А. В. НЕСТЕРЕНКО

ОСНОВЫ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

ИЗДАНИЕ ТРЕТЬЕ,
ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

Допущено
Министерством высшего и среднего специального образования СССР
в качестве учебного пособия
для студентов факультета
«Теплогазоснабжение и вентиляция»
инженерно-строительных вузов



ИЗДАТЕЛЬСТВО «ВЫСШАЯ ШКОЛА»
МОСКВА—1971

6С9.Н
Н56
УДК 628.23

А. В. Нестеренко, докт. техн. наук, проф.

Н56 Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. Учебн. пособие. изд. 3, доп. М., изд-во «Высшая школа», 1971.

460 стр.

В книге излагаются вопросы термодинамики влажного воздуха, даются основные понятия о тепло- и влагообмене, рассматриваются различные изменения состояния вентиляционного воздуха в помещениях с избытками тепла и влаги.

Значительная часть пособия посвящена вопросам построения на $I-d$-диаграмме различных процессов обработки воздуха, описанию и расчету современных систем кондиционирования воздуха и анализу процессов автоматического регулирования температуры и влажности воздуха в помещениях.

По сравнению со 2-м изданием (1965 г.) в книгу включено описание новых методов расчета в области кондиционирования воздуха, описаны новые способы его обработки и новые типы кондиционеров.

Книга предназначена в качестве учебного пособия для студентов факультета «Теплогазоснабжение и вентиляция» инженерно-строительных высших учебных заведений. Изданием могут пользоваться также инженеры-проектировщики, работающие в области вентиляции и кондиционирования воздуха.

6С9.4

Рецензент

кафедра «Теплогазоснабжения и вентиляции» Всесоюзного заочного инженерно-строительного института

3-2-10
327-70

ПРЕДИСЛОВИЕ

Основной целью, которую ставил перед собой автор, являлось создание систематизированного учебного пособия по разделам курса «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» (читаемого на факультете «Теплогазоснабжение и вентиляция» инженерно-строительных высших учебных заведений), связанным с термодинамическими изменениями состояния влажного воздуха.

Наибольшая часть содержания данного учебного пособия посвящена вопросам кондиционирования воздуха.

В третьем издании расширено освещение вопроса тепло- и массообмена, происходящего при испарении жидкости со свободной поверхности, на основе данных исследований Л. В. Петрова. Значительно переработан раздел, относящийся к расчету форсуночных камер. В книге дается приближенная классификация систем кондиционирования воздуха. Значительно дополнена глава, посвященная источникам холода. В частности, включены новые материалы (§ 4 гл. VIII и § 4 гл. X), относящиеся к перспективам применения воздушных турбохолодильных машин в системах кондиционирования воздуха, написанные канд. техн. наук В. И. Прохоровым на основе результатов исследований, проведенных им в МИСИ им. В. В. Куйбышева и НИИ сантехники.

В книге получили отражение новые систе-

мы и конструкции устройств кондиционирования воздуха. Разделы книги, связанные с расчетами кондиционирующих аппаратов, переработаны в свете последних данных исследований по этим вопросам.

В заключение следует указать, что почти все разделы книги в значительной степени переработаны и дополнены. Автор выражает свою признательность коллективу кафедры теплогазоснабжения и вентиляции ВЗИСИ (зав. кафедрой доцент, канд. техн. наук В. Ф. Дроздов) за ценные замечания, сделанные в рецензии по рукописи.

Автор считает необходимым выразить свою глубокую благодарность ст. преподавателю кафедры «Отопления и вентиляции» МИСИ им. В. В. Куйбышева Л. В. Петрову за большую помощь, оказанную автору при подготовке третьего издания данной книги.

7—2

Глава I

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

§ 1. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

Атмосферный воздух, состоящий из кислорода, азота, углекислоты и небольшого количества инертных газов, всегда содержит некоторое количество водяного пара *. Смесь сухого воздуха с водяным паром называется влажным воздухом. Состав сухой части атмосферного воздуха приведен в табл. 1.

Таблица 1

№ п/п	Составные компоненты сухой части влажного воздуха	Символ или формула	Содержание, %	
			по весу	по объему
1	Азот	N_2	75,55	78,13
2	Кислород	O_2	23,10	20,90
3	Аргон, неон и другие инертные газы	Ar, Ne	1,3	0,94
4	Углекислота	CO_2	0,05	0,03

К числу инертных газов, указанных в табл. 1, кроме аргона и неона, относятся также гелий, ксенон и криптон. Помимо этого, в воздухе содержится весьма незначительное количество водорода, озона и некоторых других газов.

С достаточной для технических расчетов точностью можно считать, что влажный воздух подчиняется всем законам смеси идеальных газов. Каждый газ, в том числе и пар, входящий в состав смеси, занимает тот же объем V, что и вся смесь. Он имеет температуру смеси T, находится под своим парциальным давлением p_i, которое определяют по уравнению Клапейрона [Л. 29] **:

$$p_i = \frac{M_i RT}{V\mu_i} = \frac{\nu_i}{V} RT, \qquad \text{(I-1)}$$

где $\nu_i = \frac{M_i}{\mu_i}$ — количество молей i-того газа, входящего в состав смеси;

M_i — масса i-того газа, *кг*;

---

* В этой связи влажный воздух в дальнейшем мы будем называть воздушно-паровой смесью.

** См. список литературы на стр. 455. Цифра 29 означает порядковый номер литературного источника по этому списку.

μ_i — молекулярный вес газа, *кг/моль*;

R — универсальная газовая постоянная;

V — объем газа, *м*^{3}.

Размерность универсальной газовой постоянной надо выбирать в зависимости от единиц измерения давления и объема. Если давление измеряется в *кГ/м*^{2}, то $R=0{,}848$ *кГм/град · г-моль*; когда же давление измеряют в *мм рт. ст.*, то $R=0{,}06237$ *мм рт. ст.*$\times$*м*^{3}*/град*$\times$ $\times$*г-моль* (объем в обоих случаях измеряется в *м*^{3}).

В абсолютной системе единиц $R=8{,}314\cdot10^7$ *эрг/моль · град.*

В системе единиц СИ универсальная газовая постоянная равна $R=8{,}314\cdot$ ~~10^3~~ *дж/(кмоль) град*.

Отношение массы газа (M_i) к объему смеси V называется концентрацией (ω_i) данного газа в смеси.

Сумма парциальных давлений газовых компонентов смеси равна полному давлению смеси (закон Дальтона):

$$P=p_1+p_2+p_3+\ldots+p_i=\Sigma p_i. \qquad \text{(I-2)}$$

Влажный воздух можно в первом приближении рассматривать как бинарную смесь, состоящую из водяного пара и приведенного однородного газа — сухой части атмосферного воздуха, эффективный молекулярный вес которого $\mu_в=29$. Тогда барометрическое давление влажного воздуха $P_б$ будет равно сумме парциальных давлений сухого воздуха $p_в$ и водяного пара $p_п$, т. е.

$$P_б=p_в+p_п. \qquad \text{(I-3)}$$

Величины $P_б$, $p_в$ и $p_п$ измеряют в *мм рт. ст.*

В системе единиц СИ давление измеряется в *н/м*^{2} (1 *мм рт. ст.* $=$ $=133{,}332$ *н/м*^{2}).

Смесь, которая состоит из сухого воздуха и перегретого водяного пара, называют *ненасыщенным влажным воздухом,* а смесь, состоящую из сухого воздуха и насыщенного водяного пара, — *насыщенным влажным воздухом.*

Относительная влажность воздушно-паровой смеси представляет собой отношение концентрации водяного пара ненасыщенного воздуха к концентрации водяного пара насыщенного воздуха при одинаковых температурах и давлениях:

$$\varphi'=\frac{\omega_п}{\omega_{пн}}, \qquad \text{(I-4)}$$

где $\omega_п$ — концентрация водяного пара ненасыщенного воздуха, *кг/м*^{3};

$\omega_{пн}$ — концентрация водяного пара насыщенного воздуха, *кг/м*^{3}.

Из выражения I-4 следует, что относительная влажность насыщенного влажного воздуха равна единице.

Относительную влажность воздуха можно также выразить отношением парциальных давлений водяного пара. Для этой цели воспользуемся уравнением Клапейрона (I-1):

$$\varphi' = \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{пн}}}, \qquad \text{(I-5)}$$

где $p_{\text{п}}$ и $p_{\text{пн}}$ — соответственно парциальное давление ненасыщенного пара и давление насыщенного пара при температуре воздушно-паровой смеси.

Давление насыщенного водяного пара является функцией только температуры, оно может быть найдено по таблице (см. приложение I) или, с известным приближением, по формуле Г. К. Филоненко [Л. 51], справедливой для интервала температур * от 0 до 100°

$$\lg p_{\text{пн}} = 0{,}622 + \frac{7{,}5t_{\text{н}}}{238 + t_{\text{н}}}, \qquad \text{(I-6)}$$

где $t_{\text{н}}$ — температура насыщенного воздуха.

М. И. Фильней предложил другую формулу, по которой получается более точное совпадение давлений насыщенного пара с табличными данными:

$$\lg p_{\text{пн}} = \frac{156 + 8{,}12t_{\text{н}}}{236 + t_{\text{н}}}. \qquad \text{(I-6')}$$

Величину относительной влажности часто выражают в процентах, т. е.

$$\varphi = \varphi' \cdot 100\% = \frac{\omega_{\text{п}}}{\omega_{\text{пн}}} \cdot 100\%.$$

Влагосодержание влажного воздуха d представляет собой отношение массы пара к единице массы сухого воздуха, содержащегося в смеси, т. е.

$$d = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{в}}}, \qquad \text{(I-7)}$$

где $M_{\text{п}}$ и $M_{\text{в}}$ — соответственно масса пара и масса сухого воздуха.

Если массу пара выражают в граммах, а массу сухого воздуха — в килограммах, то величина влагосодержания обозначается через d, как это записано в выражении I-7. Если же массу пара и сухого воздуха выражают в килограммах, то значение влагосодержания принято обозначать буквой x. Таким образом, x и d связаны следующей зависимостью:

$$x = \frac{d}{1000} \ [\textit{кг/кг сух. возд}].$$

---

* Температуры в настоящем пособии везде приняты в градусах Цельсия (°С).

Если воспользоваться уравнением Клапейрона, написанным для пара и воздуха, то выражение I-7 можно представить в следующем виде:

$$d=\frac{M_п}{M_в}\cdot 1000=\frac{\mu_п p_п}{\mu_в p_в}\ [г/кг\ сух.\ возд], \qquad (I\text{-}7')$$

где $\mu_п$ — молекулярный вес пара;

$\mu_в$ — молекулярный вес воздуха.

Подставив соответствующие значения молекулярных весов, получим:

$$d=\frac{18}{29}\cdot\frac{p_н}{p_в}\cdot 1000=622\frac{p_п}{P_б-p_п}=622\frac{\varphi' p_{пн}}{P_б-\varphi' p_{пн}}\ [г/кг\ сух.\ возд]. \qquad (I\text{-}8)$$

Полученное таким образом выражение влагосодержания показывает, что влагосодержание воздуха пропорционально барометрическому давлению и является функцией только парциального давления пара.

Величина барометрического давления атмосферного воздуха на уровне моря в среднем составляет 760 *мм рт. ст.* ($101{,}3\cdot 10^3$ *н/м*^{2}) и колеблется в пределах от 720 до 800 *мм рт. ст.* (от $96\cdot 10^3$ до $106{,}8\cdot 10^3$ *н/м*^{2}).

