регуляторе получаются непрерывные колебания регулируемого параметра (например, температуры помещения). Двухпозиционные регуляторы применяют в тех случаях, когда эти колебания настолько незначительны, что не оказывают существенного влияния на режим помещений.

Многопозиционный регулятор. При изменении регулируемого параметра исполнительный орган перемещается не только в крайнее положение, но и может останавливаться на ряде промежуточных фиксированных положений (позиций).

Пропорциональный регулятор. Регулятор этого типа многопозиционный, но действует он не скачками, а более плавно. Так как перемещение исполнительного органа хотя и непрерывное, но складывается оно из некоторых минимальных перемещений (расстояний между позициями). Дело в том, что расход теплоносителя или разбрызгиваемой воды не всегда бу-

дет точно соответствовать тому расходу, который при данных условиях поддерживает нужную температуру или влажность воздуха регулируемых параметров в помещении на заданном уровне. Вследствие этого пропорциональные регуляторы (и многоступенчатые) не могут обеспечить точно заданных регулируемых параметров при изменении режима в вентилируемом помещении. *Создающиеся отклонения значений параметров от заданных называются остаточной неравномерностью.* Величину этой неравномерности можно регулировать при настройке автомата, поскольку при этом можно менять величину минимального перемещения той части исполнительного органа, которая участвует в регулировании.

Астатический регулятор. В регуляторах этого типа при отклонении регулируемого параметра от заданного значения исполнительный орган перемещается до тех пор, пока регулируемый параметр не вернется к заданному значению. Поэтому остаточная неравномерность у него равна нулю. Ввиду того что процесс работы астатического регулятора требует длительного времени, этот регулятор применим лишь при медленных и сравнительно небольших изменениях регулируемого параметра и при наличии самовыравнивания. При быстрых и значительных колебаниях регулируемого параметра его применять нельзя.

Изодромный регулятор. Изодромным регулятором называется регулятор, у которого исполнительный орган принимает положение, зависящее от происшедшего отклонения регулируемого параметра, а затем совершает дополнительное перемещение, необходимое для ликвидации возникшего отклонения (неравномерности). Таким образом, регулятор сначала действует как пропорциональный, а затем как астатический. Изодромный регулятор целесообразно применять при быстрых изменениях регулируемого параметра и при необходимости поддерживать значение регулируемого параметра строго на заданном уровне.

Для установок кондиционирования весьма редки случаи, когда приходится поддерживать регулируемый параметр, например температуру, на строго заданном ее значении. Чаще всего допустимы некоторые отклонения от заданной величины, поэтому изодромные регуляторы, равно как и астатические, в этом случае обычно не применяются.

Так как в руководствах по автоматике излагается лишь общая теория устройства автоматов и их работы, вопрос о выборе схемы регулирования той или иной установки кондиционирования или вентиляции, равно как и наиболее рационального для нее типа автоматов, представляет собою один из важных этапов проектирования.

§ 17. ПРОСТЕЙШИЕ СХЕМЫ КОМПОНОВКИ И РЕГУЛИРОВАНИЯ КОНДИЦИОНИРУЮЩИХ УСТАНОВОК

Вентиляционные установки, цель которых — создать в помещении здоровую воздушную среду, необходимую температуру и влажность, допускают колебания того и другого параметров в известных, заранее устанавливаемых пределах. Указанное обстоятельство обусловливает определенную специфику схем авто-

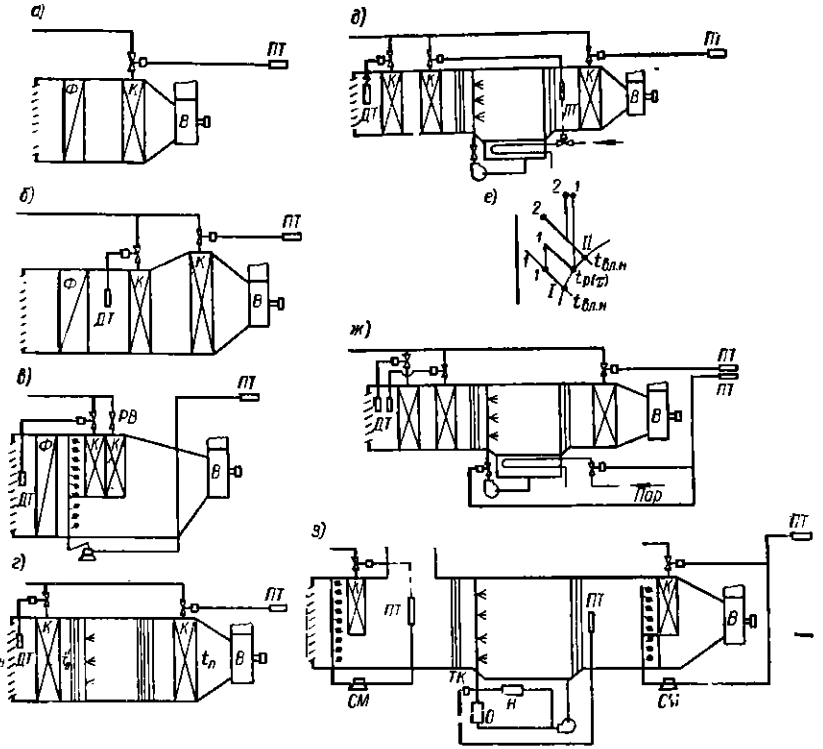


Рис. 45.

Ф — фильтр; *К* — калорифер, *В* — вентилятор; *О* — охладитель, *Н* — нагреватель, *ПТ* пропорциональный гумидостат; *ДТ* — двухпозиционный термостат; *ПТ* — пропорциональный термостат; *СМ* — сервомотор; *ТК* — трехходовой кран, *РВ* — регулирующий вентиль

матического регулирования работы вентиляционных установок, чтобы эти отклонения были минимальными.

Рассмотрим несколько основных схем регулирования, применяемых на практике в зависимости от требований, предъявляемых к состоянию воздушной среды в помещении (рис. 45).

Предположим требуется, чтобы температура воздуха в помещении зимою поддерживалась на постоянном уровне с допускае-

мым колебанием в известных сравнительно узких пределах. Регулировать влажность не нужно. Помещение обогревается системой отопления, независимой от системы вентиляции, поэтому колебания температуры воздуха помещения не могут быть быстрыми и значительными. Очищать воздух предполагается путем фильтрации через масляные или тканевые фильтры. В этом случае можно применять схему, изображенную на рис. 45, *а*. На этой схеме показано, что регулирование обычно производится пропорциональным термостатом (регулятором), установленным в помещении, так как применение двухпозиционного термостата не обеспечивает сколько-нибудь постоянную температуру в помещении. Однако даже при применении пропорционального регулятора, когда наружные температуры высокие, придется дозировать незначительное количество теплоносителя и регулирование получится неточным.

Для улучшения регулирования можно пользоваться схемой, изображенной на рис. 45, *б*. Из этой схемы видно, что воздух подогревается последовательно, двумя калориферами. Первый калорифер рассчитан на подогревание воздуха от наинизшей расчетной наружной температуры $t_{нар}$ до температуры $t_{пром}$ (промежуточной), а второй — на подогревание от температуры $t_{пром}$ до заданной температуры притока $t_п$ (обычно $t_{пром} = \frac{t_{нар} + t_п}{2}$). При наружной температуре $t_{нар} < t_{пром}$ первый калорифер работает с полной теплопроизводительностью, а второй — с переменной, поскольку он регулируется пропорциональным термостатом. При $t_{нар} = t_{пром}$ двухпозиционный термостат мгновенно выключает первый калорифер, второй при этом начинает работать с полной теплопроизводительностью. Затем по мере дальнейшего повышения наружной температуры второй калорифер снова начнет уменьшать свою теплоотдачу под действием автоматического регулятора. Таким образом, величина остаточной неравномерности пропорционального регулятора уменьшается, так что наибольшая неточность регулирования в обоих описанных выше схемах будет лишь при высоких наружных температурах. Это обстоятельство мало отразится на самочувствии людей. Таким образом, применять вместо пропорциональных регуляторов астатические и изодромные нецелесообразно.

Следует иметь в виду, что для уменьшения тепловой инерции калориферов при автоматическом регулировании в качестве теплоносителя применяют пар. Но применение пара имеет и отрицательную сторону — при большой степени дросселирования давление в калориферах очень сильно снижается и конденсационные горшки перестают работать. Кроме того, необходимо учи-

тывать, что чем выше давление пара, тем труднее регулировать его, так как абсолютное увеличение сопротивления, вызываемое прикрытием вентиля, относительно мало сказывается на общем сопротивлении сети, по которой идет пар. *Поэтому пропорциональное регулирование подачи теплоносителя при высоких наружных температурах практически невозможно.*

Для устранения этих недостатков можно воспользоваться схемой, изображенной на рис. 45, *в*. По этой схеме в камере предусмотрен обходной канал, закрываемый клапаном. При самой низкой расчетной наружной температуре оба калорифера работают на полную мощность, причем, так же как и в предыдущем случае, первый калорифер рассчитан на подогревание воздуха с $t_{нар}$ до $t_{пром}$, а второй — с $t_{пром}$ до $t_п$.

При повышении $t_{нар}$, следовательно, и $t_п$ термостат пропорционального действия при помощи сервомотора начинает открывать створчатый клапан на обходном канале и закрывать его у калориферов. При $t_{нар} = t_{пром}$ двухпозиционный термостат мгновенно выключает из работы первый калорифер. При этом температура помещения падает и створчатый клапан на обходном канале под действием термостата пропорционального действия закрывается, а у калориферов открывается. При $t_{нар} > t_{пром}$ створчатый клапан на обходном канале постепенно открывается до конца.

Преимущество этой схемы — отсутствие необходимости регулировать подачу теплоносителя, так как калорифер оказывается полностью включенным или выключенным из работы; недостаток ее — невозможность точного регулирования при высоких наружных температурах, близких к $t_п$.

