

В. А. Кострюков

**Сборник примеров расчета
по отоплению и вентиляции**

Часть II. Вентиляция.

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 528
ББК 38.2
В11

B11 **В. А. Кострюков**
Сборник примеров расчета по отоплению и вентиляции: Часть II. Вентиляция. /
В. А. Кострюков – М.: Книга по Требованию, 2013. – 199 с.

ISBN 978-5-458-25573-8

Книга является частью II учебного пособия по предмету "Отопление и вентиляция" для учащихся техникумов по специальности "Санитарно-технические устройства зданий". На конкретных примерах в книге рассматриваются процессы изменения состояния воздуха вопросы определения количества выделяющихся вредностей и воздухообменов в помещениях. Даётся расчёт систем вентиляции и подбор оборудования.

ISBN 978-5-458-25573-8

© Издание на русском языке, оформление

«YOYO Media», 2013

© Издание на русском языке, оцифровка,

«Книга по Требованию», 2013

Эта книга является репринтом оригинала, который мы создали специально для Вас, используя запатентованные технологии производства репринтных книг и печати по требованию.

Сначала мы отсканировали каждую страницу оригинала этой редкой книги на профессиональном оборудовании. Затем с помощью специально разработанных программ мы произвели очистку изображения от пятен, кляксы, перегибов и попытались отбелить и выровнять каждую страницу книги. К сожалению, некоторые страницы нельзя вернуть в изначальное состояние, и если их было трудно читать в оригинале, то даже при цифровой реставрации их невозможно улучшить.

Разумеется, автоматизированная программная обработка репринтных книг – не самое лучшее решение для восстановления текста в его первозданном виде, однако, наша цель – вернуть читателю точную копию книги, которой может быть несколько веков.

Поэтому мы предупреждаем о возможных погрешностях восстановленного репринтного издания. В издании могут отсутствовать одна или несколько страниц текста, могут встретиться невыводимые пятна и кляксы, надписи на полях или подчеркивания в тексте, нечитаемые фрагменты текста или загибы страниц. Покупать или не покупать подобные издания – решать Вам, мы же делаем все возможное, чтобы редкие и ценные книги, еще недавно утраченные и несправедливо забытые, вновь стали доступными для всех читателей.

p_n — давление водяных паров, насыщающих воздух при той же температуре, в *мм рт. ст.*
Объемный вес сухого воздуха

$$\gamma_{c,v} = \frac{p'_{c,v}^*}{R_{c,v} T} = \frac{13,6 p_{c,v}}{29,27 T} = 0,465 \frac{p_{c,v}}{T} \text{ кг/м}^3. \quad (5)$$

Объемный вес влажного воздуха

$$\gamma_{v,v} = \gamma_{c,v} + \gamma_{v,n} = 0,465 \frac{p_{c,v}}{T} + 0,289 \frac{p_{v,n}}{T} \quad (6)$$

или

$$\gamma_v = 0,465 \frac{p_6}{T} + 0,176 \frac{p_{v,n}}{T}. \quad (7)$$

Так как в формуле (7) при нормальных температурах воздуха влияние второго члена на результат подсчета $\gamma_{v,v}$ ничтожно, то в вентиляционной технике объемный вес $\gamma_{v,v}$ обычно определяют по упрощенной формуле

$$\gamma_{v,v} = 0,465 \frac{p_6}{T} \text{ кг/м}^3. \quad (8)$$

$$\text{При } p_6 = 760 \text{ } \text{мм рт. ст. } \gamma_{v,v} = \frac{353}{T} \text{ кг/м}^3; \quad (8a)$$

$$\text{,, } p_6 = 745 \text{ } \text{,, } \gamma_{v,v} = \frac{346}{T} \text{ } \text{,,} \quad (8b)$$

Подставим в формулу (5) вместо $p_{c,v}$ выражение $p_6 - p_{v,n}$, и тогда формула примет вид

$$\gamma_{c,v} = 0,465 \frac{p_6 - p_{v,n}}{T} \text{ кг/м}^3. \quad (9)$$

В случае точных расчетов формулой (9) пользуются для подсчета веса сухой части вентиляционного воздуха, когда определяют влагосодержание d и теплосодержание I влажного воздуха. Этой формулой пользуются как при аналитических расчетах, так и при расчетах с помощью $I-d$ -диаграммы, потому что значения d и I в диаграмме даются на 1 кг сухого воздуха.

Теплосодержание влажного воздуха.

$$I_{v,v} = 0,236t + (597,3 + 0,44t) 0,001d \approx 0,24t + (597 + 0,44t) 0,001 d \text{ ккал/кг сух. возд,} \quad (10)$$

где d — влагосодержание воздуха в г/кг сухого воздуха.