С изменением высоты над уровнем моря барометрическое давление изменяется и его можно вычислить с достаточной точностью по формуле [Л. 22]

$$A=(18{,}4+0{,}067t)\lg\frac{P_б}{P_б'}, \qquad (I\text{-}9)$$

где A — высота над уровнем моря, *км*;

t — средняя температура воздуха на участке между уровнем моря и рассматриваемой точкой;

$P_б$ — давление над уровнем моря, в среднем равное 760 *мм рт. ст.*;

$P_б'$ — искомое давление на высоте A *км*, *мм рт. ст.*

Выражение I-8 позволяет получить соотношение для парциального давления пара:

$$p_п=\frac{P_б d}{622+} \ [мм\ рт.\ ст.]. \qquad (I\text{-}10)$$

Плотность влажного воздуха представляет собой отношение массы воздушно-паровой смеси M к объему этой смеси V:

$$\gamma_{см}=\frac{M}{V}\ [кг/м^3]. \qquad (I\text{-}11)$$

Величина M состоит из массы сухого воздуха $M_в$ и массы водяного пара $M_п$. Поэтому формулу I-11 можно переписать в следующем виде:

$$\gamma_{см}=\frac{M_в}{V}+\frac{M_п}{V}=\omega_в+\omega_п, \qquad (I\text{-}12)$$

где $\omega_в$ — концентрация сухого воздуха в смеси, *кг/м*^{3};
$\omega_п$ — концентрация водяного пара в смеси, *кг/м*^{3}.

Используя выражения I-7 и I-12, можно написать:

$$\gamma_{см}=\omega_в\left(1+\frac{d}{1000}\right)\ [кг/м^3]. \qquad (I\text{-}13)$$

Так как давление абсолютно сухого воздуха ($d=0$) равно барометрическому давлению ($p_в=P_б$), то его концентрация в этом случае будет равна его плотности, т. е. $\gamma_в=\omega_в$.

Плотность газа прямо пропорциональна давлению и обратно пропорциональна температуре. Поэтому концентрацию сухого воздуха в смеси можно считать как его плотность при парциальном давлении $p_в$:

$$\omega_в=\gamma_0\cdot\frac{p_в}{760}\cdot\frac{273}{T}\ [кг/м^3], \qquad (I\text{-}14)$$

где γ_0 — плотность сухого воздуха при $t=0°$ и $P_б=760$ *мм рт. ст.* (равная 1,293 *кг/м*^{3}).

На основании выражений 1-13, 1-14 и 1-7 плотность влажного воздуха можно выразить в следующем виде:

$$\gamma_{см}=\gamma_0\frac{273}{T}\left[\frac{P_б}{760}-\left(1-\frac{\mu_п}{\mu_в}\right)\frac{p_п}{760}\right]\ [кг/м^3]. \qquad (I\text{-}15')$$

Подставив соответствующие значения молекулярных весов и γ_0, получим:

$$\gamma_{см}=1{,}293\frac{273}{T}\left(\frac{P_б}{760}-0{,}378\frac{p_п}{760}\right)\ [кг/м^3]. \qquad (I\text{-}15)$$

Из этого выражения видно, что влажный воздух всегда легче сухого, так как молекулярный вес пара меньше молекулярного веса воздуха. Таким образом, чем больше величина $p_п$, тем легче будет воздушно-паровая смесь. Однако это будет справедливо только в том случае, когда молекулярный вес паров меньше молекулярного веса воздуха. Если молекулярный вес пара какого-либо вещества (например, паров бензола) будет больше молекулярного веса воздуха, то картина наблюдается обратная (подобные случаи встречаются в практике промышленной вентиляции).

Влияние температуры на плотность смеси в обоих случаях будет одинаковым: с повышением температуры плотность смеси начнет уменьшаться, и наоборот.

Удельную теплоемкость влажного воздуха $c_{см}$ относят, как и влагосодержание, к единице массы сухой части воздуха:

$$c_{см}=c_в+c_п\cdot\frac{d}{1000}\ [ккал/кг\ сух.\ возд\cdot град], \qquad (I\text{-}16)$$

где $c_в$ — средняя удельная теплоемкость сухого воздуха (для температур в интервале 0—100° $c_в$ принимают равной 0,24 *ккал/кг · град*);

$c_п$ — средняя удельная теплоемкость водяного пара (равная 0,43 *ккал/кг · град*).

В системе единиц СИ теплоемкость имеет размерность *дж/(кг · град)*. Средняя удельная теплоемкость сухого воздуха в этой системе имеет значение $c_в = 1{,}005$ *кдж/(кг · град)*, а средняя удельная теплоемкость водяного пара равна $c_п = 1{,}8$ *кдж/(кг · град)*.

При расчете процессов тепло- и влагообмена существенную роль играет понятие о коэффициенте вязкости газа или жидкости. Различают три коэффициента вязкости.

Коэффициент абсолютной вязкости газа или жидкости представляет количественную характеристику сдвигающего напряжения, которое развивается в движущейся среде на единице поверхности раздела двух слоев, если падение скорости на единице длины нормали к этой поверхности равно единице.

Зависимость коэффициента абсолютной вязкости μ от температуры газа можно выразить уравнением

$$\mu = \mu_0 \frac{1 + \frac{c}{273}}{1 + \frac{c}{T}} \sqrt{\frac{T}{273}} \quad [кГ \cdot сек/м^2], \qquad (I\text{-}17)$$

где T — абсолютная температура газа, °К.

Значения μ_0 и c принимаются:

для воздуха $\mu_0 \, 10^8 = 174$; $c = 114$;

для пара $\mu_0 \, 10^8 = 90{,}2$; $c = 673$.

Коэффициент кинематической вязкости выражает зависимость абсолютной вязкости и плотности:

$$\nu = \frac{\mu g}{\gamma} \quad [м^2/сек]. \qquad (I\text{-}18)$$

Коэффициент динамической вязкости η представляет собой произведение коэффициента абсолютной вязкости на ускорение силы тяжести:

$$\eta = \mu g \quad [кГ/м \cdot сек]. \qquad (I\text{-}19)$$

Отсюда $\mu = \frac{\eta}{g}$.

Значения μ и ν для воздуха приведены в приложении III.

В системе единиц СИ коэффициент динамической вязкости имеет размерность $н \cdot сек/м^2$.

Удельное теплосодержание сухого воздуха равно:

$$I = c_в t \quad [ккал/кг] \text{ или } [дж/кг], \qquad (I\text{-}20)$$

где t — температура воздуха.

Теплосодержание насыщенного пара определяется выражением

$$I_{нп} = I_ж + r = c_ж t_ж + r \ [ккал/кг], \text{ или } [дж/кг], \qquad (а)$$

где $I_ж$ — теплосодержание жидкости, *ккал/кг (дж/кг)*;
$c_ж$ — теплоемкость жидкости, *ккал/кг · град (дж/кг · град)*;
r — удельная теплота испарения, *ккал/кг (дж/кг)*;
$t_ж$ — температура жидкости.

Величина r зависит от температуры жидкости, и ее можно определить по следующей эмпирической формуле, предложенной М. И. Фильнеем:

$$r = 597{,}4 - 0{,}57 t_ж \ [ккал/кг], \qquad (б)$$

или

$$r = 2500 - 2{,}38 t_ж \ [кдж/кг].$$

Подставив соответствующие значения в выражение (а), получим:

$$I_{нп} = t_ж + 597{,}4 - 0{,}57 t_ж = 597{,}4 + 0{,}43 t_ж \ [ккал/кг], \qquad (I\text{-}21)$$

или $I_{нп} = 4{,}1868 t_ж + 2500 - 2{,}38 t_ж = 2500 + 1{,}8068 t_ж \ [кдж/кг]$,

где 4,1868 *кдж/(кг · град)* — средняя теплоемкость воды в интервале от 0 до 100° С.

Удельное теплосодержание перегретого пара, содержащегося во влажном воздухе при температуре t, равно:

$$I_{пп} = I_{нп} + c_п (t - t_ж) \ [ккал/кг], \text{ или } [кдж/кг]. \qquad (I\text{-}22)$$

С достаточной для практических расчетов точностью удельное теплосодержание перегретого пара можно выразить следующей формулой:

$$I_{пп} = 597{,}4 + 0{,}43 t_ж + 0{,}43 t - 0{,}43 t_ж = 597{,}4 + 0{,}43 t \ [ккал/кг], \qquad (I\text{-}23)$$

или

$$I_{пп} = 2500 + 1{,}8068 t \ [кдж/кг]. \qquad (I\text{-}23')$$

Сравнение формул I-21 и I-23 показывает, что теплосодержание как перегретого, так и насыщенного пара равно сумме теплосодержания его при 0° С (597,4 *ккал/кг*) и теплоты перегрева от 0 до t градусов.

Теплосодержание влажного воздуха обычно относят к единице веса сухого воздуха, т. е. к 1 *кг* его:

$$I = 0{,}24 t + (597{,}4 + 0{,}43 t) \cdot d \cdot 10^{-3} \ [ккал/кг \ сух. \ возд]. \qquad (I\text{-}24)$$

В системе единиц СИ основное уравнение теплосодержания влажного воздуха I-24 имеет вид:

$$I = 1{,}005 t + (2500 + 1{,}8068 t) \cdot d \cdot 10^{-3} \ [кдж/кг \ сух. \ возд]. \qquad (I\text{-}24')$$

Так как $c_{см}=0{,}24+0{,}43d\cdot 10^{-3}$, то выражение I-24 можно переписать в следующем виде:

$$I=c_{см}t+597{,}4d\cdot 10^{-3}\ [ккал/кг\ сух.\ возд]. \qquad (I\text{-}25)$$

Соответственно в системе единиц СИ теплоемкость влажного воздуха $c_{см}=1{,}005+1{,}8068\,d\cdot 10^{-3}$ [*кдж/кг сух. возд.*], и выражение I-24 принимает следующий вид:

$$I=c_{см}t+2500d\cdot 10^{-3}\ [кдж/кг\ сух.\ возд]. \qquad (I\text{-}25')$$

В приложениях I и III все физические параметры приведены в единицах системы измерений МКГСС, что сделано в целях облегчения практических расчетов. Единицы системы измерений СИ, встречающиеся в содержании данной книги, даны в приложении VI. Для пересчета физических величин в размерность системы СИ в приложении VII указаны переводные коэффициенты.

§ 2. *I — d*-ДИАГРАММА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

Л. К. Рамзин, используя выражение I-24, построил *I—d*-диаграмму, которая широко применяется в расчетах сушки, кондиционирования воздуха и в ряде других расчетов, связанных с изменением состояния влажного воздуха. Эта диаграмма выражает графическую зависимость основных параметров воздуха (t, φ, $p_п$, d и I) при заданном барометрическом давлении.

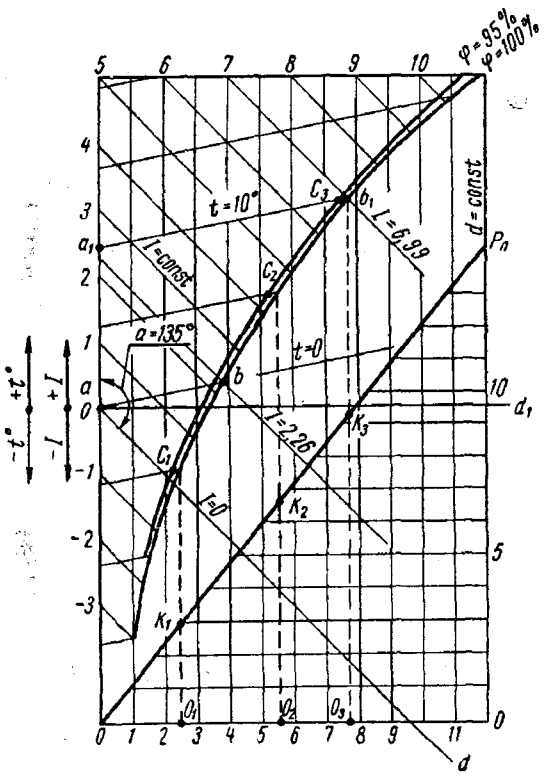


Рис. 1. Построение *I — d*-диаграммы

I — d-диаграмма (рис. 1) построена в косоугольной системе координат с углом между осями (I и d) $\alpha=135°$ [Л. 32]. На вспомогательной оси Od_1 в масштабе с интервалом, соответствующим 1 *г*, откладываются величины влагосодержаний d и через полученные таким образом точки проводятся вертикальные линии постоянного влагосодержания ($d=\text{const}$).