Предположим теперь, что температура воздуха в помещении должна поддерживаться на постоянном уровне. Регулировать относительную влажность не нужно; однако она должна быть не менее некоторой заданной предельной величины. Независимой системы отопления в помещении нет, поэтому вентиляционная установка, где предусмотрено промывать воздух, является одновременно и отопительной. Такая схема регулирования изображена на рис. 45, *г*. Обозначим температуру приточного воздуха, подаваемого в помещение через $t_п$, а остальные расчетные температуры воздуха в отдельных частях камеры — как показано на схеме.

При проектировании камеры по этой схеме разность температур после первого подогрева и расчетной наружной $t_{пром} - t_{нар}$ обусловливается получением влажности воздуха не менее нижнего (заданного) предела, так как чем выше будет принято значение $t'_{пром}$, тем больше при адиабатическом увлажнении будет влагосодержание d после камеры орошения.

Когда наружная температура равна наинизшей расчетной, работают оба калорифера; при $t_{нар} = t'_{пром}$ двухпозиционным термостатом калорифер первого подогрева выключается.

Калорифер второго подогрева регулируется пропорциональным регулятором.

Перейдем теперь к рассмотрению схем для тех случаев, когда необходимо регулировать не только температуру, но и влажность воздуха.

Если влаговыделения в помещениях более или менее стабильны (или вовсе отсутствуют), регулировать влажность можно не гумидостатом, а термостатом.

Рассмотрим соответствующую схему (рис. 45, *д*).

Поскольку для создания постоянного значения влагосодержания d достаточно иметь после адиабатической камеры постоянную температуру, соответствующую точке росы, за камерой увлажнения устанавливают термостат, управляющий работой второго калорифера первого подогрева. Первый калорифер первого подогревания выделен в самостоятельную единицу и регулируется двухпозиционным термостатом по причинам, ясным из описания предыдущих схем.

Калорифер второго подогрева регулируется пропорциональным термостатом (подогрева, конечно, может быть разделено на две последовательные ступени, что обеспечит еще лучшее регулирование).

Если точка росы τ, соответствующая заданному состоянию воздуха, лежит ниже температуры наружного воздуха по влажному термометру $t_{вл}$ (точка *I* на схеме рис. 45, *е*), то при определенной характеристике работы камеры, например $R_{ау} = 1$, процесс изобразится на $I — d$ диаграмме, как показано линией *I* на рисунке. *Термостат*, регулирующий влажность по описанному способу, *называется термостатом точки росы.* Если же $t_{вл.нар} > \tau$ (точка *II* на схеме рис. 45, *е*), то для того, чтобы воздух не переувлажнялся, необходимо изменять температуру разбрызгиваемой воды, чего термостат делать не может, так как $t_{вл} = \text{var}$. Чтобы точка росы была постоянной при $t_{вл.нар} > \tau$, к термостату присоединяют вентиль, регулирующий подачу холодного раствора в змеевик, предназначенный для охлаждения разбрызгиваемой воды. Но в этом случае процесс в оросительной камере уже не будет адиабатическим. Указанная связь показана на рис. 45, *д* пунктирной линией.

Если влаговыделение в помещении подвержено значительным колебаниям, то приходится применять схему, изображенную на рис. 45, *ж*, регулируя степень увлажнения воздуха в оросительной камере пропорциональным гумидостатом, т. е. прибором, реагирующим на изменение влажности воздуха.

При одновременном регулировании степени подогрева воды и количества разбрызгиваемой воды реакция процесса на действие управляющего органа получается достаточно быстрая и ощутительная. Поэтому нет надобности в пропорциональном регулировании второго калорифера первого подогрева. Им может управлять двухпозиционный термостат, выключающий его из работы в тех случаях, когда температура наружного воздуха становится равной расчетной температуре воздуха после второго калорифера.

Известно, что для увеличения экономичности работы установки в отношении расхода тепла зимой и холода летом обычно применяют рециркуляцию воздуха. Рассмотрим в качестве примера одну из характерных схем при работе камеры с рециркуляцией.

Приводимая схема (рис. 45, *з*) пригодна для производственных помещений, в которых необходимо поддерживать и температуру и влажность в довольно узких пределах колебания. Процент подмешиваемого наружного воздуха постоянен. Выделение влаги в помещении равномерное. Первый подогрев регулируется пропорциональным термостатом, причем возможны два варианта: воздействие на вентиль у калорифера или воздействие на створчатый клапан при помощи сервомотора. Влагосодержание регулируется термостатом точки росы.

Трехходовой кран меняет соотношение количества воды, прошедшей охладитель и нагреватель, и тем самым позволяет при помощи термостата точки росы регулировать температуру разбрызгиваемой воды.

Тепломощность нагревателя и хладомощность охладителя, естественно, должны быть рассчитаны на предельный режим работы, т. е. на тот случай, когда вся вода пропускается через охладитель или через нагреватель. Второй подогрев регулируется пропорциональным термостатом.

Приведенные схемы дают общее представление о подходе к компоновке простейших камер и расположению регуляторов при кондиционировании.

§ 18. КОМПОНОВКА КАМЕР ПОЛНОГО КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

Как уже было сказано, *полным кондиционированием называется случай, когда внутренний климат обозначен на I — d диаграмме точкой.*

Отличительная черта полного кондиционирования — наличие постоянных параметров воздуха помещения, на которые и могут быть настроены датчики автоматов. Это с одной стороны

упрощает регулирование, а с другой стороны — необходимость поддерживать температуру помещения $t_в$ и относительную влажность его $\varphi_в$ всегда на одном и том же уровне усложняет устройство самой камеры обработки воздуха. Однако такие случаи встречаются сравнительно редко и притом лишь для обслуживания какого-нибудь технологического процесса. Если воздух кондиционируют только для поддержания хорошего самочувствия людей, то внутренний климат для зимнего и летнего периодов задается разный, в виде некоторой площади, изображенной на *I—d* диаграмме.

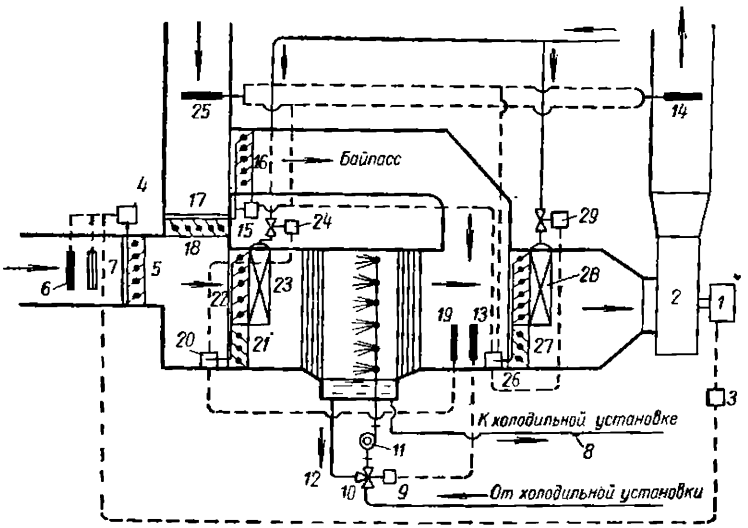


Рис. 46

Рассмотрим схему кондиционера американской фирмы Honeywell Regulator Co (Minneapolis USA) (рис. 46), отвечающую первому условию.

С пуском в ход электромотора *1* при вентиляторе *2* автоматическое реле *3* включает в работу электромотор *4*, который открывает створчатый клапан *5* в канале для наружного воздуха. При остановке вентилятора тот же электромотор *4* закрывает створчатый клапан *5* и вся установка разобщается с наружным воздухом. При работе вентиляционной установки термостат *6* и гумидостат *7* воздействуют на электромотор *4* следующим образом. Термостат регулирует количество наружного воздуха, поступающего в кондиционер, в том отношении, что при повышении наружной температуры мотор *4* увеличивает степень открытия

створчатого клапана; объем забираемого при этом снаружи воздуха увеличивается. При понижении же наружной температуры происходит обратное действие и объем наружного воздуха постепенно уменьшаются до установленного на створчатом клапане минимума. Гумидостат *7* воздействует на этот же мотор *4* и предотвращает открытие створчатого клапана *5* больше минимальной степени каждый раз, когда относительная влажность наружного воздуха превосходит расчетное значение.

Вода, стекающая в поддон оросительного пространства, направляется при помощи насоса (на схеме не показанного) по трубопроводу *8* к холодильной установке и по трубопроводу *9* возвращается к трехходовому моторному крану *10*. В зависимости от положения трехходового крана насос *11* забирает смесь воды, составленную из различных пропорций охлажденной и неохлажденной воды, поступающей из поддона по трубе *12*. Управляет этим устройством термостат *13* точки росы охлажденного воздуха. При повышении температуры воздуха, выходящего из оросительной камеры, выше установленной термостатом *13* нормы последний поворачивает трехходовой кран, так что увеличивается количество забираемой насосом холодной воды, а теплой из поддона уменьшается. Это устройство управляет одновременно и влажностью подаваемого в помещение воздуха. Термостат *14* реагирует на понижение температуры подаваемого в помещение воздуха ниже определенного предела, что может наблюдаться при переохлаждении воздуха в целях его осушки. У этого термостата есть два органа управления, один из которых управляет мотором *15*, приоткрывающим створчатый клапан *16* в байпасе (обводной канал) и прикрывающим створчатый клапан *17* при входе рециркулирующего воздуха в смесительную камеру *18*. Подмешивание части рециркулирующего воздуха за оросительным пространством повышает температуру воздуха, подаваемого вентилятором в помещения.