Зная d и p_6 и пользуясь формулой (3), можно найти значение $p_{v,n}$:

$$p_{v,n} = \frac{dp_6}{d + 622}. \quad (11)$$

Полный расход тепла на нагревание воздуха

$$Q = G(I_k - I_n) = L\gamma(I_k - I_n) \text{ ккал/час.} \quad (12)$$

Расход «явного» тепла

$$Q = 0,24 G(t_k - t_n) = 0,24 L\gamma(t_k - t_n) \text{ ккал/час,} \quad (13)$$

где G — расход воздуха в кг/час;

L — объем воздуха в м³/час;

I_k и I_n — конечное и начальное теплосодержание воздуха в ккал/кг сухого воздуха. В дальнейшем размерность влагосодержания

* Величина $p'_{c,v}$ выражена в кг/м², а $p_{c,v}$ — в мм рт. ст.

ния и теплосодержания, т. е. d и I , упростим и вместо kg сухого воздуха будем писать просто kg ;
 t_k и t_n — конечная и начальная температура воздуха.

Расход воды на увлажнение воздуха

$$W = 0,001G(d_k - d_n) \text{ кг/час}, \quad (14)$$

где d_k и d_n — конечное и начальное влагосодержание воздуха в g/kg .

Процессы теплообмена и влагообмена между воздухом и водой характеризуются следующими зависимостями.

Угловой масштаб процесса

$$\varepsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d} = \frac{Q}{1000W}, \quad (15)$$

где $\Delta I = I_k - I_n$ и $\Delta d = d_k - d_n$.

Расход воздуха для ассимиляции избыточного тепла и влаги

$$G = \frac{Q}{I_k - I_n} = \frac{1000W}{d_k - d_n} \text{ кг/час}, \quad (16)$$

где Q — тепло, выделяемое в помещение источниками тепла, в $ккал/час$;

W — количество влаги, выделяемое в помещение источниками влагоизделия, в $kg/час$.

Остальные обозначения те же, что и в формулах (12) и (14). Все расчеты, связанные с определением расхода воздуха по избыточному теплу и влаге, в настоящей главе производятся без учета коэффициента m^* .

Отношение расхода воды W к расходу воздуха G в камерах орошения называется коэффициентом орошения

$$\mu = \frac{W}{G}. \quad (17)$$

Тепловой баланс камеры орошения характеризуется уравнением

$$Q = G(I_n - I_k) = W(t_{w_k} - t_{w_n}), \quad (18)$$

где t_{w_k} и t_{w_n} — конечная и начальная температура воды.

Остальные обозначения те же, что и в формуле (12).

Из уравнения (18) следует

$$\frac{W}{G} = \frac{I_n - I_k}{t_{w_k} - t_{w_n}} = \frac{\Delta I}{\Delta t_w}, \quad (19)$$

но отношение

$$\frac{W}{G} = \mu.$$

Следовательно,

$$\mu = \frac{\Delta I}{\Delta t_w}. \quad (20)$$

Степень полноты процесса теплообмена между воздухом и водой характеризуется коэффициентом эффективности камеры орошения η .

При политропическом¹ процессе

$$\eta = 1 - \frac{t_{M_k} - t_{w_k}}{t_{M_n} - t_{w_n}}, \quad (21)$$

* Коэффициент, выражающий отношение активных тепловыделений, непосредственно влияющих на температуру воздуха в рабочей зоне, к общему количеству активных тепловыделений в помещении.

¹ Политропическим называется процесс, при котором изменяются все параметры воздуха.

где t_{M_h} и t_{M_k} — температура входящего в камеру и выходящего из нее воздуха по мокрому термометру. Остальные обозначения те же, что и в формуле (18).
При адиабатическом процессе ($I=\text{const}$)

$$\eta = \frac{t_h - t_k}{t_h - t_{M_k}} = \frac{d_k - d_h}{d_0 - d_h}, \quad (21a)$$

где t_h и t_k — начальная и конечная температура воздуха по сухому термометру;

d_h и d_k — начальное и конечное влагосодержание воздуха в g/kg ; d_0 — влагосодержание воздуха при $\varphi=100\%$ и $I=\text{const}$.

Зависимость относительной влажности воздуха φ по выходе его из камеры орошения от коэффициента эффективности η , по данным б. ЦНИПС, приведена в табл. 1 [2].

Некоторые, редко применяемые формулы приведены в самом тексте примеров.