По оси ординат в масштабе вдвое большем, чем для d, откладывают величины теплосодержаний I с интервалом в 1 *ккал/кг сух.*

возд, причем вверх от точки 0, соответствующей температуре воздушно-паровой смеси $t=0°$ и влагосодержанию $d=0$ (а значит, и $I=0$), откладывают положительные, а вниз — отрицательные значения теплосодержания. Через полученные точки на оси ординат проводят линии постоянного теплосодержания ($I=\text{const}$) под углом $\alpha=135°$ к линиям $d=\text{const}$ (т. е. параллельно основной оси Od). На полученной таким образом сетке, состоящей из параллелограммов, построены линии изотерм ($t=\text{const}$) и кривые постоянных относительных влажностей ($\varphi=\text{const}$).

Если принять $t=\text{const}$, то уравнение I-24 будет уравнением прямой линии. Следовательно, изотермы являются прямыми линиями, лежащими на поле I—d-диаграммы. Для построения изотермы $t=0$ возьмем два крайних состояния воздушно-паровой смеси: при $\varphi=0\%$ и при $\varphi=100\%$. Так как при $t=0°$ и $\varphi=0\%$ $d=0$, то и $I=0$. Отсюда следует, что изотерма $t=0°$ должна пройти через начало координат (через точку 0). Далее при $\varphi=100\%$ с помощью выражения I-8 находим соответствующее значение влагосодержания d, приняв $P_б=760$ *мм рт. ст* (значение $P_б$ могут быть приняты и другими, в зависимости от конкретных условий):

$$d=622\frac{p_п}{P_б-p_п}=622\frac{4{,}58}{760-4{,}58}=3{,}77\ \textit{г/кг сух. возд.}$$

Величину $p_п$ берем из таблицы (приложение 1) при полном насыщении воздуха.

Теплосодержание воздуха при $t=0°$ и $d=3{,}77$ *г/кг сух. возд.* можно определить, пользуясь формулой I-24:

$$I=597{,}4\frac{3{,}77}{1000}=2{,}26\ \textit{ккал/кг сух. возд.}$$

В системе координат I—d (см. рис. 1) сначала находим точку a, имеющую параметры, соответствующие состоянию воздуха $I=0$ и $d=0$ (т. е. точка начала координат). Затем находим точку b с параметрами $I=2{,}26$ и $d=3{,}77$; проведя через эти точки прямую линию, получим линию изотермы $t=0°$.

Аналогичным путем можно построить любую другую изотерму. Построим, например, изотерму для $t=10°$.

При $t=10°$ и $\varphi=100\%$ по формуле I-8 имеем:

$$d=622\frac{9{,}21}{760-9{,}21}=7{,}63\ \textit{г/кг сух. возд.}$$

Соответствующее значение I будет равно:

$$I=0{,}24\cdot 10+(597{,}4+0{,}43\cdot 10)\frac{7{,}63}{1000}=6{,}99\ \textit{ккал/кг сух. возд.}$$

При $t=10°$ и $\varphi=0\%$ $d=0$ и $I=0{,}24\cdot 10=2{,}4$ *ккал/кг сух. возд.* По полученным значениям I и d находим на диаграмме точки a_1

и b_1, проведя через которые прямую, получим линию изотермы $t=10°$.

При пользовании диаграммой необходимо иметь в виду, что изотермы между собой непараллельны; особенно эта непараллельность сказывается при высоких значениях температур. При построении изотерм мы видели, что точки b, b_1 и т. д. соответствовали насыщенному состоянию воздуха, т. е. $\varphi=100\%$. Если соединить точки b, b_1 и другие плавной кривой, то получим линию относительной влажности $\varphi=100\%$, или, как иногда ее называют, *пограничную кривую.*

Вся область диаграммы, лежащая выше этой кривой, относится к воздуху, не насыщенному водяными парами.

Для построения кривой относительной влажности $\varphi=95\%$ следует предварительно определить влагосодержания, отвечающие этому насыщению при различных температурах воздушно-паровой смеси, и затем найти точки C_1, C_2, C_3 и т. д., соответствующие найденным влагосодержаниям и температурам. Соединив эти точки плавной кривой, получим кривую $\varphi=95\%$.

С помощью описанного метода можно построить и остальные кривые относительной влажности воздушно-паровой смеси.

Для построения линии парциального давления пара с правой стороны диаграммы на линии, параллельной оси ординат, наносится шкала парциальных давлений в *мм рт. ст.*, начиная с $p_п=0$ до величины возможного значения $p_п$ в диапазоне данной диаграммы.

Масштаб этой шкалы выбирается возможно крупным, но с таким расчетом, чтобы линия $p_п$ не пересекалась с кривой $\varphi=100\%$. На вертикалях (см. пунктирные линии), проходящих через точки пересечения прямых t с кривой $\varphi=100\%$, откладывают в принятом масштабе для парциальных давлений пара отрезки O_1K_1, O_2K_2, O_3K_3 и т. д., соответствующие по величине парциальным давлениям водяных паров, насыщающих воздух при данных температурах. Значения парциальных давлений пара берут из таблицы (см. приложение I). Плавная линия, проведенная через точки O, K_1, K_2, K_3 и т. д., является искомой кривой парциального давления водяного пара. На этом построение $I-d$-диаграммы заканчивается.

Для практических расчетов можно пользоваться $I-d$-диаграммой в конце этой книги (см. приложение IIа).

Подобная диаграмма может быть построена и в системе единиц СИ. Для этой цели следует воспользоваться основным уравнением теплосодержания влажного воздуха (I-24′) и выражением влагосодержания (I-8). Методика построения диаграммы аналогична построению описанной выше диаграммы.

Диаграмма $I-d$ в системе единиц СИ для барометрического давления $P_б=101{,}325$ *кн/м*^{2} (760 *мм рт. ст.*), построенная Л. В. Петровым, приведена в приложении IIб. Диаграмма эта построена также в косоугольной системе координат с углом между осями 135°.

При построении диаграммы принят следующий масштаб: для теплосодержания 1 *см* соответствует 2 *кдж/кг сух. возд,* для влаго-

содержания 1 *см* соответствует 1 *г/кг сух. возд.* В шкале парциальных давлений водяных паров 1 *см* соответствует 0,2 *кн/м*^{2}.

С помощью этих диаграмм на основании известных двух любых параметров воздуха можно найти и остальные параметры его.

Допустим, что известными параметрами являются: $t=20°$ и $\varphi=50\%$. На $I-d$-диаграмме (см. приложение IIа) это состояние воздуха будет определяться точкой пересечения изотермы $t=20°$ с кривой $\varphi=50\%$ (точка *a*, рис. 2).

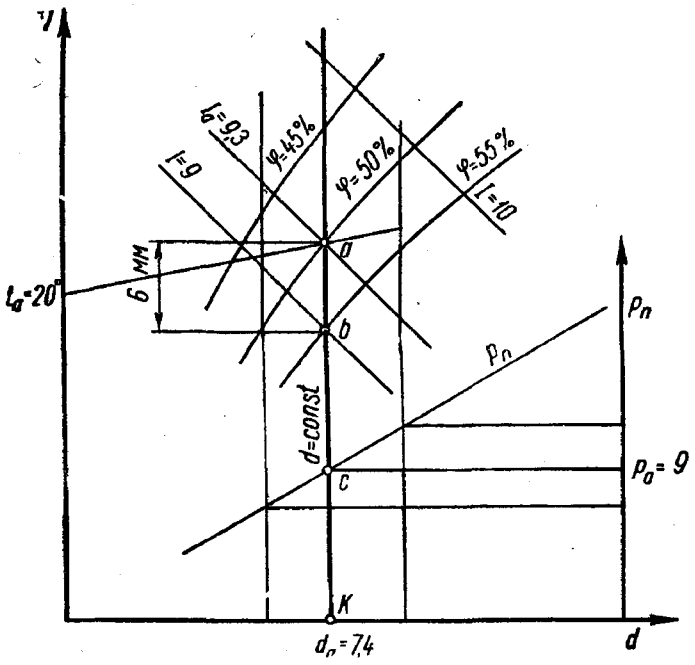


Рис. 2. Определение параметров воздуха с помощью $I-d$-диаграммы

Далее находим остальные параметры заданного состояния воздуха. Опускаясь от точки *a* по линии $d=\text{const}$ вниз, читаем на оси абсцисс соответствующее значение $d_a=7{,}4$. Заметив, что точка *a* лежит между линиями постоянных теплосодержаний (адиабат), имеющих соответственно значения *I-9* и *I-10*, находим величину искомого теплосодержания воздуха. Для этого измерим отрезок *ab* (равный 6 *мм*), который в масштабе теплосодержаний (1 *ккал*—20 *мм*) соответствует $\frac{6}{20}=0{,}3$ *ккал/кг сух. возд,* и затем прибавим эту величину к значению ближайшей нижележащей адиабаты, т. е. 9+0,3=9,3 *ккал/кг сух. возд.* Полученная величина (9,3 *ккал/кг сух. возд*) является искомым теплосодержанием заданного состояния воздуха.

Величина парциального давления определяется отрезком *CK*, который в принятом масштабе парциальных давлений соответствует $p_a=9$ *мм рт. ст.*

Для иллюстрации пользования $I-d$-диаграммой, построенной в системе единиц СИ, рассмотрим этот же пример.

Пользуясь описанным выше приемом, находим на $I-d$-диаграмме (см. приложение IIб) точку, соответствующую заданному состоянию воздуха. Значение теплосодержания этой точки лежит между линиями $I=38$ и $I=40$ *кдж/кг сух. возд*, на 4 *мм* выше линии $I=38$. В принятом масштабе теплосодержания этот отрезок соответствует $\frac{2\cdot4}{10}=0{,}8$ *кдж/кг сух. возд*. Тогда значение теплосодержания искомой точки будет равно:

$$I_{a'}=38+0{,}8=38{,}8 \text{ кдж/кг сух. возд.}$$

Величина влагосодержания, так же как и в предыдущем случае, будет равна $d_a'=7{,}4$ *г/кг сух. возд*.

Парциальное давление водяных паров составляет $p_a=1{,}18$ *кн/м*^{2}.

Пользуясь переводными коэффициентами, сравним эти значения с полученными ранее:

$$I_a=\frac{38{,}8}{4{,}1868}=9{,}26 \text{ ккал/кг сух. возд};$$

$$p_a=\frac{1{,}18\cdot10^3}{133{,}322}=8{,}9 \text{ мм рт. ст.}$$

Незначительное расхождение между полученными результатами (в пределах 1—2%) объясняется степенью точности построения диаграмм.

§ 3. ИЗОБРАЖЕНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА НА $I-d$-ДИАГРАММЕ

В практике вентиляции часто приходится наблюдать переход одного состояния воздушно-паровой смеси в другое, например при нагревании воздуха, его охлаждении и осушении.

Эти процессы обычно изображают на $I-d$-диаграмме прямыми линиями (лучами), проходящими через точки, соответствующие начальному и конечному состояниям воздушно-паровой смеси. Если параметры начального состояния воздуха I_1 и d_1, а конечного — I_2 и d_2, то отношение $\frac{I_2-I_1}{d_2-d_1}\cdot1000=\varepsilon$ представляет собой угловой коэффициент линии (луча), характеризующий данное изменение состояния воздуха в косоугольной системе координат*.

Величина ε имеет размерность *ккал/кг влаги*, а в системе СИ — *кдж/кг влаги*.

Изменения состояния воздуха, происходящие при одинаковых значениях углового коэффициента, имеют одинаковую величину приращения количества тепла на 1 *кг* воспринятой (или отданной)

---

* Граве. Курс аналитической геометрии. 1911.

воздухом влаги. Следовательно, если начальные параметры воздуха различны, а величина угловых коэффициентов одинакова, то лучи, характеризующие эти изменения состояний, будут параллельны друг другу.