Термостат *19* реагирует, как и термостат *13*, на температуру точки росы воздуха, выходящего из оросительного пространства. При понижении этой температуры ниже нормы термостат *19* посредством мотора *20* прикрывает створчатый клапан *21* и приоткрывает клапан *22* перед калорифером *23*. Одновременно при помощи двойного выключателя на моторе *20* пускается в ход мотор *24*, который открывает спаренный с ним вентиль на паропроводе к калориферу *23* первой ступени подогревания воздуха.

Термостат *25*, установленный в рециркуляционном канале (может быть помещен и в самом обслуживаемом помещении), имеет, как и термостат *14*, тоже два органа управления. Один из них управляет мотором *26*, так что при понижении температуры в помещении, а значит, и рециркулирующего воздуха, мо-

тор *26* прикрывает створчатый клапан *27* и приоткрывает створчатый клапан перед калорифером *28* второй ступени подогревания воздуха. Двойной выключатель при моторе *26* воздействует одновременно на моторный вентиль *29*, который открывает доступ пара в калорифер *28*.

Ранее упомянутый термостат *14* управляет вторым своим органом управления, тем же мотором *26*, вследствие чего регулируется температура не только рециркулирующего воздуха, но и воздуха, подаваемого вентилятором в помещение.

Оба управляющих органа термостата *25* устроены таким образом, что один, осуществляющий управление в зимний период мотором *26*, устанавливается на более низкую температуру, чем другой, осуществляющий управление в летний период створчатыми клапанами *16* и *17* от мотора *15*. Следовательно, каждый из этих органов может принять на себя управление соответственно повышению или понижению температуры рециркулирующего воздуха, а значит, и воздуха в обслуживаемом помещении.

В рассматриваемой схеме термостаты точки росы *13* и *19* могут быть заменены одним термостатом; но это создает необходимость переключать вручную сеть автоматического регулирования с зимнего (нагревающего) на летний (охлаждающий) режим и наоборот. При этом надо одновременно изменять на термостате температуру точки росы. Если же устанавливают два термостата, то один из них (термостат *19*) принимает на себя управление, когда температура воздуха, выходящего из оросительной камеры, падает и приближается к температуре, установленной на этом термостате, а второй (термостат *13*) — когда температура воздуха возрастает и приближается к установленной на термостате *13*.

§ 19. ПРИМЕРЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА

Зоны наружного и внутреннего климата могут представлять самые разнообразные сочетания. В каждом случае процесс обработки приточного воздуха должен быть выбран так, чтобы он был экономически выгоден, а автоматическое регулирование его было бы по возможности простым.

Ввиду сложности вопроса не представляется возможным дать общую методику нахождения наилучшего варианта решения поставленной задачи. Поэтому приходится самый метод проектирования процесса обработки приточного воздуха объяснять на конкретных примерах.

Приводимые ниже примеры не исчерпывают все возможные варианты решения, но они до известной степени являются характерными.

Пример. Предположим, что имеется помещение, теплопотеря которого при разности температур в 1° составляет $q = 667$ *ккал/час*.

В указанном помещении выделяются тепло в количестве $Q = 8700$ *ккал/час* и влага в виде поступающего в воздух пара в

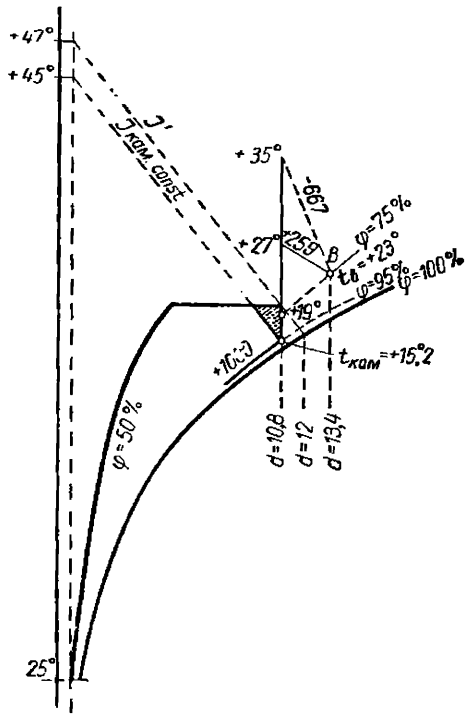


Рис. 47

количестве $g = 18$ *кг/час* при температуре $+70°$ ($i_{пара} = 627$ *ккал/час*); кроме того, имеется постоянно действующая вытяжка, для компенсации которой нужно 1380 *кг/час* воздуха.

Требуется определить основные параметры установки кондиционирования и наметить схему автоматического регулирования последней, учитывая необходимость поддерживать в помещении $t_в = +23°$ и $\varphi_в = 75\%$, чему соответствует $i_в = 13{,}7$ *ккал/кг* и $d_в = 13{,}4$ *г/кг*.

Расчетные параметры наружного воздуха:
для лета

$$t_{нар.\ л.\ max} = +20^\circ \text{ при } d_{нар.\ л.\ max} = 10{,}8 \text{ и } \varphi_{нар.\ л.\ max} = 35\%;$$

для зимы

$$t_{нар.\ з.\ min} = -25^\circ \text{ при } \varphi_{нар.\ з.\ min} = 80\%;$$

$$I_{нар.\ з.\ min} = 5{,}4; \quad d_{нар.\ з.\ min} = 0{,}4 \text{ и } \varphi_{нар.\ з.\ min} = 50\%.$$

Наносим на $I-d$ диаграмму (рис. 47) зону колебаний параметров наружного воздуха и точку, отображающую параметры внутреннего воздуха. В летнее время при максимальной влажности ($d = 10{,}8$) и наивысшей температуре ($+20^\circ$) наружного воздуха необходимое для ассимиляции влаги количество вентиляционного воздуха составит

$$\frac{18 \cdot 1000}{13{,}4 - 10{,}8} = 6900 \text{ кг/час}.$$

Количество тепла, поступающего в воздух помещения, равно

$$Q_{тепла} = 18 \cdot 627 + 8700 = 20\,000 \text{ ккал/час};$$

$$Q_{+20} = 20\,000 - 667\,(23 - 20) = 18\,000 \text{ ккал/час}.$$

Проводим на $I-d$ диаграмме (рис. 47) через точку $t_в = +23^\circ$ и $\varphi_в = 75\%$ линию, соответствующую лучу процесса в помещении ($\xi = +1000$).

На пересечении линии процесса с ординатой $d = 10{,}8$ читаем параметры приточного воздуха:

$$t_п = +19^\circ \text{ и } d_п = 10{,}8 \text{ г/кг}$$

Если считать, что при любых наружных температурах воздухообмен в помещении остается постоянным, то для ассимиляции влаги необходимо, чтобы при любых наружных температурах параметры воздуха, выходящего из оросительной камеры, оставались неизменными, так как иначе трудно обеспечить постоянство влагосодержания приточного воздуха ($d_п = d_к = 10{,}8$ г/кг).

Найдем требуемые параметры приточного воздуха для $t_{нар} = 0^\circ$ и $t_{нар\text{-}з\text{-}min} = -25^\circ$.

Так как $Q = 20\,000 - 667[t_в - (\pm t_{нар})]$, то, подставляя в это уравнение соответствующие температуры наружного воздуха, вычислим Q_0 и Q_{-25}

Разделив полученные значения на неизменное значение $g = 18$, получаем:

при $t_{нар} = 0°$; $\xi = +259$;
при $t_{нар} = -25°$; $\xi = +667$.

Проводя из точки $t_в = +23°$, $\varphi_в = 75\%$ соответствующие лучи до пересечения с прямой $d = 10{,}8$, получим температуру приточного воздуха для указанных двух наружных температур: $t_п = +27°$ и $t_п = +35°$. Очевидно, температура приточного воздуха $t_п = +35°$ максимальная, и на нее должен быть рассчитан калорифер второго подогрева. Степень же нагревания воздуха в этом последнем должна регулироваться термостатом пропорционального действия, установленным в помещении, предназначенном для кондиционирования.

Так как при $t_{нар.з\text{-}max} = +20°$, $t_п = +19°$, то при $t_{нар} > 19°$ температуру наружного воздуха надо понижать.

Предположим, рециркуляция воздуха не допускается.

Имея в виду, что адиабатический процесс обработки воздуха наиболее простой и дешевый, а любая камера с характеристикой, равной $R = 1$, — сама по себе автомат, поддерживающий относительную влажность воздуха, из него выходящего, на уровне $\varphi = 95\%$, ориентируемся на камеры подобного типа.

Находим на пересечении вертикали $d = 10{,}8$ с линией $\varphi = 95\%$ точку $t_{кам} = +15{,}2°$, из которой проводим линию $I_{кам} = \text{const}$. Точка пересечения последней линии с вертикалью, проведенной из точки $t_{нар.з.min} = -25°$, $\varphi_{нар.з.min} = 50\%$ (самый невыгодный случай), соответствует температуре $+45°$. *Эта температура и будет максимальной температурой первого подогрева.*

Очевидно, при любых параметрах наружного воздуха, которым соответствует теплосодержание I более низкое, чем у намеченного адиабатического процесса, наружный воздух может быть путем искусственного нагревания доведен до линий этого процесса. Если наружный воздух имеет параметры, которым соответствует теплосодержание более высокое, чем I намеченного процесса, то для этого случая необходимо искусственное охлаждение воздуха.

Как видно из рис. 47, охлаждение потребуется только при параметрах наружного воздуха, лежащих в пределах маленького заштрихованного треугольника.

Если допустимо нарушение внутреннего климата при параметрах наружного воздуха, отображенных заштрихованным треугольником на рис. 47, наружный воздух может быть обработан следующим образом: первый подогрев на максимальную разность температур от $-25°$ до $+45°$; далее адиабатическое увлажнение со стабильной конечной точкой $t_{кам} = +15{,}2°$, $\varphi_{кам} = 95\%$; второй подогрев на максимальную разность температур будет от $+15{,}2$ до $+35°$.