Таблица 1

η	φ	η	φ
0,75	0,92	1	0,99
0,8			
0,9	0,945	1,03	1

§ 2. ПРОЦЕССЫ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ВОЗДУХА ПРИ ЕГО НАГРЕВАНИИ И УВЛАЖНЕНИИ

Пример 1. Определить объем, который занимает 5000 кг сухого воздуха при температуре 60° и барометрическом давлении 750 мм рт. ст. Решение. По формуле (1)

$$L = \frac{GRT}{P} = \frac{5000 \cdot 29,27 \cdot 333}{750 \cdot 13,6} = 4778 \text{ м}^3.$$

Пример 2. Наружный воздух ежечасно поступает в калориферную камеру в количестве 10 000 м^3 , в которой подогревается от температуры $t_1 = -15^\circ$ до $t_2 = +20^\circ$. Относительная влажность наружного воздуха $\varphi = 95\%$, барометрическое давление $p_b = 760 \text{ мм рт. ст.}$

Определить относительную влажность, объем и теплосодержание воздуха после его подогрева. Кроме того, подсчитать расход тепла на подогрев воздуха.

Решение. Процесс изменения состояния воздуха в калориферной камере пойдет при влагосодержании $d = \text{const}$.

Давление водяных паров, насыщающих воздух:

$$\text{при } t_1 = -15^\circ \quad p_h = 1,24 \text{ мм рт. ст.}$$

$$\text{, , } \quad t_2 = +20^\circ \quad p_h = 17,53 \text{ , , }$$

Парциальное давление водяных паров, содержащихся в наружном воздухе,

$$p_{v,n} = \varphi p_h = 0,95 \cdot 1,24 = 1,18 \text{ мм рт. ст.}$$

Относительная влажность воздуха по формуле (4) при t_2

$$\varphi = \frac{p_{v,n}}{p_h} \cdot 100 = \frac{1,18}{17,53} \cdot 100 = 6,8\%.$$

Изменение объема газа при постоянном давлении прямо пропорционально изменению его абсолютной температуры:

$$L_2 = L_1 \frac{T_2}{T_1}. \quad (22)$$

Объем воздуха после его подогрева

$$L_2 = 10\,000 \frac{273 + 20}{273 - 15} = 11\,360 \text{ м}^3.$$

Влагосодержание воздуха по формуле (3)

$$d = 622 \frac{1,18}{760 - 1,18} = 0,97 \text{ г/кг.}$$

Теплосодержание воздуха при $t_1 = -15^\circ$ по формуле (10)

$$I_1 = 0,24 (-15) + [597 + 0,44 (-15)] 0,001 \cdot 0,97 = -3,03 \text{ ккал/кг.}$$

При $t_2 = +20^\circ$

$$I_2 = 0,24 \cdot 20 + (597 + 0,44 \cdot 20) 0,00097 = 5,37 \text{ ккал/кг.}$$

Теплосодержание воздуха возросло на $+5,37 - (-3,03) = 8,4 \text{ ккал/кг.}$

Полный расход тепла на подогрев воздуха определяется по формуле (12)

$$Q = L \gamma (I_2 - I_1) = 10000 \cdot 1,368 \cdot 8,4 = 114912 \text{ ккал/час,}$$

где γ — объемный вес воздуха при $t = -15^\circ$, найденный по формуле (8а).

Пример можно легко решить, пользуясь $t-d$ -диаграммой.

На диаграмме (рис. 1) по точке A с параметрами $t = -15^\circ$ и $\varphi = 95\%$ находим значения d и I . Затем из точки A поднимаемся по вертикали вверх до пересечения с изотермой $t = +20^\circ$ (точка B), так как процесс изменения состояния воздуха в калорифере идет при постоянном влагосодержании $d = \text{const}$ и заканчивается при $t = +20^\circ$. В точке B определяем теплосодержание I_2 и относительную влажность воздуха в конце процесса.

Пример 3. В вентиляционной камере смешиваются наружный и внутренний воздух, засасываемый вентилятором из помещения. Определить параметры смеси.

Количество и параметры воздуха при $p_0 = 760 \text{ мм рт. ст.}:$

а) наружный воздух $L_1 = 4000 \text{ м}^3/\text{час}, t_1 = +10^\circ, \varphi_1 = 80\%, p_{v,n_1} = 7,4 \text{ мм рт. ст.}, d_1 = 6,1 \text{ г/кг}, I_1 = 6,1 \text{ ккал/кг};$

б) внутренний (рециркуляционный) $L_2 = 6000 \text{ м}^3/\text{час}, t_2 = +30^\circ, \varphi_2 = 50\%, p_{v,p_2} = 16 \text{ мм рт. ст.}, d_2 = 13,2 \text{ г/кг}, I_2 = 15,3 \text{ ккал/кг.}$