Для нанесения на поле диаграммы луча процесса необходимо, чтобы были известны два параметра. Обычно такими параметрами являются параметры начального или конечного состояния воздуха и величина углового коэффициента ε. При этом нанесение луча процесса на $I-d$-диаграмму сводится к проведению прямой в косоугольной системе координат по заданной точке и угловому коэффициенту.

Попытаемся далее установить тригонометрическое выражение углового коэффициента в условиях косоугольной системы координат.

Допустим, что начальное состояние влажного воздуха определяется точкой M_1 (рис. 3), а конечное — точкой M_2. Тогда прямая M_1M_2 будет лучом, характеризующим данное изменение состояния воздуха. Проведя через точку M_1 линию $I_{м1}=$ $=$const, а через точку M_2 — линию $d_{м2}=$const, получим треугольник M_1M_2K.

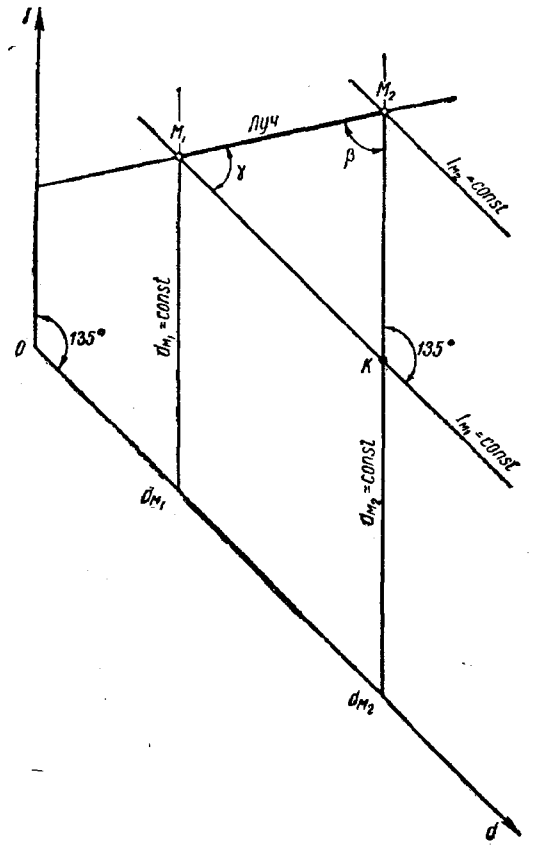


Рис. 3. Графическая интерпретация выражения углового коэффициента

На основании такого построения можно написать выражение, определяющее величину углового коэффициента:

$$\varepsilon=\frac{I_{м2}-I_{м1}}{d_{м2}-d_{м1}}\cdot 1000=\frac{M_2K}{M_1K}. \qquad (I\text{-}26)$$

Применив теорему синусов, выражение I-26 можно записать в следующем виде:

$$\varepsilon=\frac{M_2K}{M_1K}=\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}. \qquad (I\text{-}27)$$

Так как $\alpha+\beta=135°$, то угол β можно выразить через угол α:

$$\beta=135°-\alpha. \qquad (I\text{-}28)$$

Сделав соответствующую подстановку в выражение I-27, получим окончательный вид тригонометрического выражения углового коэффициента $I-d$-диаграммы в косоугольной системе координат:

$$\varepsilon = \frac{\sin\alpha}{\sin(135^\circ - \alpha)}. \qquad \text{(I-29)}$$

§ 4. ХАРАКТЕРНЫЕ СЛУЧАИ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА И ИЗОБРАЖЕНИЕ ИХ НА $I-d$-ДИАГРАММЕ

Первый случай. Воздушно-паровая смесь, имеющая начальные параметры I_1 и d_1, подвергается нагреванию при неизменном влагосодержании, т. е. $d_1 = d_2 = \text{const}$. Так как процесс совершается при постоянном влагосодержании, то луч, характеризующий это изменение состояния воздуха, должен быть параллелен линии $d = \text{const}$.

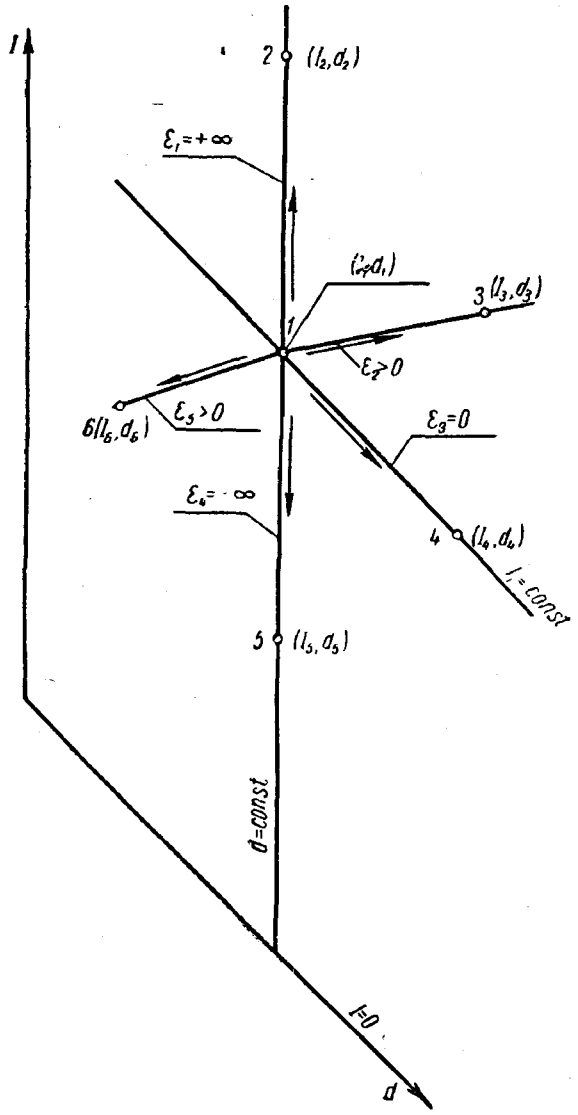


Рис. 4. Характерные случаи изменения состояния влажного воздуха

Величина углового коэффициента при конечном теплосодержании $I_2 > I_1$ будет равна:

$$\varepsilon_1 = \frac{(I_2 - I_1)1000}{d_2 - d_1} = \frac{(I_2 - I_1)\,1000}{0} = +\infty. \qquad \text{(I-30)}$$

Полученное значение углового коэффициента показывает, что процесс подогрева воздуха характеризуется вертикальным лучом, проходящим через точки *1* и *2* (рис. 4), соответствующие начальному и конечному состояниям воздушно-паровой смеси.

Второй случай. Воздушно-паровая смесь поглощает одновременно тепло и влагу (т. е. нагревается и увлажняется).

Если начальное состояние воздуха определяется теми же параметрами I_1 и d_1 (точка *1*, рис. 4), а конечное состояние будет определяться параметрами I_3 и d_3, причем $I_3 > I_1$ и $d_3 > d_1$, то направление искомого луча процесса будет характеризоваться отношением

$$\varepsilon_2 = \frac{I_3 - I_1}{d_3 - d_1} 1000 > 0, \qquad \text{(I-31)}$$

что соответствует направлению луча *1—3* (рис. 4).

Третий случай. Воздушно-паровая смесь поглощает влагу ($d_4 > d_1$) при неизменном теплосодержании ($I_4 = I_1$).

Так как процесс происходит при постоянном теплосодержании, то луч, характеризующий это изменение состояния, должен быть параллельным линии $I = \text{const}$. При прежнем начальном состоянии воздуха (точка *1*, рис. 4) величина углового коэффициента искомого луча будет равна:

$$\varepsilon_3 = \frac{I_4 - I_1}{d_4 - d_1} 1000 = \frac{0}{d_4 - d_1} 1000 = 0. \qquad \text{(I-32)}$$

Выражение I-32 показывает, что процесс протекает по линии $I_1 = I_4 = \text{const}$ (прямая *1—4*).

Такие процессы принято называть адиабатическими, т. е. протекающими при постоянном теплосодержании воздуха.

Четвертый случай. Воздушно-паровая смесь отдает тепло ($I_5 < I_1$) при неизменном влагосодержании ($d_1 = d_5$), т. е. процесс, так же как и в первом случае, будет характеризоваться лучом, параллельным линии $d = \text{const}$, но только направление его будет от точки *1* не вверх, а вниз.

Выражение углового коэффициента в этом случае будет иметь вид:

$$\varepsilon_4 = \frac{I_5 - I_1}{d_5 - d_1} 1000 = \frac{I_5 - I_1}{0} 1000 = -\infty. \qquad \text{(I-33)}$$

Пятый случай. Воздушно-паровая смесь отдает тепло ($I_6 < I_1$) и влагу ($d_6 < d_1$) (охлаждение и осушение воздуха).

Выражение углового коэффициента в этом случае будет иметь вид:

$$\varepsilon_5 = \frac{I_6 - I_1}{d_6 - d_1} 1000 = \frac{-(\Delta I)}{-(\Delta d)} 1000 > 0. \qquad \text{(I-34)}$$

Так как приращения теплосодержания и влагосодержания имеют отрицательные знаки, то направление процесса изменения состояния будет характеризоваться лучом *1—6*, имеющим направление от точки *1* к точке *6*.

Рассмотрим далее метод вычисления угловых коэффициентов и способ нанесения лучей на поле $I - d$-диаграммы.

Допустим, что в воздушно-паровую смесь в количестве L *кг/ч* с начальными параметрами I_1 и d_1 подмешивается G *кг/ч* водяного пара с теплосодержанием $i_п$. Требуется найти величину углового

коэффициента, характеризующего данное изменение состояния, и конечные параметры воздушно-паровой смеси после поступления в нее водяного пара.

Напишем выражение теплового баланса воздушно-паровой смеси:

$$I_1 + \frac{Gi_п}{L} = I_2, \qquad (а')$$

или

$$I_2 - I_1 = \frac{Gi_п}{L}. \qquad (а)$$

Аналогично выражению (а′) можно записать баланс по влаге:

$$\frac{d_1}{1000} + \frac{G}{L} = \frac{d_2}{1000}, \qquad (б')$$

или

$$\frac{d_2 - d_1}{1000} = \frac{G}{L}. \qquad (б)$$

Разделив уравнение (а) на уравнение (б), получим:

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \cdot 1000 = i_п. \qquad (I\text{-}35)$$

Для нанесения данного луча процесса на $I - d$-диаграмму представим выражение I-35 в следующем виде:

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \cdot 1000 = i_п = \frac{a}{b}, \qquad (I\text{-}36)$$

где a и b представляют приращения координат (рис. 5) относительно точки *1*. Эти приращения можно выбрать произвольно, но при этом их отношение должно сохраняться постоянным и равным $i_п$.

Обычно значения a и b принимают такими, которые по своим величинам не выходили бы за пределы нанесенных на диаграмме значений I и d.

Нанесение искомого луча на поле $I - d$-диаграммы начинается от точки, параметры которой известны. Такой точкой является точка *1* (рис. 5), характеризующая начальное состояние воздушно-паровой смеси, имеющей параметры I_1 и d_1. От этой точки в масштабе теплосодержания откладываются: по вертикали величина a (отрезок $1 - C$), а от абсциссы точки *1* (точка e) — величина b в масштабе влагосодержания (отрезок eK). Через точку c проводится линия $I_c = \text{const}$, а через точку K — линия $d_к = \text{const}$. Точка m пересечения этих линий (координат) должна лежать на направлении луча процесса. Таким образом, прямая, проведенная через точки *1* и m, будет служить искомым лучом, характеризующим рассматриваемое изменение состояния воздушно-паровой смеси.