Второй подогрев регулируется пропорциональным термостатом, установленным в помещении, первый, как уже упоминалось, — пропорциональным термостатом точки росы

В случае, если заштрихованным треугольником пренебречь нельзя, можно повысить линию адиабатического процесса, проводя ее через точку $t=+20°$ и $d=10{,}8$ (линия I'), и увеличить соответственно температуру первого подогрева до $+47°$. Однако в этом случае характеристика камеры должна быть меньше I, что делает работу камеры менее надежной в отношении сохранения стабильности параметров выходящего из нее воздуха. Можно конечно, и для камеры, работающей по линии $I'=\text{const}$, принять $R=1$, увеличивая соответственно воздухообмен в

$$\frac{13{,}4-10{,}8}{13{,}4-12}=1{,}86 \text{ раза.}$$

Очевидно, если вместо наружного воздуха пускать в оросительную камеру смесь наружного и внутреннего воздуха, то можно уменьшить расход тепла на подогрев воздуха и при не очень низких наружных температурах даже вовсе избежать искусственного нагревания.

Естественно, что при одной и той же $t_{нар}$ для состояний наружного воздуха, характеризуемых $\varphi_{нар\cdot max}$, процент рециркуляции будет меньше, чем для состояний, характеризуемых $\varphi_{нар\cdot min}$ Величина указанного расхождения увеличивается с повышением наружной температуры. Максимально допустимый процент рециркуляции для рассматриваемого случая равен $\left(1-\frac{1380}{6900}\right)\times$ $\times 100=80\%$.

Очевидно, если задаться, например, что рециркуляция будет 60%, то при $t_{нар}=+8°$ и $\varphi_{нар\cdot max}$ подогревать смесь воздуха перед пуском ее в оросительную камеру не потребуется. Наоборот, при $t_{нар}=+8°$ и $\varphi_{нар\cdot min}$ потребуется некоторый небольшой подогрев, который технических затруднений не представляет. Если же при этой наружной температуре принять, что рециркуляция будет составлять 70%, при $\varphi_{нар\cdot min}$ обрабатывать воздух перед впуском в оросительную камеру не нужно, а при $\varphi_{нар\cdot max}$ необходимо искусственное охлаждение, чего желательно не делать.

Отсюда следует, что во избежание устройства искусственного охлаждения приходится ориентироваться на меньший процент рециркуляции. Но это экономически невыгодно, особенно при низких наружных температурах.

С другой стороны, важно сохранить рециркуляцию в возможно большем диапазоне изменения наружных температур.

В том случае, когда допускается рециркуляция воздуха, например, в размере до 80% от расчетного воздухообмена, необхо-

димо определить прежде всего процент рециркуляции, допустимый с точки зрения удобства обработки воздуха в камере, и возможности автоматического регулирования самой рециркуляции.

Ввиду нежелательности применять искусственное охлаждение использовать рециркуляцию особенно целесообразно тогда, когда благодаря ей можно будет обрабатывать воздух, не применяя охлаждения.

Изменение процента рециркуляционного воздуха также нежелательно, так как количественное регулирование рециркуляции сильно усложняет устройства по автоматическому регулированию.

Наивысшую температуру наружного воздуха, при которой еще может наблюдаться рециркуляция, определяем следующим образом: задаемся несколькими произвольными температурами наружного воздуха и соединяем точки, соответствующие данной температуре и $\varphi_{нар.min}$ и $\varphi_{нар.max}$, с точкой, характеризующей параметры внутреннего воздуха. Линия $I_{кам}$ аднабатического процесса в камере будет делить каждую из полученных прямых на две части. Вычисляем, какой процент от полной длины полученных линий будут составлять отрезки, лежащие ниже линии $I_{кам}$ (например, отношение $\frac{1-A}{1-B}$; $\frac{2-A}{2-B}$ и т. д.), и наносим полученные цифры на чертеж (рис. 48).

Примем объем рециркуляции в размере 70%. Тогда при наружных температурах +2,5° и ниже рециркуляция будет составлять всегда 70% от общего объема притока. При температурах выше +2,5° она будет полностью выключаться двухпозиционным термостатом, что не представляет собой ничего сложного.

В остальном схема регулирования остается такой же, какой она была намечена при полном отсутствии рециркуляции.

Рассмотрим другой, более сложный пример — метод построения процесса обработки воздуха, не иллюстрируя его конкретными цифрами.

Пример. Предположим, дана зона колебаний наружных и внутренних температур и относительной влажности определенной конфигурации (рис. 49).

Как видно из рисунка, колебания относительной влажности для наружного климата приняты довольно малые и не характерные для обычных случаев. Это сделано для того, чтобы при построениях отдельные линии и точки были бы видны яснее. Так как цель данного примера — только показать методику построений, некоторая условность наружного климата не имеет значения.

Что касается температуры и относительной влажности внутри помещения, то они, как это часто бывает, могут колебаться в

весьма широких пределах, поэтому для них можно пользоваться несложными автоматическими регуляторами.

Предположим, что рециркуляция воздуха не допускается. Очевидно, с технической точки зрения, что более сложно достигнуть нужные кондиции в помещении при $t_{нар.л.max}$ и $\varphi_{нар.л.max}$

В качестве метода обработки воздуха примем адиабатический процесс, как наиболее простой. Проводим из точки, соответствующей $t_{нар.л.max}$ и $\varphi_{нар.л.max}$ линию адиабатического процесса (I=const).

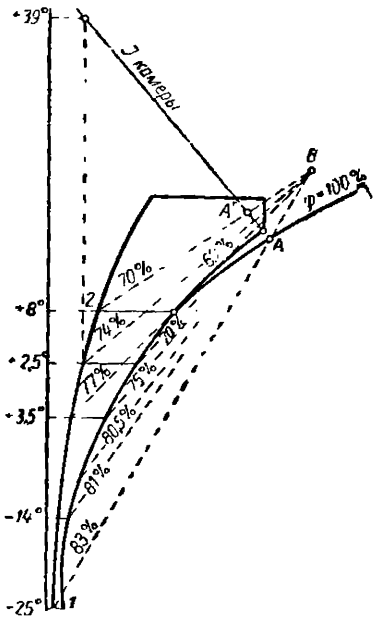


Рис. 48

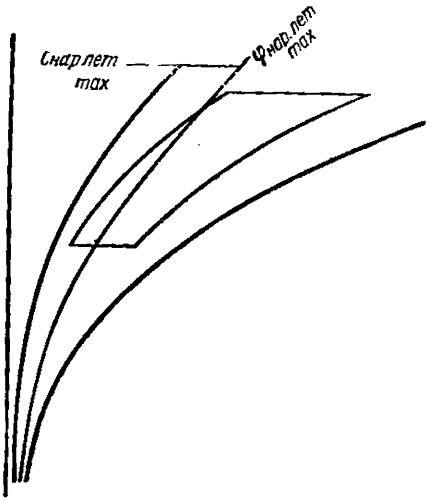


Рис 49

Задаемся параметрами внутреннего воздуха: $t_{в.л.max}$ и $\varphi_{в.л.max}$. По имеющимся параметрам определяем количество полного тепла $Q_{полн}$ и влаги g, которые должны быть ассимилированы вентиляционным воздухом, а также величину $\frac{Q_{полн}}{g} = \xi$

т. е. величину углового коэффициента процесса изменения параметров вентиляционного воздуха.

Проводя из точек $t_{в.л.max}$ и φ_{max} прямую, соответствующую вычисленному значению ξ (рис. 50), получим в точке пересечения этой прямой с линией адиабатического процесса, проведенной из точки H_1, точку $П_1$, соответствующую парамет-

рам приточного воздуха. Указанная точка делит линию адиабатического процесса на два отрезка. Отношение отрезка $H_1 \div П_1$ к отрезку H_1T_1 представляет собою не что иное, как характеристику работы оросительной камеры $R_{оу}$. Схема регулирования процесса обработки воздуха будет наиболее простой, если при любом размере работы величину $R_{оу}$ можно сохранить постоянной.

Соблюдая это условие, произведем дальнейшие расчеты.

Определим расчетный воздухообмен по формуле

$$G_{весчт} = \frac{g \cdot 1000}{d_в - d_п},$$

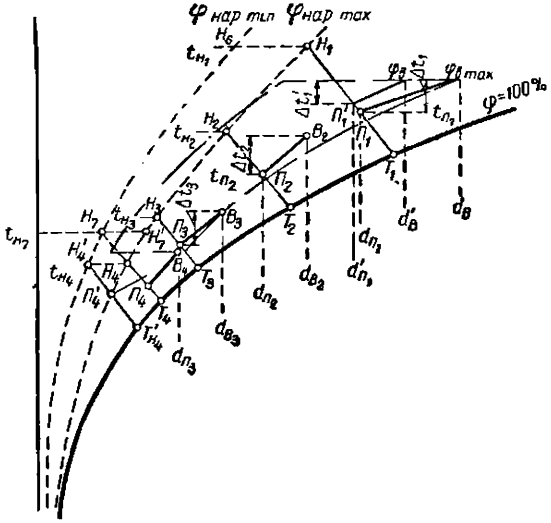


Рис. 50

где g — колнчество влаги, подлежащее ассимиляции при $t_{нар.л.max}$, $\varphi_{нар.л.max}$ и $t_{в.л max}$, $\varphi_{в\ л.max}$;

$d_{п_1}$ — влагосодержание приточного воздуха, соответствующее точке $П_1$;

$d_в$ — влагосодержание внутреннего воздуха при $t_{\ л.max}$ и $\varphi_{в.л.max}$.