Решение. Определяем объемный вес сухой части воздуха по формуле (9):

$$\gamma_{c,b_1} = 0,465 \frac{760 - 7,4}{273 + 10} = 1,237 \text{ кг/м}^3$$

$$\gamma_{c,b_2} = 0,465 \frac{760 - 16}{273 + 30} = 1,141 \text{ кг/м}^3$$

Вес сухой части воздуха в смешиваемых количествах

$$G_1 = L_1 \gamma_{c,b_1} = 4000 \cdot 1,237 = 4948 \text{ кг}$$

$$G_2 = L_2 \gamma_{c,b_2} = 6000 \cdot 1,141 = 6846 \text{ кг},$$

$$G_{cm} = 4948 + 6846 = 11794 \text{ кг},$$

Параметры смеси

$$d_{cm} = \frac{G_1 d_1 + G_2 d_2}{\Sigma G} = \frac{4948 \cdot 6,1 + 6846 \cdot 13,2}{11794} = 10,22 \text{ г/кг};$$

$$I_{cm} = \frac{G_1 I_1 + G_2 I_2}{\Sigma G} = \frac{4948 \cdot 6,1 + 6846 \cdot 15,3}{11794} = 11,44 \text{ ккал/кг};$$

$$t_{\text{см}} = \frac{G_1 t_1 + G_2 I_2}{\Sigma G} = \frac{4948 \cdot 10 + 6846 \cdot 30}{11794} = 21,6^\circ.$$

Парциальное давление водяных паров смеси по формуле (11)

$$p_{\text{в.п.см}} = \frac{d_{\text{см}} p_b}{d_{\text{см}} + 622} = \frac{10,22 \cdot 760}{10,22 + 622} = 12,3 \text{ мм рт. ст.}$$

Давление водяных паров, насыщающих воздух при $t=21,6^\circ$, $p_{\text{н}} = 19,4 \text{ мм рт. ст.}$

Относительная влажность смеси по формуле (4)

$$\varphi_{\text{см}} = \frac{12,3}{19,4} 100 \approx 63\%.$$

Решим пример графически с помощью $I-d$ -диаграммы. Для этого наносим на диаграмму точки A и B соответствующие параметры наружного и внутреннего воздуха и соединяем их прямой линией (рис. 2). Процесс изменения состояния смешиваемых количеств воздуха пойдет по линии AB ; на этой же линии будет находиться точка B с параметрами смеси. Чтобы найти точку B , нужно линию AB разделить на части, соответственно обратные величинам весовых количеств смешиваемого воздуха. Так, длина отрезка AB будет равна

$$\frac{G_2}{G_{\text{см}}} \cdot l_{AB} = \frac{6846}{11794} l_{AB} = 0,58 l_{AB},$$

где l_{AB} — длина прямой AB .

Найдя точку B , снимаем с диаграммы ее параметры — d , φ , I .

Пример 4. Из цеха удаляется $L=15000 \text{ м}^3/\text{час}$ воздуха с температурой $t=28^\circ$ и относительной влажностью $\varphi=40\%$, а для возмещения вытяжки подается такое же по весу количество приточного воздуха с температурой $t=16^\circ$. Чтобы избежать расхода тепла на подогрев воздуха в зимний период, было решено часть удаляемого из цеха воздуха подмешивать к приточному. Относительная влажность наружного воздуха в зимний период $\varphi=90\%$. Барометрическое давление $p_b=760 \text{ мм рт. ст.}$ Определить количество внутреннего воздуха, которое нужно подмешивать к наружному при расчетной зимней вентиляционной температуре $t_{\text{н.в.}}=-15^\circ$, и параметры смеси.

Решение. Примем следующие обозначения весовых, объемных количеств, температур, влагосодержаний и теплосодержаний воздуха:

подмешиваемого (рециркуляционного) — G_p , L_p , t_p , d_p , I_p
смешанного — $G_{\text{см}}$, $L_{\text{см}}$, $t_{\text{см}}$, $d_{\text{см}}$, $I_{\text{см}}$
наружного — G_n , L_n , t_n , d_n , I_n

По $I-d$ -диаграмме находим параметры подмешиваемого воздуха при $t_p=28^\circ$ и $\varphi_p=40\%$ и наружного в зимний период при

$t_n=-15^\circ$ и $\varphi_n=90\%$:

$$d_p = 9,5 \text{ г/кг}; I_p = 12,5 \text{ ккал/кг}; p_{\text{в.п.п}} = 11,2 \text{ мм рт. ст.};$$

$$d_n = 1 \text{ г/кг}; I_n = -3,03 \text{ ккал/кг}; p_{\text{в.п.н}} = 1,2 \text{ мм рт. ст.}$$