Для определения конечного состояния воздушно-паровой смеси следует предварительно найти конечное влагосодержание воздуха:

$$\frac{d_2}{1000} = \frac{d_1}{1000} + \frac{G}{L}. \qquad \text{(I-37)}$$

Найдя на оси абсцисс соответствующее значение d_2 и проведя линию $d_2 = \text{const}$ до пересечения с лучом процесса, получим точку 2, параметры которой являются искомыми параметрами конечного состояния воздушно-паровой смеси после поступления в нее G *кг пара/ч*.

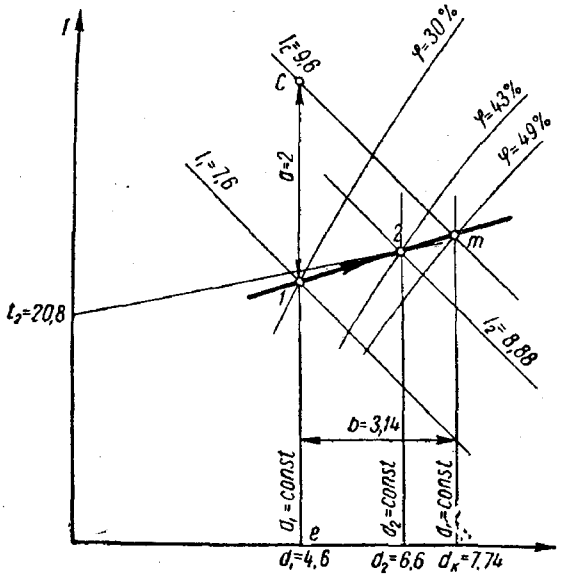


Рис. 5. Построение на I — d-диаграмме луча процесса изменения состояния воздуха

Пример. В воздушно-паровую смесь в количестве $L = 5000$ *кг/ч* подмешивается водяной пар в количестве $G = 10$ *кг/ч* с теплосодержанием $i_п = 640$ *ккал/кг*. Начальные параметры воздушно-паровой смеси равны: $I_1 = 7{,}6$; $d_1 = 4{,}6$.

Р е ш е н и е. Как было показано выше, величина углового коэффициента в этом случае будет равна:

$$\varepsilon = i_п = 640 = \frac{a}{b}.$$

Примем значение $a = 2$ *ккал/кг сух. возд.*, а значение $b = 3{,}14$ *г/кг сух. возд.* (или 0,00314 *кг/кг сух. возд.*). Отношение этих величин равно:

$$\frac{a}{b} = \frac{2}{0{,}00314} = 640.$$

Таким образом, отношение принятых приращений координат соответствует величине углового коэффициента. Найдя ранее изложенным способом точку m (см. рис. 5), проводим прямую I — m, являющуюся искомым лучом.

Конечное влагосодержание воздуха будет равно:

$$d_2 = 4{,}6 + \frac{10\,000}{5000} = 6{,}6 \text{ } г/кг \text{ } сух. \text{ } возд.$$

Проведя линию $d_2 = \text{const}$, получим точку *2* пересечения этой линии с лучом процесса, параметры которой соответствуют конечным параметрам воздушно-паровой смеси, а именно:

$$I_2 = 8{,}88;\ d_2 = 6{,}6;\ \varphi_2 = 43\%\ \text{и}\ t_2 = 20{,}8°.$$

§ 5. УГЛОВОЙ МАСШТАБ НА $I-d$-ДИАГРАММЕ

Прямые (лучи), выражающие изменения состояния воздушно-паровой смеси, имеющие одинаковые значения углового коэффициента, параллельны друг другу. Это дает возможность построить на $I-d$-диаграмме угловой масштаб, облегчающий практическое нанесение лучей. Для построения углового масштаба рассмотрим различные изменения состояния влажного воздуха, приняв при этом для всех случаев одинаковые начальные параметры воздуха, равные $I_1 = 0$ и $d_1 = 0$ (точка начала координат). Если конечные параметры обозначить через I_2 и d_2, то выражение углового коэффициента в этом случае можно записать в следующем виде:

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \cdot 1000 = \frac{I_2}{d_2} \cdot 1000. \qquad \text{(I-38)}$$

Если принимать различные значения конечных параметров воздушно-паровой смеси, то для каждого значения $\frac{I_2}{d_2}1000$ можно провести на поле $I-d$-диаграммы луч, исходящий из начала координат (т. е. из точки, имеющей параметры $I_1 = 0$ и $d_1 = 0$) и проходящий через точку, соответствующую принятым значениям I_2 и d_2 (в дальнейшем будем обозначать эти переменные параметры без индексов I и d).

Принимая $\frac{d}{1000} = 0{,}01$ *кг/кг сух. возд*, видим, что отношению $\frac{I}{0{,}01} = 100$ соответствует $I = 1{,}0$, а отношению $\frac{I}{0{,}01} = 200$ соответствует $I = 2{,}0$ и т. д.

Таким образом, все эти лучи углового масштаба, выражаемые формулой 1-38, должны проходить через точку начала координат и точки (1, 2, 3 и т. д.) пересечения вертикали $\frac{d}{1000} = 0{,}01$ *кг/кг сух. возд* (рис. 6) или $d = 10$ *г/кг сух. возд* с прямыми теплосодержания $I = 1$, $I = 2$, $I = 3$ и т. д.

Значению $\varepsilon = 0$ при $\frac{d}{1000} = 0{,}01$ соответствует $I = 0$, т. е. луч $\frac{I}{d}1000$ совпадает с прямой $I = 0$.

Аналогичным путем могут быть нанесены лучи, имеющие отрицательные значения углового коэффициента.

На рамке $I-d$-диаграммы (см. приложение IIа) нанесены направления масштабных лучей для значений угловых коэффициентов в пределах от —6000 до +10 000 *ккал/кг влаги.* Все эти масштабные лучи исходят из начала координат.

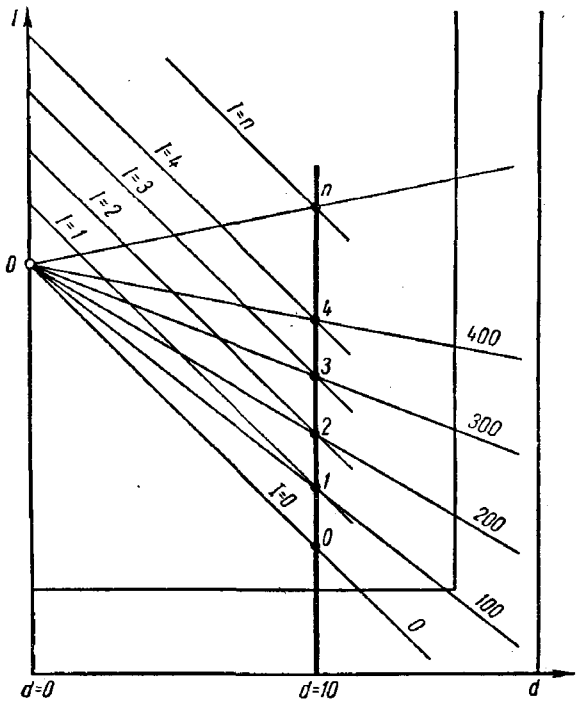


Рис. 6. Построение углового масштаба на $I-d$-диаграмме

Таким же способом нанесен угловой масштаб и на поле $I-d$-диаграммы (см. приложение IIб) в пределах от —30 000 до +30 000 *кдж/кг влаги.*

Практическое использование углового масштаба сводится к переносу (с помощью двух треугольников) масштабного луча с соответствующим значением углового коэффициента с таким расчетом, чтобы он проходил через заданную точку, которой может являться точка, определяющая начальное или конечное состояние воздушно-паровой смеси в зависимости от условий задачи.

§ 6. ВЛИЯНИЕ ЗНАКА ЧИСЛИТЕЛЯ И ЗНАМЕНАТЕЛЯ УГЛОВОГО КОЭФФИЦИЕНТА НА НАПРАВЛЕНИЕ ЛУЧА ПРОЦЕССА

Величина углового коэффициента может иметь как положительный, так и отрицательный знак. В этой связи следует рассмотреть

влияние знака на направление луча процесса. Разберем следующие случаи:

$$1)\ \varepsilon=\frac{+\Delta I}{+\Delta d}1000; \qquad 2)\ \varepsilon=\frac{-\Delta I}{+\Delta d}1000;$$

$$3)\ \varepsilon=\frac{-\Delta I}{-\Delta d}1000; \qquad 4)\ \varepsilon=\frac{+\Delta I}{-\Delta d}1000.$$

Если для всех рассматриваемых случаев принять одинаковое начальное состояние воздушно-паровой смеси (например, точку 1 на рис. 7), то в зависимости от величины и знака углового коэффициента ε лучи, исходящие из точки *1*, могут иметь различные направления в пределах 360°. Поскольку *I — d*-диаграмма построена в косоугольной системе координат с углом между осями 135°, поле диаграммы вокруг точки *1* можно разделить на четыре сектора в зависимости от знака числителя и знаменателя углового коэффициента (см. рис. 7).

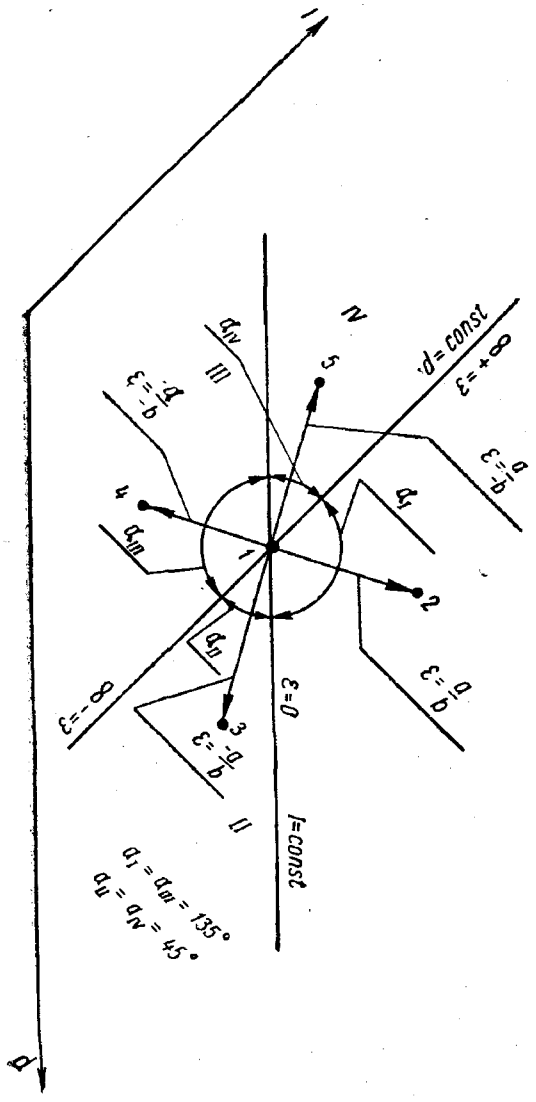


Рис. 7. Направление луча процесса в зависимости от знака числителя и знаменателя выражения углового коэффициента

Лучи, лежащие в пределах сектора *I* ($\alpha_I=135°$), имеют положительные значения приращений теплосодержания и влагосодержания:

$$+\Delta I=I_2-I_1 \text{ и } +\frac{\Delta d}{1000}=\frac{d_2-d_1}{1000}.$$

Значения угловых коэффициентов лучей, лежащих в пределах сектора *I*, могут изменяться в пределах от $\varepsilon=+\infty$ до $\varepsilon=0$, при этом направление луча $\varepsilon=+\infty$ совпадает с направлением линии $d=\text{const}$, а при $\varepsilon=0$ — с направлением адиабаты ($I=\text{const}$).

Лучи, соответствующие процессам, имеющим отрицательные приращения теплосодержания и положительные приращения влагосодержания, расположены в пределах сектора *II* ($\alpha_{II}=45°$).

Величина углового коэффициента лучей, расположенных в этом секторе, может изменяться от $\varepsilon=0$ до $\varepsilon=-\infty$.

В секторе *III* ($\alpha_{III}=135°$) лежат лучи таких процессов, у которых приращения теплосодержания и влагосодержания имеют отрицательный знак.