При определении воздухообмена следует иметь в виду, что температура $t_{п_1}$, соответствующая точке $П_1$, должна быть проверена с точки зрения соблюдения допустимого перепада темпе-

ратур, т. е. не должна быть ниже внутренней температуры помещения более чем на 4—6°. В противном случае нужно задаться параметрами внутреннего воздуха $t_{в\ л.max}$ и $\varphi_в < \varphi_{в.л.max}$ (точка $П_1'$) с таким расчетом, чтобы получить значение $(t_в - t_п' = \Delta t_1')$ в допустимых пределах, ориентируясь на заданную зону внутреннего климата.

Рассмотрим теперь режим работы вентиляционной установки при других параметрах наружного воздуха, например при $t_{нар2}$ и $\varphi_{нар.max}$.

Проводим из указанной точки линию адиабатического процесса и находим на линии процесса точку $Н_2$, соответствующую характеристике $R_{ау}$, полученной при предыдущем построении.

Зная параметры приточного воздуха, определяемые точкой $П_2$ и воздухообменом, находим параметры внутреннего воздуха, соответствующие рассматриваемому режиму.

Однако определение параметров внутреннего воздуха связано с большими затруднениями.

Дело в том, что количество тепла и влаги, выделяющееся в помещении и определяющее значение луча процесса ξ, зависит от параметров внутреннего воздуха, которые неизвестны. В частности, теплопотери зависят от разности температур внутренней и наружной.

Задачу приходится решать методом последовательного подбора, т. е. искать такую точку $В_2$, отображающую состояние внутреннего воздуха, которая обладала бы следующими свойствами:

1) луч процесса ξ, проведенный через эту точку, должен пересекать прямую $Н_2Т_2$ в точке $П_2$;

2) влагосодержание $d_{в_2}$ той точки должно быть

$$d_{в_2} = d_{нар_2} + \frac{g \cdot 1000}{G_{вент}};$$

3) перепад температур Δt_2 не должен превышать допустимого предела.

Для облегчения построений можно построить заранее график изменения значения ξ в зависимости от пределов изменения параметров внутреннего воздуха (рис. 51).

Если попытки найти точку $В_2$, отвечающую указанным выше условиям, не приведут к желательным результатам, то можно попытаться изменить воздухообмен, т. е. пересчитать заново режим, соответствующий $t_{нар.л.max}$ и $\varphi_{нар.л\ max}$, задаваясь при $t_{в.max}$ не $\varphi_{в.max}$, а $\varphi_в < \varphi_{в.max}$.

Добившись удовлетворительного решения поставленной задачи для случая наружной температуры $t_{нар_2}$, повторяют аналогичные расчеты для случая $t_{нар}$, $\varphi_{нар.max}$; $t_{нар.л}$, $\varphi_{нар.max}$

и т. д. (с интервалами 5—10°), добиваясь соблюдения условия R_{ay} = const.

При этом важно все время проверять, чтобы перепад температур $t_в - t_п = \Delta t$ не превосходил допустимых пределов.

Очевидно, при какой-то наружной температуре параметры воздуха окажутся, например, у самой границы зоны допустимых колебаний (точка B_4).

Чтобы при дальнейшем понижении наружной температуры не перейти эту границу, подогреваем воздух при более низких наружных температурах перед его поступлением в адиабатическую камеру.

Из рис. 50 видно, что при $t_{нар\cdot4}$ и $\varphi_{нар\cdot min}$ параметры внутреннего воздуха выходят за пределы зоны внутреннего климата. Поэтому начнем подогревать воздух с начальной температурой $t_{нар\cdot з}$, соответствующей точке пересечения адиабаты, проведенной через точки $t_{нар\cdot4}$ и $\varphi_{нар\cdot max}$, с кривой $\varphi_{нар\cdot min}$, предварительно проверив, не выйдут ли параметры внутреннего воздуха при этих параметрах наружного воздуха за пределы зоны внутреннего климата.

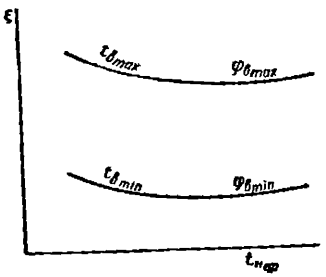


Рис. 51

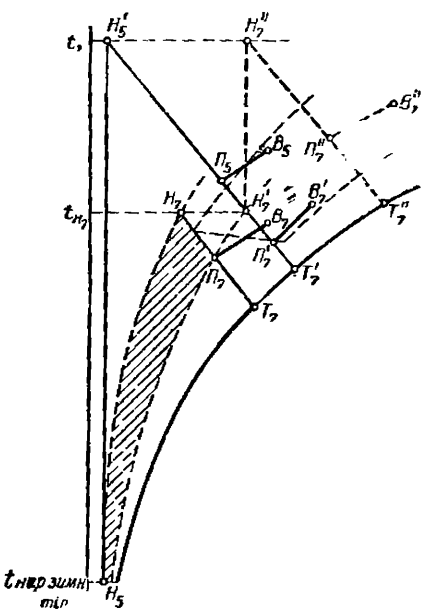


Рис. 52

Максимальный подогрев будет необходим при $t_{нар\cdot з\cdot min}$ и $\varphi_{нар\cdot з\cdot min}$, чему соответствует точка H_5' на рис. 52.

На пересечении линий I = const, соответствующей точке H_7', находим необходимую температуру подогрева t_1' воздуха до ввода его в адиабатическую камеру. Наносим на отрезке $H_5'T_7'$ точку $П_5$ с таким расчетом, чтобы характеристика работы камеры

оставалась неизменной. Для этого необходимо соблюдать условие

$$\frac{H_5' П_5}{H_5' T_7'} = \frac{H_3 П_3}{H_3 Г_3} = \frac{H_2 П_2}{H_2 T_2}$$

и т. д. (см. рис. 52).

Построим на графике (рис. 52) путем подбора процесс изменения состояния воздуха и точку B_5, отображающую параметры внутреннего воздуха. Как видно из рисунка, она лежит в пределах зоны внутреннего климата; следовательно, полученные параметры внутреннего воздуха допустимы.

Теперь рассмотрим точку H_7', соответствующую $T_{нар.т}$ и $\varphi_{нар.max}$. Если наружный воздух, параметры которого определяются этой точкой, нагреть до температуры T_1, а затем пропустить в адиабатическую камеру с характеристикой $\frac{H_7'' П_7''}{H_7'' T_7''}$, численно равной соотношению отрезков

$$\frac{H_7' П_7'}{H_7' T_7'} = \frac{H_3 П_3}{H_3 T_3},$$

то параметры приточного воздуха после выхода из адиабатической камеры отобразятся точкой $П_7''$, а параметры внутреннего воздуха — точкой B_7'', которая не выходит за пределы внутреннего климата. Указанный вариант обработки воздуха показан на рис. 52 точечным пунктиром.

Убедившись в этом, можно утверждать, что если нагревать наружный воздух при любых его параметрах, лежащих в пределах заштрихованной зоны наружного климата (рис. 52), до температуры t_1, а затем пускать в адиабатическую камеру, то параметры приточного воздуха будут колебаться между точками $П_5$ и $П_7''$, а параметры внутреннего воздуха не выйдут за пределы заданного внутреннего климата.

На основе всех изложенных выше соображений можно для контроля проверить, не выйдут ли параметры внутреннего воздуха за пределы заданного внутреннего климата; если параметры наружного воздуха будут отображаться точкой H_6 (см. рис. 50), то проверка по промежуточным точкам на кривой $\varphi_{нар.min}$ не обязательна.

Предположим, что проверка дала удовлетворительные результаты. Тогда схема обработки воздуха и автоматического управления для рассчитанного частного случая рисуется следующим образом: процесс орошения ведется в адиабатической камере, которая должна быть сконструирована и отрегулирована так, чтобы характеристика была равна той, которая получилась в итоге проведенных расчетов.

При понижении наружной температуры ниже $t_{нач.1}$ двухпозиционный термостат должен включать первый подогрев.

Теплоотдача калориферов первого подогрева должна регулироваться пропорциональным термостатом, установленным перед оросительной камерой, и должна быть отрегулирована на температуру t_1. Однако установка пропорционального термостата не всегда обязательна.

Принимая за начальную температуру нагреваемого воздуха не $t_{нар.з.min}$, а $t_{нар.1}$ повторяем построение процесса в камере орошения при неизменной характеристике работы камеры для точки H_7' и находим точку, соответствующую параметрам приточного воздуха. Если при найденных параметрах приточного воздуха параметры внутреннего не выйдут за пределы зоны допустимых колебаний, то регулировать теплоотдачу калориферов первого подогрева не обязательно; кондиционные условия в этом случае достигаются только при применении одного двухпозиционного термостата, включающего первый подогрев.

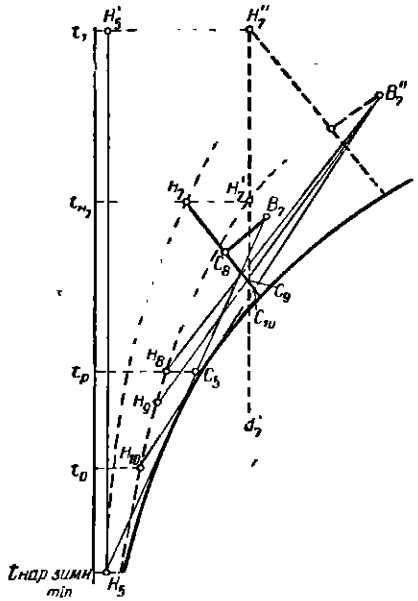


Рис. 53

Если в помещении допускается рециркуляция воздуха, не превышающая известного, заданного наперед процента, то для низких наружных температур можно применять ее в целях уменьшения расхода тепла на нагревание воздуха.

Покажем, как надо определять процент рециркуляции, не нарушая принятую ранее схему обработки воздуха и ее регулирование (рис. 53).

Проведем ряд прямых, соединяющих точку B_7'' с точками, отображающими параметры наружного воздуха, расположенными на кривой $\varphi_{нар.max}$ (H_8, H_9, H_{10}).