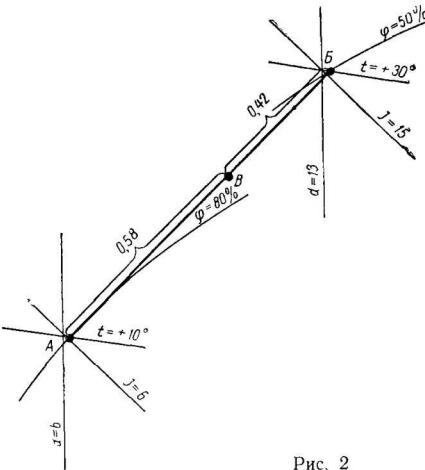


Рис. 2

Объемный вес сухой части воздуха, удаляемого из цеха:

$$\gamma_{c,v} = 1,157 \text{ кг/м}^3.$$

Весовое количество сухого воздуха, удаляемого из цеха:

$$G_{cm} = 15\,000 \cdot 1,157 = 17\,355 \text{ кг/час.}$$

Такое же количество сухого воздуха по условию должно подаваться в цех. Напишем уравнение теплового баланса, приняв $G_h = G_{cm} - G_p$:

$$G_{cm} t_{cm} = G_p t_p + G_h t_h = G_p t_p + (G_{cm} - G_p) t_h.$$

После преобразований получим

$$G_p = \frac{t_{cm} - t_h}{t_p - t_h} G_{cm} = \frac{16 - (-15)}{28 - (-15)} 17\,355 = 12\,513 \text{ кг/час.}$$

$$L_p = \frac{G_p}{\gamma_{28^\circ}} = \frac{12\,513}{1,157} = 10\,815 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Количество сухого воздуха, подаваемого снаружи:

$$G_h = G_{cm} - G_p = 17\,355 - 12\,513 = 4842 \text{ кг/час.}$$

По формулам, приведенным в примере 3, находим $I_{cm} = 9,86 \text{ ккал/кг}$, $d_{cm} = 7,13 \text{ г/кг}$.

Делаем проверку:

$$t_{cm} = \frac{4842(-15) + 12\,513 \cdot 28}{17\,355} = 16^\circ.$$

Следовательно, подсчет количества воздуха сделан правильно.

Давление водяных паров смеси по формуле (11)

$$p_{v,n_{cm}} = \frac{d_{cm} p_0}{d_{cm} + 622} = \frac{7,13 \cdot 760}{7,13 + 622} = 8,6 \text{ мм рт. ст.}$$

Давление водяных паров, насыщающих воздух при $t = +16^\circ$, $p_{n_{cm}} = 13,63 \text{ мм рт. ст.}$

$$\varphi_{cm} = \frac{8,6}{13,63} 100 = 63\%.$$

Чтобы найти параметры смеси с помощью $I-d$ -диаграммы, нужно нанести на нее точки, соответствующие параметрам наружного и рециркуляционного воздуха (точки A и B на рис. 3) и соединить их прямой. Пересечение этой прямой с изотермой $t = +16^\circ$ даст точку B с параметрами смеси. Количество воздуха:

рециркуляционного

$$G_p = \frac{l_{AB}}{l_{AB}} G_{cm} \text{ кг/час;}$$

наружного

$$G_h = \frac{l_{BB}}{l_{AB}} G_{cm} \text{ кг/час.}$$

Из подобия двух треугольников ADB и AGB можем написать соотношение

$$\frac{l_{AD}}{l_{AG}} = \frac{l_{AB}}{l_{AB}}.$$

Но в масштабе температур отрезок $AD = [16 - (-15)] = 31^\circ$ и $AG = (28 - (-15)) = 43^\circ$. Следовательно, $G_p = \frac{31}{43} G_{cm}$, т. е. получим то же отноше-

ние разности температур, которое выведено выше из уравнения теплового баланса.

Пример 5. Температура воздуха $t_b = 25^\circ$, относительная влажность $\varphi = 60\%$. Пользуясь $I-d$ -диаграммой, найти температуру точки росы $t_{\text{р}}\text{и}$ мокрого термометра t_m , если $p_b = 745 \text{ мм рт. ст.}$.