Эти лучи могут находиться в пределах угла, ограниченного линиями $\varepsilon=-\infty$ и $\varepsilon=0$.

В последнем, *IV* секторе ($\alpha_{IV}=45°$) располагаются лучи, угловые коэффициенты которых определяются отношением положительных значений приращений теплосодержания и отрицательных значений приращений влагосодержания.

Границы сектора *IV* определяются значениями углового коэффициента $\varepsilon=0$ и $\varepsilon=+\infty$.

Таким образом, лучи, имеющие положительные значения углового коэффициента, могут располагаться в секторах *I* или *III*, а лучи, имеющие отрицательные значения,— во *II* или *IV*.

§ 7. ТРАНСПОРТИР УГЛОВОГО МАСШТАБА

Лучи изменения состояния воздуха можно нанести на поле *I* — *d*-диаграммы методом непосредственного построения (§ 4 гл. I) либо при помощи углового масштаба (§ 5 гл. I). Наиболее точным является метод непосредственного построения лучей. Однако по этому методу требуется значительная затрата времени. При использовании углового масштаба, нанесенного на *I* — *d*-диаграмму, если последняя имеет большие размеры, провести луч процесса параллельно соответствующему лучу углового масштаба подчас затруднительно.

Вместе с тем следует указать, что на некоторых существующих диаграммах нанесенный угловой масштаб охватывает только область положительных значений угловых коэффициентов. Вследствие этого наносить лучи с отрицательным значением углового коэффициента приходится непосредственным построением.

Для облегчения нанесения лучей на поле *I* — *d*-диаграммы можно пользоваться предложенным нами специальным транспортиром (см. приложение IIв). Транспортир состоит из планки *А* (рис. 8) и дуги полуокружности *Б*. В пределах угла $\alpha_I=\alpha_{III}=135°$ нанесен масштаб лучей с положительными значениями угловых коэффициентов.

В пределах угла $\alpha_{II}=\alpha_{IV}=45°$ нанесен масштаб лучей с отрицательными значениями угловых коэффициентов.

Пользоваться транспортиром для нанесения лучей на поле *I* — *d*-диаграммы весьма просто. Допустим, что через точку *а* (рис. 9) требуется провести луч процесса, имеющий значение углового коэффициента, равное $\varepsilon=400$.

Для этой цели располагаем транспортир на поле диаграммы таким образом, чтобы центр транспортира (точка *1*) совпал с точкой *a*, а верхняя кромка планки *A* совпадала с линией $I_a = \text{const}$. Далее находим на шкале транспортира масштабное деление, соответствующее заданному значению $\varepsilon = 400$ (точка *c*). Проведя прямую через точки *a* и *c*, получим прямую искомого луча, направление которого будет определяться знаками числителя и знаменателя выражения углового коэффициента (§ 6 гл. 1).

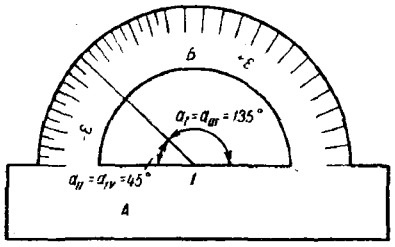


Рис. 8. Транспортир углового масштаба

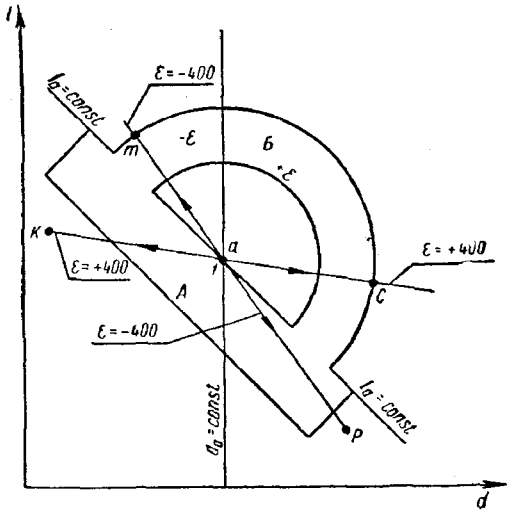


Рис. 9. Применение транспортира углового масштаба для нанесения на *I* — *d*-диаграмму лучей процессов изменения состояния влажного воздуха

Когда $\varepsilon = \frac{+1600}{+4} = +400$, то этот луч будет направлен от точки *a* к точке *c*.

Если же $\varepsilon = \frac{-1600}{-4} = +400$, то, несмотря на одинаковые числовые значения и знак углового коэффициента, процесс будет направлен от точки *a* к точке *K* (рис. 9).

Лучи, имеющие отрицательное значение углового коэффициента, наносят аналогичным образом, но только в этом случае надлежит пользоваться частью дуги транспортира с отрицательными значениями углового масштаба.

Если требуется нанести луч, проходящий также через точку *a*, но имеющий величину углового коэффициента $\varepsilon = -400$, то, как и в предыдущем случае, находим точку *m*, соответствующую значению углового масштаба $\varepsilon = -400$ (в пределах дуги с отрицательными значениями ε), и через эту точку и точку *a* проводим прямую линию.

Когда $\varepsilon = \frac{+1600}{-4} = -400$, то направление процесса будет от точки a к точке m, а если $\varepsilon = \frac{-1600}{+4} = -400$, то направление луча процесса будет от точки a к точке P.

Транспортир углового масштаба для $I-d$-диаграммы, построенной в системе СИ, дан в приложении IIг.

§ 8. ИЗОБРАЖЕНИЕ НА $I-d$-ДИАГРАММЕ ПРОЦЕССОВ СМЕШИВАНИЯ РАЗЛИЧНЫХ КОЛИЧЕСТВ ВОЗДУХА, ИМЕЮЩИХ РАЗНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Допустим, что в смесь вступает $L_а$ *кг* влажного воздуха с параметрами точки A (рис. 10) и $L_б$ *кг* влажного воздуха с параметрами точки $Б$; при этом отношение $\frac{L_б}{L_а} = n$.

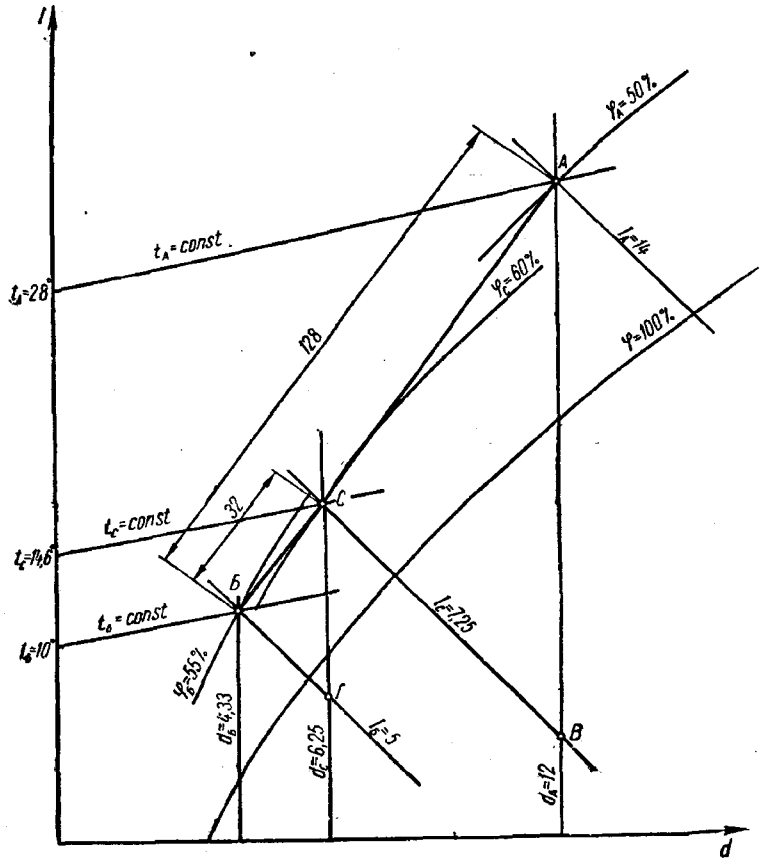


Рис. 10. Изображение на $I-d$-диаграмме процесса смешивания воздуха двух различных состояний

В этом случае с 1 *кг* воздуха состояния, соответствующего точке A, будет смешиватьея n *кг* воздуха состояния, соответствующего

точке *Б*. Теплосодержание смеси $I_с$ в количестве $(1+n)$ *кг* будет равно:

$$I_с(1+n)=I_а+nI_б, \tag{I-39}$$

откуда

$$I_с=\frac{I_а+nI_б}{1+n}. \tag{I-40}$$

Выражение влагосодержания соответственно можно написать в следующем виде:

$$\frac{d_с}{1000}(1+n)=\frac{d_а}{1000}+n\frac{d_б}{1000}. \tag{I-41}$$

Отсюда

$$\frac{d_с}{1000}=\frac{d_а+nd_б}{1000(1+n)}. \tag{I-42}$$

Перепишем уравнения I-39 и I-41 в следующем виде:

$$I_а-I_с=n(I_с-I_б); \tag{I-43}$$

$$\frac{d_а-d_с}{1000}=\frac{n(d_с-d_б)}{1000}. \tag{I-44}$$

Разделив выражение I-43 на выражение I-44, получим уравнение прямой линии, проходящей через точки *А* и *Б* и точку *С* с текущими координатами $I_с$ и $d_с$:

$$\frac{I_а-I_с}{d_а-d_с}\cdot 1000=\frac{I_с-I_б}{d_с-d_б}\cdot 1000. \tag{I-45}$$

Выражение I-45 показывает, что точка смеси *С* лежит на прямой, соединяющей точки *А* и *Б* (т. е. точки, характеризующие состояния отдельных количеств воздуха, вступающих в смесь).

Таким образом, прямая *АБ* является геометрическим местом точек возможных состояний смеси воздуха. Однако при этом следует иметь в виду, что каждому состоянию смеси должно соответствовать вполне определенное отношение количеств воздуха состояния *А* и *Б*, вступающих в смесь, т. е. величина

$$n=\frac{L_б}{L_а}.$$

Для доказательства этого утверждения рассмотрим два треугольника (рис. 10) *АСВ* и *СБГ*. Исходя из подобия этих треугольников, можно написать

$$\frac{СА}{БС}=\frac{АВ}{СГ}=\frac{I_а-I_с}{I_с-I_б}. \tag{I-46}$$

А так как из уравнения I-43 следует, что

$$\frac{I_a - I_c}{I_c - I_б} = n,$$

то выражение I-46 может быть переписано в следующем виде:

$$\frac{CA}{БС} = \frac{I_a - I_c}{I_c - I_б} = n = \frac{L_б}{L_a}. \qquad (I\text{-}47)$$

Выражение I-47 показывает, что точка *С* делит прямую смеси *АБ* на отрезки, обратно пропорциональные количествам воздуха, вступающим в смесь.

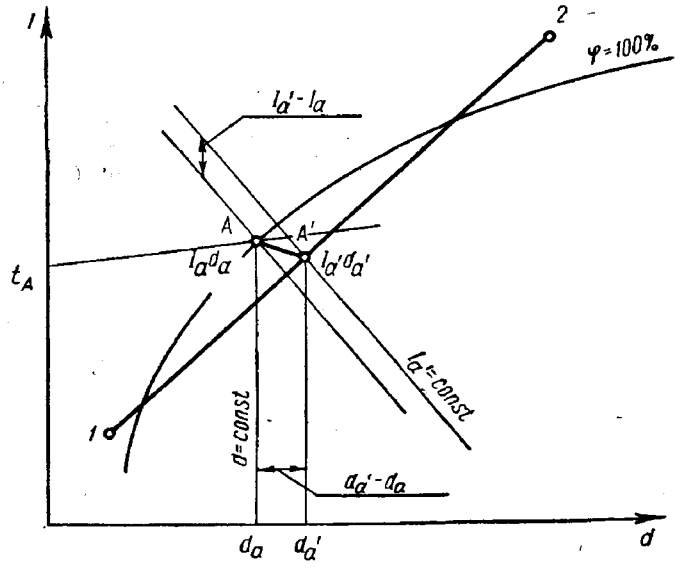


Рис. 11. Случай, когда точка смеси получается за пределами пограничной кривой (φ=100%)

Таким образом, для получения какого-либо состояния смеси, например характеризуемого точкой *С*, лежащей на прямой *АБ*, необходимо смешать воздух состояния *А* в количестве, пропорциональном длине отрезка *БС*, с воздухом состояния *Б* в количестве, пропорциональном длине отрезка *АС*. Длина прямой *АБ* в этом случае будет пропорциональна общему количеству смеси.