Точки C_8, C_9, C_{10} пересечения этих прямых с вертикалью d_7', проведенной из точки H_7', отображают параметры смеси внутреннего и наружного воздуха.

Эти точки показывают, что путем нагрева смеси до температуры t_1, можно получить перед оросительной камерой такие па-

раметры воздуха, которые позволят поддержать параметры воздуха в помещении в пределах заданного внутреннего климата.

Точке H_8 будет соответствовать меньший процент рециркуляции, чем, например, точке H_9, т. е. чем ниже будет наружная температура, тем необходим больший процент рециркуляции.

Если принять процент рециркуляции постоянным, то выбрав какую-то точку с минимальным процентом рециркуляции, например H_{10}, определяют его из соотношения отрезков $H_{10}C_{10}$ и $C_{10}B_7$.

Найденный таким образом процент рециркуляции сохраняют постоянным при температурах наружного воздуха ниже t_p. При наружных температурах, более высоких, чем t_p, рециркуляция выключается двухпозиционным термостатом.

Очевидно, что при температурах наружного воздуха, лежащих ниже t_p при выбранном проценте рециркуляции, точки смеси будут лежать слева от вертикали d'_7, при этом после нагрева получаем параметры, не выходящие за пределы линии $H'_5H'_7$.

Ранее же было показано, что если параметры воздуха перед камерой орошения не будут выходить за пределы этой линии, то внутренний климат будет обеспечен.

Соединив точку B_7 с точкой H_5 и нанеся на полученную линию точку C_5, соответствующую параметрам смеси, получаем максимальный перепад температур $(t_1 - t_p)$, на который необходимо рассчитывать калорифер первого нагрева.

Очевидно, $(t_1 - t_p) < (t_1 - t_{нар.з.min})$, что и обусловливает выгоду рециркуляции.

Из приведенного примера видно, что создание схемы обработки воздуха и режима регулирования — весьма трудоемкий процесс. Обычно приходится рассматривать несколько разных вариантов обработки воздуха и схем регулирования, пока не будет найдено достаточно простого решения.

Пример. В помещении необходимо поддерживать температуру $+20°$ с колебаниями, не превышающими $\pm 0°,5$. Относительная влажность может колебаться в пределах от 30 до 65%. Система кондиционирования воздуха является в то же время и системой воздушного отопления.

В помещении имеются тепловыделения. Влаговыделений нет. Наружный климат задан на $I - d$ диаграмме.

Решение. *Вариант I* (рис. 54). Задаемся перепадом температур между приточным воздухом помещения $\Delta t_л$ при максимальной температуре наружного воздуха. Минимальная температура приточного воздуха будет $t_{п.л} = +20° - \Delta t_л$.

Исходя из этой температуры, определяют и расчетный воз-

духообмен, который сохраняется постоянным для любого времени года.

Очевидно, температура приточного воздуха при различных температурах наружного воздуха вследствие изменения величины теплопотерь будет различна и максимальное значение ее $t_{п.з}$ будет при минимальном значении наружной температуры.

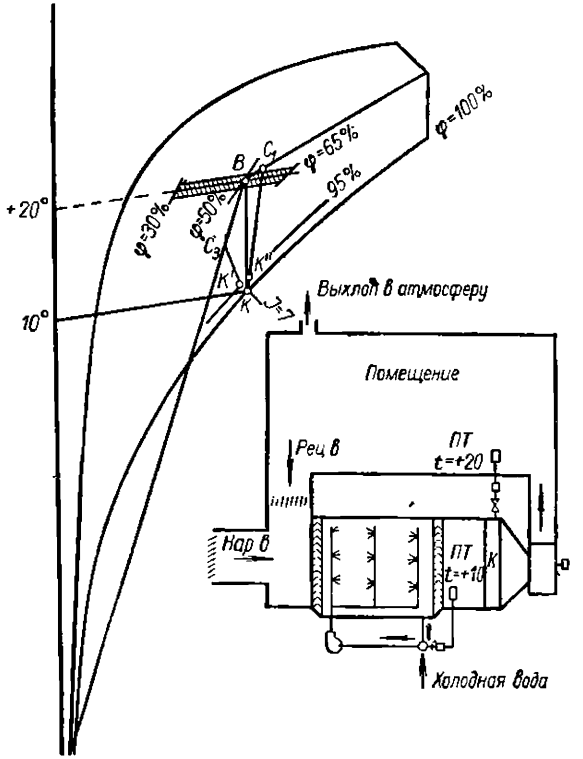


Рис. 54

Задаемся некоторой точкой B, характеризующей собою желаемое состояние внутреннего воздуха, например $t_в = +20°$ и $\varphi = 50\%$. Находим точку K пересечения линии $d = \text{const}$, соответствующей этой точке и кривой насыщения. Этой точке соответствует температура влажного термометра, равная $+10°$. Затем, в целях экономии тепла и холода задаемся максимальным допустимым процентом рециркуляции, равным 10%.

На линии, ограничивающей наружный климат, выбираем как для летнего, так и для зимнего времени две точки, наиболее уда-

ленные от точки B, и соединяем их прямыми с последней Разделив полученные отрезки на 10 частей, находим точки C_1 и C_3, характеризующие собою параметры смеси 90% рециркуляционного и 10% наружного воздуха при самых неблагоприятных летних и зимних условиях.

Соединив точки C_1 и C_3 с точкой K, получаем две линии, являющиеся изображением двух крайних возможных процессов изменения состояния воздуха в оросительной камере кондиционера. Очевидно, что если при помощи термостата точки росы поддерживать за оросительной камерой параметры воздуха, соответствующие точке K, то, регулируя при помощи пропорционального термостата, установленного в помещении, температуру приточного воздуха ($t_п = \text{var}$), можно поддерживать в помещении постоянную температуру ($t_в \approx \text{const}$).

Схемы обработки воздуха и автоматики приведены на рис. 54. Если оросительная камера не может обеспечить конечную относительную влажность воздуха, равную 100%, а обеспечивает меньшую влажность, например 95% (точка K' или K''), то рассуждения не меняются. В этом случае за камерой выгоднее поддерживать состояние воздуха, соответствующее точке K'', так как при этом в летнее время конечная температура воды должна быть равна температуре, соответствующей точке K. Если же ориентироваться на точку K', то температура воды будет ниже, что невыгодно.

При данном варианте обработки воздуха пользуются минимальным числом автоматов, в этом его преимущество. Недостаток этого варианта — необходимость расходовать как воду, так и тепло для нагревания калорифера не только летом, но и зимой. Если для охлаждения воды используется холодильная установка, то работа ее в течение всего года ведет к значительным эксплуатационным затратам, чего желательно избегать.

Вариант II (рис. 55). При наличии холодильной установки для охлаждения воды можно уменьшить число часов работы этой установки, сохраняя достаточно простую схему автоматического регулирования. Предполагая, что относительная влажность воздуха за камерой орошения составляет 95%, находим точку K' пересечения линии $d = \text{const}$, проведенную из точки B с линией $\varphi = 95\%$.

Точке K' будут соответствовать теплосодержание $I_к'$ и температура по влажному термометру $t_к$.

Процент наружного воздуха предполагаем различный для зимнего (I) и для летнего (II) режимов.

При зимнем режиме камера работает только на наружном

воздухе, при летнем — с 90% рециркуляции. Граница обоих режимов — линия $l_к'$ или температура наружного воздуха по влажному термометру, равная $t_к$.

При зимнем режиме форсунки в оросительной камере работают без притока холодной воды (100% рециркуляции воды).

Стабильные параметры воздуха, характеризуемые точкой K',

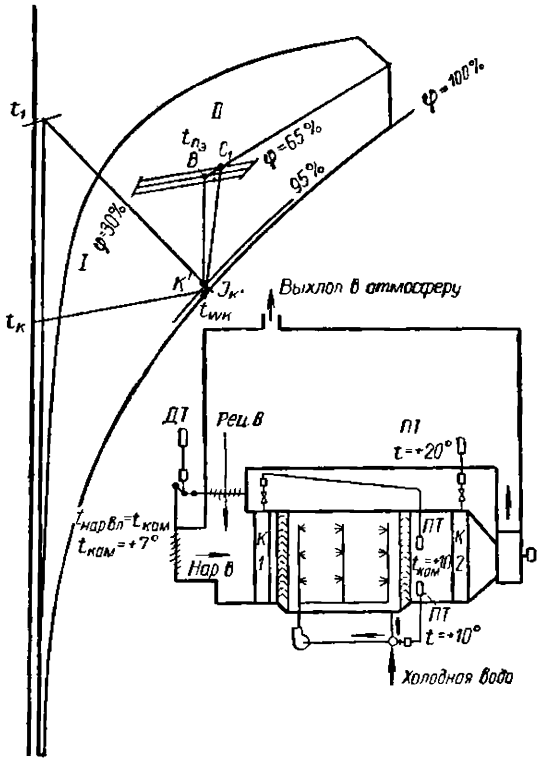


Рис. 55

поддерживаются за камерой при помощи термостата точки росы, воздействующего на калорифер первого подогрева (К1). В тот момент, когда указанный термостат не сможет поддержать заданного значения $t_к \approx +10°$, даже закрыв полностью доступ теплоносителя в калорифер, вступает в действие другой термостат, поддерживающий постоянство температуры воздуха $t_к$ путем все большего подмешивания холодной воды к воде, подаваемой насосом в форсунки.

Стабильность температуры воздуха в помещении поддерживается пропорциональным термостатом, установленным в помещении и воздействующим на калорифер второго подогрева (*К2*). Переключение с зимнего режима на летний и обратно путем изменения количества рециркуляционного воздуха осуществляется двухпозиционным термостатом, установленным на наружном воздухе и отрегулированным на температуру влажного термометра $t_к$. Этот термостат воздействует на створчатые клапаны.