Решение. По заданным параметрам воздуха находим на диаграмме точку A (рис. 4). Чтобы получить точку росы, нужно при постоянном влагосодержании охладить воздух настолько, чтобы его относительная влажность стала равной 100 %. Такой процесс изменения состояния воздуха изображается на диаграмме отрезком вертикальной прямой, выходящей из точки A и продолжающейся до

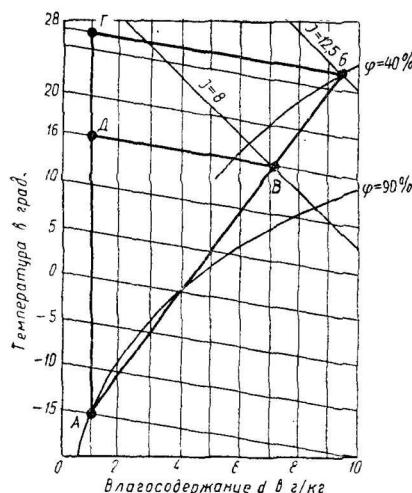


Рис. 3

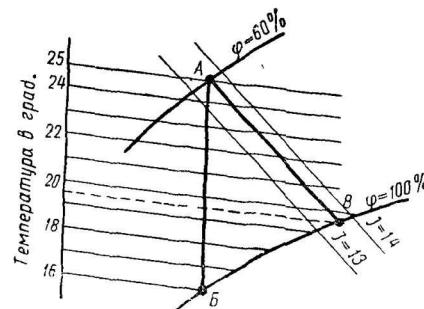


Рис. 4

пересечения с кривой насыщения в точке B . Но точка B лежит на изотерме 16° . Следовательно, $t_{\text{р}} = 16^\circ$. Для нахождения t_m необходимо из точки A (рис. 4) провести параллельно линиям теплосодержания прямую до пересечения с кривой насыщения. Точка B пересечения этих линий находится между изотермами 19 и 20° . Следовательно, $t_m = 19,6^\circ$.

Пример 6. Температура воздуха по сухому термометру $t_c = +20^\circ$, по мокрому — $t_m = +16^\circ$. Скорость движения воздуха $v = 2 \text{ м/сек}$; $p_b = 760 \text{ мм рт. ст.}$ Определить относительную влажность воздуха.

Решение. Относительная влажность воздуха определяется по формуле

$$\varphi = \frac{p_{\text{н.м}} - a(t_c - t_m)p_b}{p_{\text{н.с}}} 100\%, \quad (23)$$

где $p_{\text{н.с}}$, $p_{\text{н.м}}$ — парциальное давление водяных паров, насыщающих воздух при температуре сухого и мокрого термометра, в мм рт. ст. ;

t_c и t_m — температура воздуха по сухому и мокрому термометрам;

p_b — барометрическое давление в мм рт. ст. ;

a — коэффициент, зависящий от скорости движения воздуха;

$$a = 0,00001(65 + \frac{6,75}{v}), \text{ где } v \text{ — скорость воздуха в } \text{м/сек.}$$

При $t_m = +16^\circ$ $p_{\text{н.м}} = 13,63 \text{ мм рт. ст.}$; при $t_c = +20^\circ$ $p_{\text{н.с}} = 17,53 \text{ мм рт. ст.}$; при $v = 2 \text{ м/сек}$ $a = 0,00068$.

Таким образом, относительная влажность воздуха

$$\varphi = \frac{13,63 - 0,00068 (20 - 16) 760}{17,53} 100 = 66\%.$$

Можно определить φ с помощью $I-d$ -диаграммы, если известны температуры t_c и t_m .

По изотерме мокрого термометра $t_m = +16^\circ$ «движемся» до встречи с кривой насыщения φ (рис. 5) в точке A . Из точки A «поднимаемся» по линии, параллельной $I = \text{const}$, до пересечения с изотермой сухого термометра $t = +20^\circ$. В точке пересечения B отсчитываем относительную влажность, которая в нашем примере равна 66%.

Результаты определения φ аналитическим и графическим путем дают хорошее совпадение при скоростях обтекания воздухом кисеи мокрого термометра $v \geq 2 \text{ м/сек}$, когда поправочный коэффициент a становится почти постоянной величиной. При малых скоростях воздуха по $I-d$ -диаграмме получится искаженный результат. Так, при $v=0,2 \text{ м/сек}$ относительная влажность, подсчитанная по формуле (23), равна $\varphi=60,2\%$, а по диаграмме по-прежнему 66% (расхождение 10%). Поэтому при малых скоростях воздуха φ следует определять не по $I-d$ -диаграмме, а по формуле (23).