Если прямая смеси, соединяющая точки *1* и *2* (рис. 11), пересекается с кривой насыщения, то в некоторых случаях точка смеси *А'* может оказаться в зоне, лежащей ниже кривой насыщения.

Такое положение точки смеси показывает, что в результате смешивания будет выпадать влага из воздуха. Так как температура выпадающей влаги весьма близка температуре воздушно-паровой

смеси $t_а$, то параметры действительного состояния воздушно-паровой смеси (точка A) можно найти из уравнения

$$I_{а'} = I_а + (d_а - d_а)\frac{t_а}{1000}, \qquad (I\text{-}48)$$

или из

$$I_{а'} - I_а = (d_{а'} - d_а)\frac{t_а}{1000}. \qquad (I\text{-}49)$$

Это уравнение можно решить при помощи $I - d$-диаграммы. Для этого на кривой насыщения надо искать такую точку с параметрами $I_а$ и $d_а$, которая удовлетворит вышеприведенному уравнению. Обычно $I_а$ незначительно меньше $I_а'$, так как количество выпавшей влаги весьма мало.

Таким образом, вместо практически невозможного состояния смеси воздуха, характеризуемого параметрами $I_а'$ и $d_а'$, в действительности будем иметь состояние смеси, определяемое параметрами $I_а$ и $d_а$.

Пример. Найти параметры смеси воздуха, если в нее входит 1000 *кг/ч* воздуха с параметрами $t_а = 28°$, $\varphi_а = 50\%$, $I_а = 14$ *ккал/кг сух. возд.*, $d_а = 12$ *г/кг сух. возд.* и 3000 *кг/ч* воздуха с параметрами $t_б = 10°$, $\varphi_б = 55\%$, $I_б = 5$ *ккал/кг сух. возд.* и $d_б = 4{,}33$ *г/кг сух. возд.*

Решение. Наносим на $I - d$-диаграмму точки A и $Б$, соответствующие заданным состояниям воздуха, вступающего в смесь (см. рис. 10). Соединим точку A с точкой $Б$ прямой линией и измерим ее длину. Длина этого отрезка прямой равна 128 *мм*. Составив пропорцию, получим:

$$\frac{L_{общ}}{АБ} = \frac{L_а}{БС}.$$

Подставив соответствующие известные значения и решая относительно величины $БС$, находим:

$$БС = \frac{L_а}{L_{общ}} АБ = \frac{1000}{4000} \cdot 128 = 32 \text{ мм}.$$

Отложив эту величину на прямой $БА$ от точки $Б$, получим точку C, параметры которой являются искомыми, а именно:

$$t_с = 14{,}6°; \quad \varphi = 60\%; \quad d_с = 6{,}25 \text{ г/кг сух. возд},$$

$$I_с = 7{,}25 \text{ ккал/кг сух. возд.}$$

Проверяем полученные параметры по аналитическим формулам I-40 и I-42, имея в виду, что

$$n = \frac{L_б}{L_а} = \frac{3000}{1000} = 3.$$

$$I_с = \frac{I_а + nI_б}{1 + n} = \frac{14 + 3 \cdot 5}{1 + 3} = 7{,}25 \text{ ккал/кг сух. возд};$$

$$d_с = \frac{d_а + nd_б}{1 + n} = \frac{12 + 3 \cdot 4{,}33}{1 + 3} = 6{,}25 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Аналогично можно вычислить температуру смеси $t_с$:

$$t_с = \frac{t_а + nt_б}{1+n} = \frac{28 + 3 \cdot 10}{1+3} = 14{,}5°.$$

Результаты аналитического расчета достаточно близко совпадают с результатами, полученными графическим путем.

§ 9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛАЖНОСТИ ВОЗДУХА

Относительная влажность воздуха является одним из основных параметров, характеризующих режим вентиляции.

Известно четыре способа определения относительной влажности воздуха: 1) химический; 2) способ наблюдения точки росы; 3) способ волосяного гигрометра; 4) психрометрический способ [Л. 28].

Приборы, при помощи которых производят измерение первыми тремя способами, называют гигрометрами, а по четвертому способу — психрометрами.

Химический способ заключается в следующем. При помощи аспиратора медленно засасывается некоторый объем воздуха, влажность которого желают измерить. Перед входом в аспиратор воздух проходит через несколько U-образных трубок, содержащих вещество, активно поглощающее водяные пары. Такими веществами обычно являются хлористый кальций, фосфорный ангидрид и некоторые другие. По приросту в весе трубок до и после опыта можно подсчитать количество водяных паров в 1 $м^3$ воздуха, а следовательно, и его относительную влажность:

$$\varphi' = \frac{P_б G (273 + t_1)}{G (273 + t_1) p_н + \omega_п (P_б - p'_н) V_1 (273 + t) \cdot 1000}, \qquad (I\text{-}50)$$

где V_1 — объем воздуха, прошедшего через поглотитель, при температуре t_1 (после поглотителя), $м^3$;

G — привес поглотителя, $г$;

t — температура воздуха перед поглотителем, °С;

$p_н$ и $p_н'$ — давление насыщенного пара при температурах t и t_1, *мм рт. ст.*;

$\omega_п$ — концентрация водяного пара в воздухе перед поглотителем, $г/м^3$;

$P_б$ — барометрическое давление, *мм рт. ст.*

Более подробные сведения об этом методе определения влажности можно найти в специальных работах [Л. 45].

Способ наблюдения точки росы. Прежде чем перейти к непосредственному описанию этого способа определения влажности, рассмотрим физическую сущность понятия о температуре точки росы.

Температурой точки росы называется та температура, до которой нужно охладить ненасыщенный воздух, чтобы он стал насыщенным при сохранении постоянного влагосодержания.

Зак. 1264

Таким образом, если охлаждать ненасыщенный воздух, имеющий температуру t_c, то при некоторой температуре $t_p < t_c$ он станет насыщенным. Эта температура и является температурой точки росы.

В качестве примера определим температуру точки росы для воздуха при температуре $t_c = 36°$ и $d_a = 6$ *г/кг сух. возд.*

Для решения этой задачи воспользуемся $I-d$-диаграммой (рис. 12). Заданное начальное состояние воздуха определяется точкой *А*, проводя через которую линию постоянного влагосодержания $d = \text{const}$ вниз до пересечения с кривой $\varphi = 100\%$, получим точку *Б*, изотерма которой, равная 6°, является искомой температурой точки росы.

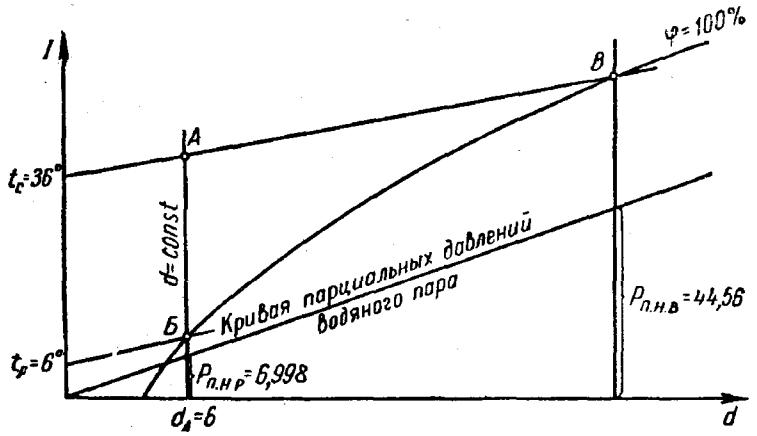


Рис. 12. Определение влажности воздуха с помощью $I-d$-диаграммы по температуре точки росы

Если известна температура точки росы t_p и температура воздуха t_c, то относительную влажность воздуха можно найти по формуле

$$\varphi' = \frac{p_{\text{пнр}}}{p_{\text{пнв}}}, \qquad \text{(I-51)}$$

где $p_{\text{пнр}}$ — давление насыщенного пара при температуре точки росы t_p, *мм рт. ст.*;

$p_{\text{пнв}}$ — давление насыщенного пара при температуре воздуха t_c, *мм рт. ст.*

Давление насыщенного пара берется из таблицы (см. приложение I) или из $I-d$-диаграммы (см. рис. 12, парциальные давления водяных паров, соответствующие точкам *Б* и *В*).

Для приведенного примера получим

$$\varphi' = \frac{6{,}998}{44{,}56} \approx 0{,}15, \text{ или } \varphi = 15\%.$$

Рассмотрим далее устройство приборов (гигрометров), предназначенных для определения температуры точки росы. Имеется много различных конструкций гигрометров. Наиболее распространен гигрометр Аллюарда и Грове (рис. 13).

Этот гигрометр состоит из четырехгранного металлического сосуда, в который через трубку *Е* наливают эфир, температуру t' которого измеряют при помощи термометра. Через крышку внутрь сосуда проходят две трубки *GC* и *FD*. Трубка *С* доходит почти до

самого дна сосуда, а трубка *D* оканчивается под самой крышкой. Конец трубки *J* соединяется с аспиратором, вследствие чего воздух поступает через открытый кран *H*, входит в трубку *GC*, поднимается в виде пузырьков через эфир со дна сосуда и выходит через трубку *D*. Этим достигается непрерывное перемешивание эфира. Передняя часть *A* сосуда отполирована и позолочена, с трех сторон она окружена также полированной и позолоченной пластинкой *B*, отделенной от *A* узким зазором.

Роса осаждается только на пластинке *A*. Пластинка *B* остается блестящей и помогает наблюдателю более точно определить момент появления росы. В этот момент показание температуры t' соответствует температуре точки росы. Если t — температура окружающего воздуха, то по полученным двум температурам легко определить относительную влажность и парциальное давление водяных паров в воздухе. Для этого можно воспользоваться либо $I - d$-диаграммой, либо соответствующими таблицами.

Волосяной гигрометр (рис. 14) основан на свойстве некоторых веществ изменять свои размеры в зависимости от относительной влажности воздуха.

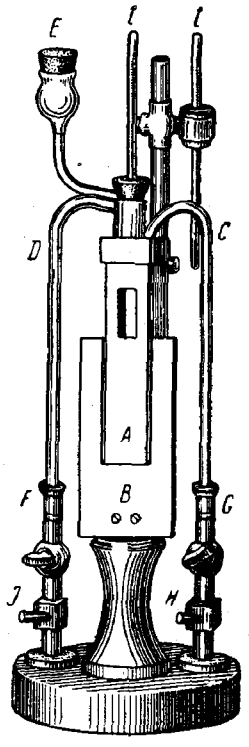


Рис. 13. Гигрометр Аллюарда и Грове

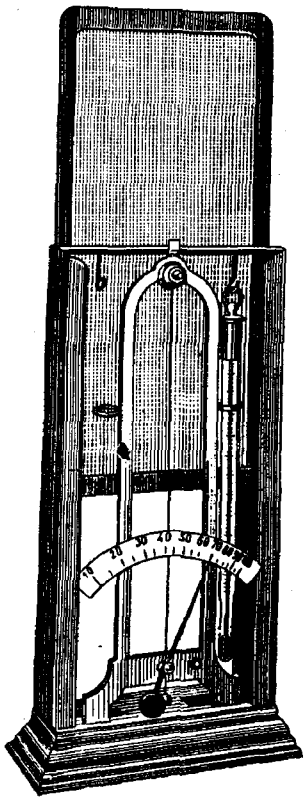


Рис. 14. Волосяной гигрометр

Наиболее распространен волосяной гигрометр Соссюра. Датчиком относительной влажности у этого прибора является обезжиренный человеческий волос, который изменяет свою длину в зависимости от влажности воздуха. Один конец волоса, как это видно из рис. 14, укреплен неподвижно, а другой — обернут вокруг нижнего валика и натянут грузом. К валику прикреплена стрелка, которая перемещается по шкале делений относительной влажности воздуха. Градуировка шкалы каждого экземпляра прибора производится отдельно путем помещения его в среду, относительная влажность которой известна.