Данный вариант предусматривает работу холодильной установки только при температурах наружного воздуха по влажному термометру, превышающих значение $t_к$. Желательно, чтобы холодильная машина включалась в работу автоматически при температуре более низкой, чем $t_к$. Это необходимо для того, чтобы машина была уже готова к работе в момент, когда это потребуется.

Крупный недостаток этого варианта - большой расход тепла на нагрев наружного воздуха в зимнее время. Действительно, калориферы первого подогрева должны быть рассчитаны на нагрев воздуха от минимальной наружной температуры до температуры t_1. Расход тепла можно уменьшить, введя частичную рециркуляцию воздуха и в зимнее время. Однако при этом необходимо помнить, что в тех случаях, когда точка смеси $С_3$ будет (при изменяющейся наружной температуре) располагаться выше линии $I_к$, надо переходить с зимнего режима обработки на летний, а это усложняет регулирование. Следует помнить, что в случае ненадежности работы двухпозиционного термостата, настроенного на температуру влажного термометра, изменять рециркуляцию можно и вручную, если установить термостат за камерой орошения.

Вариант III (рис. 56). В обоих предыдущих вариантах рециркуляция или отсутствовала или процент рециркуляции для каждого из режимов оставался постоянным, что делало работу установки более надежной. Допустим, что процент рециркуляции переменный, тогда можно получить значительную экономию в затратах на эксплуатацию установки, но регулирование ее усложняется и становится менее надежным.

Во избежание наличия отрицательных температур смеси наружного и рециркуляционного воздуха и уменьшения диапазона колебания процента рециркуляции подогреваем наружный воздух до температуры +2° (с запасом). Далее смешиваем наружный воздух с рециркуляционным. Полученная смесь проходит через камеру орошения, выходя из нее с параметрами, соответствующими точке *К*. Затем воздух подогревается в калорифере второго подогрева до температуры приточного воздуха $t_{п_2}$,

и с такой температурой он и поступает в помещение. Подогрев до +2° регулируется пропорциональным термостатом ПТ-0.

Процент рециркуляции переменный и регулируется пропорциональным термостатом ПТ-2, настроенным на температуру $t_{к_1}$, а работа калориферов второго подогрева — пропор-

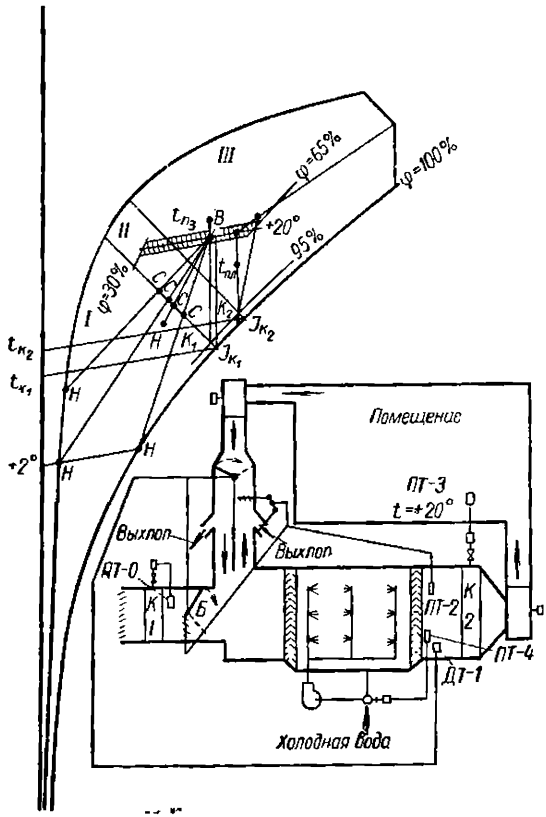


Рис. 56

циональным термостатом ПТ-3, установленным в помещении. Чтобы показать, что процент рециркуляции переменный, на диаграмме нанесены точки *H*, соответствующие различным состояниям наружного воздуха, а также соответствующие им точки смеси *C*. Легко видеть, что соотношение длин отрезков *HC* и *CB* различно.

При достаточно высокой наружной температуре, естественно, наступит момент, когда процент рециркуляции станет равным

нулю и в камеру начнет поступать только один наружный воздух, имеющий температуру более низкую, чем рециркуляционный воздух помещения.

В дальнейшем параметры воздуха, выходящего из оросительной камеры, станут не $t_{к_1}$ и $I_{к_1}$, а выше, и термостат не сможет поддерживать постоянства параметров воздуха за камерой орошения.

Такое положение может быть допущено только до тех пор, пока теплосодержание воздуха за оросительной камерой не достигнет величины $I_{к_2}$. В этом случае при помощи автоматически регулируемого второго подогрева еще можно будет обеспечить заданные параметры воздуха в помещении. В дальнейшем относительная влажность воздуха помещения может оказаться выше допустимой. Задаваясь для надежности некоторым процентом относительной влажности воздуха помещения, несколько меньшим максимального допустимого значения, находим на пересечении линии $d = \text{const}$, соответствующей этому значению, с кривой $\varphi = 95\%$ точку K_2. Этой точке соответствует температура $t_{к_2}$ по влажному термометру, являющаяся верхним допустимым пределом повышения температуры воздуха за камерой орошения. При повышении температуры за камерой более $t_{к_2}$ необходимо перейти на питание оросительной камеры не рециркуляционной водой (адиабатический процесс), а охлажденной (политропический процесс).

При пользовании холодильной машиной она должна быть включена не в тот момент, когда ее работа станет обязательной, а заранее.

Таким образом, когда температура воздуха по влажному термометру за камерой станет выше $t_{к_2}$, процессом орошения должен управлять второй пропорциональный термостат ПТ-4, установленный за камерой орошения и настроенный на поддержание указанной температуры путем постепенного увеличения количества холодной воды, подаваемой к оросительным форсункам.

Для экономии холодной воды в этом случае выгодно поддерживать максимальный процент рециркуляции. Поэтому в момент включения пропорциональным термостатом ПТ-4 подачи холодной воды специальный двухпозиционный термостат ДТ-1 переключает подачу как рециркуляционного, так и наружного воздуха через другой канал, воздействуя на клапаны *А* и *Б*. Сопротивление указанных каналов должно быть отрегулировано так, что через канал для наружного воздуха проходит 10% воздухообмена, а через канал рециркуляционного — 90%.

Следует отметить, что наличие на схеме второго вентилятора, извлекающего из помещения воздух, не во всех случаях обяза-

тельно. Однако большое суммарное сопротивление сети делает установку второго вентилятора полезной.

При создании в помещении подпора, чтобы устранить инфильтрацию, выхлоп избытка воздуха через специальный канал

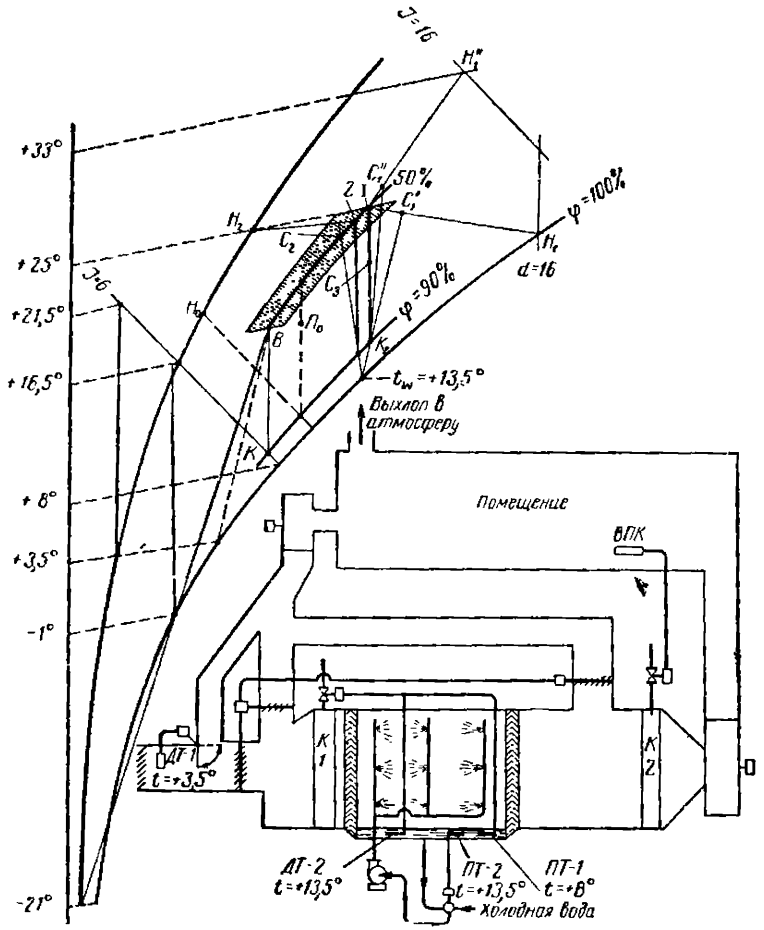


Рис. 57

(шахту) не обязателен. В некоторых случаях даже приходится уменьшать максимальный процент рециркуляции для увеличения подпора.

Пример. В помещении, где имеются переменные тепловыделения и незначительное выделение или поглощение влаги, тре-

буется поддерживать постоянную относительную влажность 50% ±5%. Температура помещения может изменяться от +18° до +25°. Наружный климат задан на I—d диаграмме (t_{max} = = +33°; t_{min} = — 21°; I_{max} = 16; d_{max} = 16). Такой режим характерен для полиграфической промышленности, где постоянство относительной влажности позволяет избежать заметной усадки или удлинения листов бумаги.

Пример (рис. 57). В помещении, где имеются переменные тепловыделения и незначительное выделение или поглощение влаги, требуется поддержать постоянную относительную влажность 50% ±5%. Температура помещения может изменяться от +18° до +25°. Наружный климат задан значениями: $t_{нар.min}$ = = -21°; $t_{нар\ max}$ = +33°; I_{max} = 16; d_{max} = 16.