Пример 7. Пользуясь $I-d$ -диаграммой, найти давление водяных паров при $\varphi=100\%$ и $\varphi=60\%$, если температура воздуха $t_b = +18^\circ$ и $p_b = 760 \text{ мм рт. ст.}$

Решение. Из точки A , расположенной на изотерме $t=18^\circ$, при $\varphi=100\%$, «опускаемся» по вертикали вниз до встречи со шкалой парциальных давлений водяного пара, на которой отсчитываем величину давления водяных паров, насыщающих воздух. При $t_b = +18^\circ$ и $p_{bi} = 15,6 \text{ мм рт. ст.}$

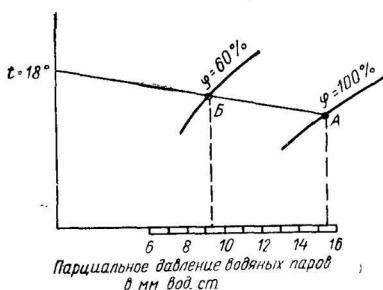


Рис. 6

в количестве $W=50 \text{ кг/час}$. Предельно допустимые параметры внутреннего воздуха $t_b = +22^\circ$, $\varphi_b = 70\%$. Определить расход приточного воздуха и температуру его подогрева в калорифере для поддержания в цехе заданных метеорологических условий. Параметры наружного воздуха $t_n = -12^\circ$, $\varphi_n = 80\%$, $p_n = 745 \text{ мм рт. ст.}$

Решение. Теплосодержание и влагосодержание наружного и внутреннего воздуха: $I_n = -2,1 \text{ ккал/кг}$; $d_n = 1,2 \text{ г/кг}$; $I_b = 12,7 \text{ ккал/кг}$, $d_n = 12,1 \text{ г/кг}$.

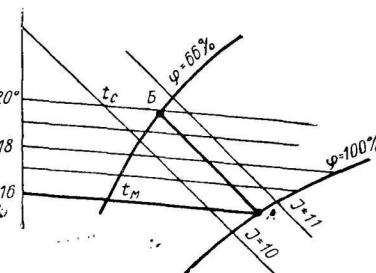


Рис. 5

Точно так же поступаем при определении давления водяных паров при $\varphi=60\%$ с той лишь разницей, что точка B будет лежать не на кривой насыщения, а на кривой $\varphi=60\%$.

Пример 8. В процессе работы оборудования выделяется явное и скрытое избыточное тепло в количестве $Q=40\,000 \text{ ккал/час}$.

Кроме того, выделяется влага

Отсюда

$$\Delta I = 12,7 - (-2,1) = 14,8 \text{ ккал/кг};$$

$$\Delta d = 12,1 - 1,2 = 10,9 \text{ г/кг}.$$

Сначала решим задачу аналитически. Количество воздуха, необходимого для ассимиляции влаги в цехе, по формуле (16)

$$G = \frac{1000W}{\Delta d} = \frac{50 \cdot 1000}{10,9} = 4600 \text{ кг/час.}$$

Прирост теплосодержания приточного воздуха в цехе

$$\Delta I' = \frac{40000}{4600} = 8,7 \text{ ккал/кг.}$$

Воздух должен поступать в цех с теплосодержанием

$$I_{np} = 12,7 - 8,7 = 4 \text{ ккал/кг.}$$

Определяем температуру подогрева воздуха в калорифере. Путем преобразования формулы (10) получим

$$t_{np} = \frac{I_{np} - 597 \cdot 0,001 d_{np}}{0,24 + 0,44 \cdot 0,001 d_{np}} = \frac{4 - 597 \cdot 0,0012}{0,24 + 0,44 \cdot 0,0012} = 13,6^\circ.$$

Расход тепла на подогрев воздуха по формуле (12)

$$Q = G(I_{np} - I_n) = 4600 [4 - (-2,1)] = 28060 \text{ ккал/час.}$$

I_{np} и t_{np} с помощью $I-d$ -диаграммы. Для этого наносим на диаграмму точки A и B , соответствующие начальному и конечному состоянию воздуха (рис. 7). Определяем угловой масштаб процесса:

$$\varepsilon = \frac{40000}{50000} = 0,8.$$

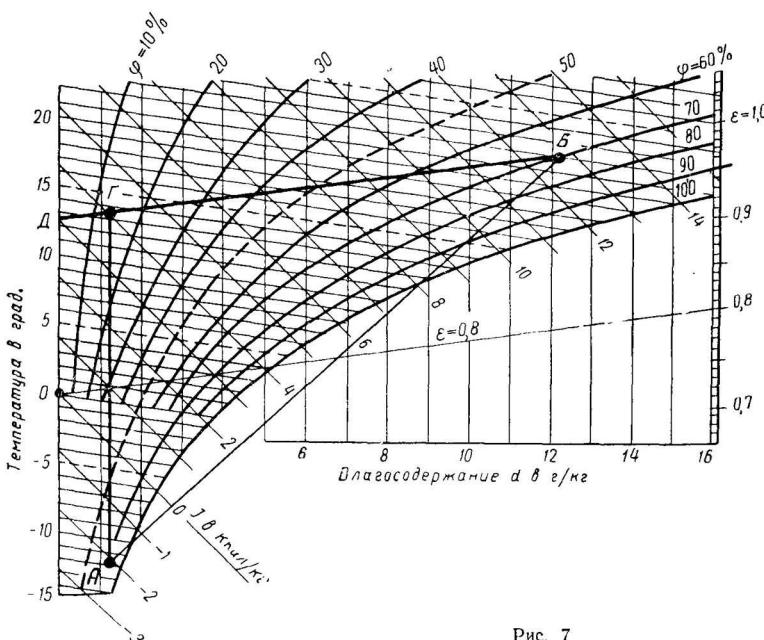


Рис. 7

Через точку B строим луч, соответствующий протеканию процесса. Для этого накладываем линейку на точку 0 шкалы температур и риску $\varepsilon=0,8$ $I-d$ -диаграммы, затем смещаем линейку параллельно до встречи с точкой B и наносим на диаграмме линию DB . Из точки A параллельно линии $d=\text{const}$ проводим прямую до пересечения с линией DB . Точка G даст параметры воздуха по выходе его из калорифера. Прямая AG характеризует процесс подогрева воздуха при $d=\text{const}$, а прямая GB — изменение состояния воздуха в цехе.

Пример 9. Теплоизбытки в цехе в летний период составляют $Q=72\,000 \text{ ккал/час.}$ Влаговыделения отсутствуют. По условиям технологического процесса относительная влажность воздуха в цехе должна быть $\varphi=75\%$, а температура — не выше $t_B=26^\circ$. Определить количество приточного воздуха, подаваемого в цех, если температура наружного воздуха $t_a=+30^\circ$, а относительная влажность $\varphi=40\%$.

Решение. Для создания требуемых метеорологических условий в цехе, очевидно, нужно увлажнять приточной воздух. На $I-d$ -диаграмму (рис. 8) наносим точку A с параметрами наружного воздуха и строим линию AB адиабатического увлажнения. Так как практически очень трудно увлажнить воздух до $\varphi=100\%$, то линию AB обрываем на кривой $\varphi=95\%$; $d_A=10,6 \text{ г/кг}; I_A=13,6 \text{ ккал/кг.}$

Точка B будет соответствовать параметрам воздуха, выпускаемого в цех, $d_B=14,3 \text{ г/кг}; I_B=13,6 \text{ ккал/кг}; \varphi_B=95\%$. Так как в цехе имеются только теплоизбытки, то $\varepsilon=+\infty$, и луч процесса пойдет из точки B вверх параллельно линии $d=\text{const}$. Чтобы определить конечную точку процесса асимиляции тепла, нанесем на диаграмму точку B , соответствующую заданным параметрам воздуха в цехе. Сравнивая положение луча процесса и точки B на диаграмме, легко убедиться в том, что требуется дополнительное увлажнение (линия GB). Дополнительное увлажнение воздуха или, как его называют иначе, доувлажнение производится непосредственно в цехе с помощью форсунок пневматического доувлажнения, а также доувлажнительных аппаратов различного типа.

Расход приточного воздуха определится разностью параметров в точках G и B :

$$G_{np} = \frac{Q}{I_F - I_B} = \frac{72\,000}{16 - 13,6} = 30\,000 \text{ кг/час.}$$

Количество воды, усвоенное воздухом:

a) в увлажнительной камере

$$\begin{aligned} W_1 &= G_{np} (d_B - d_A) = G_{np} \Delta d_1 = \\ &= 30\,000 (14,3 - 10,6) = 111\,000 \text{ г/час} = 111 \text{ кг/час}; \end{aligned}$$

b) в процессе доувлажнения

$$\begin{aligned} W_2 &= G_{np} (d_B - d_G) = G_{np} \Delta d_2 = \\ &= 30\,000 (16 - 14,3) = 51\,000 \text{ г/час} = 51 \text{ кг/час}. \end{aligned}$$

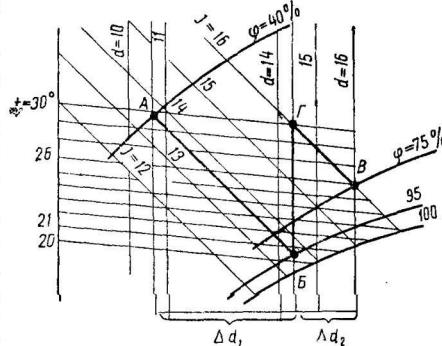


Рис. 8