Такой режим характерен для полиграфической промышленности, где постоянство относительной влажности позволяет избежать заметной усадки или удлинения листов бумаги.

Наносим на I - d диаграмму зоны наружного и внутреннего климата. Один из возможных вариантов обработки воздуха будет заключаться в следующем. Руководствуясь заданием, считаем, что лучи процесса изменения состояния воздуха в помещении близки к $\varepsilon = +\infty$. Считая (с запасом), что в оросительной камере воздух в обычных случаях повышает свою относительную влажность до 90%, делаем следующее построение.

Проводим из точки $t = +18°$ и φ=50% линию d=const до пересечения с линией φ=90%. Полученная точка будет лежать на прямой $I = 6$, которой соответствует при адиабатическом процессе температура орошающей воды +8°. Наружный воздух, состояние которого отображается любой точкой, лежащей ниже линии $I = 6$, может быть путем пропуска через калориферы первого подогрева и камеру адиабатического увлажнения приведен в состояние, соответствующее точке K, если первый подогрев будет регулироваться термостатом точки росы. После этого, путем нагревания в калориферах второго подогрева, воздух может быть доведен до состояния, отображаемого точкой $П$ (приточный воздух), и впущен в помещение.

Теплоотдача калорифера второго подогрева регулируется расположенным в помещении регулятором влажности ВПК, который изменяет положение точки $П$ так, чтобы относительная влажность в помещении оставалась постоянной.

Чтобы сэкономить расход тепла в калориферах первого подогрева, применяем перед ними подмешивание рециркуляционного внутреннего воздуха в размере 50% от общего воздухообмена. Проводя из точки B ряд произвольных линий (не показанных на рисунке) до пересечения с линией φ=100% (правая граница наружного климата), убеждаемся, что при наружной тем-

пературе +3,5° такая произвольная линия делится линией $I=6$ на две равные части. Это показывает, что при смешивании 50% воздуха, имеющего $t = +3{,}5°$ и $\varphi = 100\%$, с 50% воздуха, имеющего $t = +18°$ и $\varphi = 50\%$, полученная смесь будет лежать на линии адиабаты, характеризующей оросительную камеру. Точки, характеризующие смесь 50% рециркуляционного воздуха с 50% наружного воздуха любой влажности при температуре +3,5° и ниже, будут лежать ниже линии $I=6$, т. е. могут быть приведены в состояние, отображенное точкой K.

При более высоких температурах рециркуляцию применять уже нельзя, так как точки, характеризующие состояние смеси, могут оказаться выше линии $I=6$.

Поэтому рециркуляция должна включаться специальным двухпозиционным термостатом ДТ-1, когда температура наружного воздуха превышает +3,5° и вся установка начнет работать только на одном наружном воздухе.

Из построения на $I—d$ диаграмме видно, что в наихудшем случае, при наличии рециркуляции (зимой), воздух должен нагреваться в калориферах первого подогрева от —1° до +16,5°, а в период выключения рециркуляции — от +3,5° до +21,5°.

На последний режим и должны быть рассчитаны калориферы первого подогрева.

В тот момент, когда точки, характеризующие состояние наружного воздуха, окажутся выше линии $I=6$, термостат точки росы выключит калорифер первого подогрева полностью, и температура в орошающей камере, которая по-прежнему будет работать как адиабатическая, начнет повышаться.

Однако, как это показано штрихпунктирным построением для произвольного состояния наружного воздуха H_0, регулятор влажности ВПК способен обеспечить требуемый внутренний климат (внутренняя температура при этом повышается). Если вода в адиабатической камере нагрета до температуры +13,5°, дальнейшее ее повышение нежелательно, так как только при этой температуре можно обеспечить заданный внутренний климат при наивысших летних параметрах наружного воздуха.

Рассмотрим летний режим более подробно. Наиболее невыгодное состояние наружного воздуха летом отображается точками H_1' и H_1''.

Естественно, чтобы уменьшить эксплуатационные затраты на охлаждение воздуха, необходимо возможно больше использовать рециркуляцию. Максимальным процентом рециркуляции обычно принимается 90%. Однако если охлаждать наружный воздух в количестве 10%, а затем смешивать его с 90% воздуха помещения, охлаждение наружного воздуха получается очень глубоким ($\Delta I > 5$) и его трудно осуществить. Поэтому лучше

сначала понизить температуру охлаждаемого воздуха, подмешав к нему рециркуляционный.

Считая, что на каждые 10% наружного воздуха будет подмешиваться 40% рециркуляционного, проследим построение процесса обработки для точки H_1'.

Воздух помещения, характеризуемый точкой *1*, смешивается в соотношении 4 : 1 с воздухом, характеризуемым точкой H_1'. Смесь с параметрами C_1' поступает в оросительную камеру с постоянной температурой воды $t_w = +13{,}5°$ (камера работает в этом случае как политропическая). При выходе из камеры воздуха с параметрами K_1 к нему подмешивается еще раз 50% рециркуляционного воздуха, прошедшего байпасс, чтобы повысить его температуру (всего 10+40+50=100%). Смесь с параметрами C_3 поступает в калорифер второго подогрева, управляемый регулятором ВПК, который подогревает воздух до такой температуры, при которой он, поступая в помещение, обеспечивает в последнем параметры, характеризуемые точкой *1*. Если точка *1* не будет обеспечена, то точка C_1' и все дальнейшие построения окажутся неверными.

Для соблюдения этого условия параметры внутреннего воздуха приходится принимать переменными. Например, если наружный воздух будет характеризоваться точкой H_2, то внутренний должен характеризоваться точкой *2*. В итоге схема обработки воздуха и регулирования такова.

Зимний режим. Смесь из 50% наружного и 50% рециркуляционного воздуха обрабатывается в адиабатической камере с первым и вторым подогревом. Первый подогрев регулируется пропорциональным термостатом ПТ-1, установленным в водяном поддоне. Цель термостата — поддерживать постоянство параметров воздуха (точка *K*) перед вторым подогревом. При наружной температуре +3,5° двухпозиционный термостат ДТ-1 выключает рециркуляцию и вся установка начинает работать на одном наружном воздухе. Второй подогрев во все периоды работы регулируется регулятором ВПК относительной влажности, установленным в помещении.

Переходный режим. Когда термостат ПТ-1 полностью выключает калорифер первого подогрева, установка продолжает работать без рециркуляции, температура воздуха, покидающего адиабатическую камеру орошения, становится переменной. Нужный внутренний климат обеспечивается при этом режиме за счет второго подогрева, управляемого регулятором ВПК.

Летний режим. При повышении температуры воды в адиабатической камере до +13,5° двухпозиционный термостат ДТ-2 включает рециркуляцию в размере 40% до камеры орошения и 50% после камеры орошения. Пропорциональный термостат

ПТ-2, настроенный на температуру воды +13,5° и управляющий трехходовым краном, обеспечивает подмешивание к рециркуляционной воде такого количества холодной воды, при котором температура ее остается постоянной и равной +13,5°.

Температуры настройки автоматов определены приведенными выше построениями с некоторым приближением и подлежат дальнейшей корректировке (в частности, при наладке кондиционера).

СОДЕРЖАНИЕ

От автора

§ 1. Физика воздуха 3
§ 2. Диаграмма влажного воздуха 8
§ 3. Изображение процессов изменения состояния влажного воздуха при помощи $I-d$ диаграммы 14
§ 4 Теплообмен между воздухом и водой 20
§ 5 Возможные виды процессов контакта воздуха с водой, имеющей температуру ниже 100° 26
§ 6. Реальные процессы контакта воздуха с водой 34
§ 7. Многоступенчатые оросительные камеры 44
§ 8. Орошение воздуха горячей водой (влажное нагревание воздуха) 47
§ 9. Увлажнение воздуха острым паром 48
§ 10. Увлажнение воздуха перегретой водой 49
§ 11. Общие соображения о характере распыления воды при контакте ее с воздухом 50
§ 12 Сухое нагревание и сухое охлаждение воздуха 51
§ 13. Сушка воздуха сорбцией 54
§ 14. Комбинированные процессы обработки воздуха 57
§ 15. Задачи кондиционирования воздуха и расчетный климат 59
§ 16. Краткая характеристика применяемой автоматики 64
§ 17. Простейшие схемы компоновки и регулирования кондиционирующих установок 67
§ 18. Компоновка камер полного кондиционирования 71
§ 19. Примеры проектирования процессов обработки воздуха 71

Георгий Алексеевич Максимов

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ
КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Редактор *В. Г. Иванов*
Редактор издательства *Е. А. Шарова*
Технический редактор *В. А. Мурашова*
Корректоры: *Л. А. Егорова и Е. А. Ланина*

Сдано в набор 18/III-61 г. Подписано к печати 27/VI-61 г.
Бумага 60 × 90¹/₁₆ 6,25 печ. л. 5,73 уч.-изд. л. Тираж 13 000 экз
Т—01591 Зак. 1103 Изд. № от/151 Цена 17 коп.

Государственное издательство «Высшая школа»,
Москва, Б-62, Подсосенский пер., 20
Типография Металлургиздата. Москва, Цветной б., 30

ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Следует читать
51	5 снизу	с сухой по-	с сухой нагретой поверхностью,
51	3 и 4 снизу		изъять 2 строки
53	15 и 17 сверху	$d_{Б_н}$	$d_{Б_к}$
66	19 снизу	перемешнвание	перемещение
69	2 и 4 снизу	$t'_{пром}$	$t'_п$
70	2 сверху	$t'_{пром}$	$t'_п$
70	19 снизу	$t_{вл}$	$t_{вл.нар}$
87	3 снизу	10%	90%
92	5 сверху	$I_{к_з}$	$I_{к_з}$
95	13 сверху	включаться	выключаться

Зак. 1103