Психрометрический способ. Прежде чем перейти к рассмотрению самого прибора (психрометра), познакомимся с понятием о температуре мокрого термометра, которая имеет большое значение в технике вентиляции и кондиционирования воздуха.

Когда ненасыщенный воздух соприкасается с поверхностью тонкой пленки воды, то происходит явление, носящее название тепло- и массообмена, т. е. будет переноситься как тепло, так и влага (масса вещества) в направлении более низкого потенциала. Если температура ненасыщенного воздуха окажется выше температуры воды, а температура воды — выше температуры точки росы, то перенос тепла будет происходить от воздуха к поверхности воды (так как температура окружающего воздуха t_c выше температуры воды $t_в$), а перенос влаги — от поверхности воды в воздух (поскольку парциальное давление водяных паров на поверхности воды будет больше, чем в окружающем воздухе).

В рассматриваемых условиях температура воздуха будет понижаться вследствие происходящего теплообмена, а отдаваемое при этом воздухом явное тепло будет затрачиваться на испарение влаги. Испарившаяся за счет этого тепла влага поступит в воздух, в результате чего увеличится его влагосодержание и парциальное давление водяных паров.

Поступающие в воздух водяные пары за счет своего теплосодержания восстанавливают теплосодержание воздуха примерно до величины его начального теплосодержания, поскольку отданное воде явное тепло возвращается обратно в воздух в скрытом виде (теплосодержание пара). Такие процессы испарения, как отмечалось выше, принято называть адиабатическими.

Пользуясь выражением теплосодержания влажного воздуха, рассмотрим физическую сущность мокрого термометра.

Допустим, что параметры начального состояния воздуха (перед вступлением в контакт с поверхностью воды) соответственно равны I_1, d_1 и t_1. Тогда выражение теплосодержания влажного воздуха можно будет записать в следующем виде:

$$I_1 = 0{,}24t_1 + 0{,}43t_1 \frac{d_1}{1000} + 597{,}4 \frac{d_1}{1000}. \qquad \text{(I-52)}$$

Обозначим параметры воздуха в конце процесса испарения соответственно I_2, $d_2 = d_н$, $t_2 = t_м$ и $\varphi = 100\%$ (где $t_м$ — температура

мокрого термометра и $d_н$ — влагосодержание при полном насыщении). Тогда можно написать:

$$I_2 = I_1 + \frac{d_н - d_1}{1000} t_м = 0{,}24 t_м + 0{,}43 t_м \frac{d_н}{1000} + 597{,}4 \frac{d_н}{1000} . \quad (I\text{-}53)$$

Рассмотрим более подробно те изменения, которые произошли с воздухом в результате контакта его с пленкой воды, имеющей температуру $t_м$. Вследствие того что температура воздуха t_1 выше температуры воды $t_м$, воздух станет отдавать явное тепло, в результате чего величина $0{,}24\,t_1$ в выражении I-52 будет уменьшаться, и это снижение температуры продолжится до тех пор, пока воздух не примет состояния насыщения при температуре $t_2 = t_м$.

Увеличение влагосодержания воздуха приводит к увеличению последнего слагаемого $597{,}4 \frac{d_1}{1000}$ в выражении I-52 до величины, при которой d_1 становится равной $d_н$. Таким образом, процесс испарения сопровождается частичным переходом явного тепла, содержащегося в воздухе, в скрытое тепло. Второе слагаемое $0{,}43 t_1 \frac{d_1}{1000}$ в выражении I-52 изменяется весьма незначительно, поскольку с уменьшением температуры воздуха от t_1 до $t_м$ одновременно возрастает его влагосодержание от d_1 до $d_н$. Если пренебречь начальным теплосодержанием испарившейся воды $(d_н - d_1)\ 10^{-3} \cdot t_м$, имеющим обычно малую величину, то с достаточным приближением можно считать, что $I_2 \approx I_1$, вследствие чего этот процесс и получил название адиабатического.

Таким образом, изложенное выше позволяет сформулировать понятие о температуре мокрого термометра, а именно: температурой мокрого термометра является такая температура, которую принимает насыщенная воздушно-паровая смесь в процессе испарения при условии сохранения постоянного теплосодержания воздуха, равного начальному.

Однако следует заметить, что все же $I_1 < I_2$, как это видно из выражения I-53, на величину начального теплосодержания испарившейся воды $\frac{d_н - d_1}{1000} t_м$. Идеальный адиабатический процесс возможен только при $t_м = 0°$.

Значение величины температуры мокрого термометра можно вычислить на основании выражения I-53.

Установим связь между температурой воздуха $t_с$, температурой мокрого термометра $t_м$ и влагосодержанием воздуха dx *кг/кг сух. возд.* Количество тепла, необходимое для испарения влаги в количестве dx *кг/кг сух. возд,* будет равно:

$$[r_м + c_п (t_с - t_м)]\, dx, \quad (I\text{-}54)$$

где $r_м$ — теплота испарения при температуре мокрого термометра;
$c_п$ — теплоемкость водяного пара.

Это количество тепла при адиабатическом процессе испарения получено из окружающего воздуха, т. е.

$$c_{см}dt = -(c_в + c_п x)\,dt, \qquad \text{(I-55)}$$

где $c_{см}$ — теплоемкость влажного воздуха;
$c_в$ — теплоемкость сухого воздуха;
x — влагосодержание.

Далее можно написать:

$$[r_м + c_п(t_с - t_м)]\,dx = -(c_в + c_п x)\,dt. \qquad \text{(I-56)}$$

Интегрируем обе части равенства по x и t в пределах от x до $x_м$ и от $t_с$ до $t_м$. После преобразования получим:

$$t_с - t_м = \frac{r_м}{c_п}\left(\frac{c_в + c_п x_м}{c_в + c_п x} - 1\right), \qquad \text{(I-57)}$$

где $x_м$ — влагосодержание насыщенного воздуха при температуре мокрого термометра.

Таким образом, температура мокрого термометра является функцией температуры воздуха и его влагосодержания. Эта формула показывает, что при полном насыщении воздуха, когда $x = x_м$ температура его $t_с = t_м$ (т. е. температуре мокрого термометра).

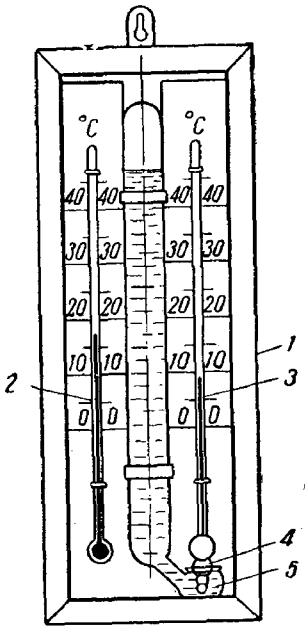


Рис. 15. Психрометр:
1 — доска; *2* — сухой термометр; *3* — влажный термометр; *4* — ткань; *5* — сосуд с водой

Для того чтобы практически измерить температуру мокрого и сухого термометров, обычно пользуются прибором, называемым психрометром. Психрометр состоит из двух одинаковых термометров. Один из этих термометров служит для измерения температуры воздуха $t_с$ и называется сухим термометром, а его показания — температурой воздуха по сухому термометру. Другой термометр служит для измерения температуры воздуха по мокрому термометру.

Ртутный резервуар этого термометра обернут батистом, непрерывно смачиваемым водой (свободный конец батиста опущен в небольшой сосуд с водой), которая поднимается по батисту, как по фитилю. Такой термометр с влажным резервуаром называют влажным или мокрым термометром (рис. 15).

Следует заметить, что температура, показываемая влажным термометром, не соответствует в точности действительной тем-

16—2

пературе мокрого термометра, а обычно несколько выше ее. Эта ошибка в показании мокрого термометра объясняется тремя причинами: 1) происходит передача тепла от окружающего воздуха через пограничный слой, прилегающий к ртутному шарику термометра; 2) на показание термометра влияет радиация от окружающих предметов, имеющих температуру более высокую, чем $t_м$; 3) незначительная часть тепла передается через выступающий столбик ртути, если он не покрыт смоченной тканью.

Ошибку в показании мокрого термометра можно значительно уменьшить, если защитить ртутный резервуар мокрого термометра от радиации, обвернуть выступающий столбик ртути смоченным батистом и сообщить воздуху, омывающему шарик термометра, большие скорости.

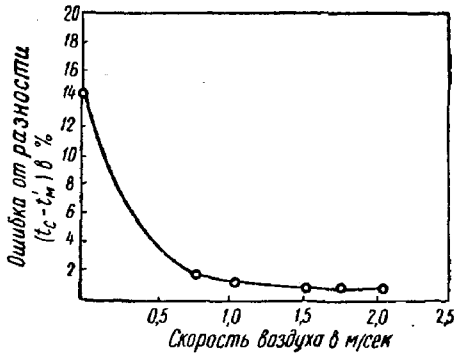


Рис. 16. Зависимость между величиной ошибки (в %) от разницы $(t_c - t'_м)$ и скорости воздуха

Влияние скорости воздуха сказывается в том, что при увеличении ее повышается интенсивность испарения воды с мокрого шарика. Поэтому количество тепла, которое затрачивается на испарение воды с поверхности мокрого шарика, будет значительно больше при больших скоростях, чем при малых, по сравнению с тем количеством тепла, которое дополнительно сообщается шарику мокрого термометра тремя указанными выше путями. Следовательно, ошибки в показаниях мокрого термометра значительно уменьшаются при больших скоростях воздуха.

На рис. 16 приведена кривая Каррье, показывающая зависимость между величиной ошибки (в процентах от $t_c - t_м'$) и скоростью воздуха. Из рассмотрения этой кривой видно, что при неподвижном воздухе ($v=0$) ошибка в показании мокрого термометра равна 14% от разности $t_c - t_м'$ (где $t_м'$ — показание мокрого термометра психрометра). С увеличением скорости воздуха эта ошибка резко уменьшается и при скорости 1,5—2,0 *м/сек* составляет менее 1%.

Каррье и Линдзай на основании своих опытов построили специальную диаграмму для определения ошибки в показаниях мокрого термометра (рис. 17). На этой диаграмме по оси ординат отложены ошибки в процентах от разности температур $t_c - t_м'$, а по оси абсцисс — температура мокрого термометра. Действительная температура мокрого термометра $t_м$ равна:

$$t_м = t'_м - \frac{\Delta\,(t_c - t'_м)}{100}, \qquad \text{(I-58)}$$

где Δ — величина ошибки в % (читаемая по оси ординат).

Пример. Дано: $t_c = 40°$; $t'_м = 25{,}3°$; скорость воздуха $v = 1{,}0$ *м/сек*. Требуется определить действительную температуру мокрого термометра $t_м$.

По графику (рис. 17) находим, что показанию мокрого термометра $t'_м = 25{,}3°$ и $v = 1{,}0$ *м/сек* соответствует $\Delta = 2{,}5\%$. Тогда действительная температура мокрого термометра будет равна:

$$t_м = 25{,}3 - \frac{2{,}5\,(40 - 25{,}3)}{100} = 24{,}93°.$$

Таким образом, показание мокрого термометра в данных условиях оказалось выше действительного на 0,37°.

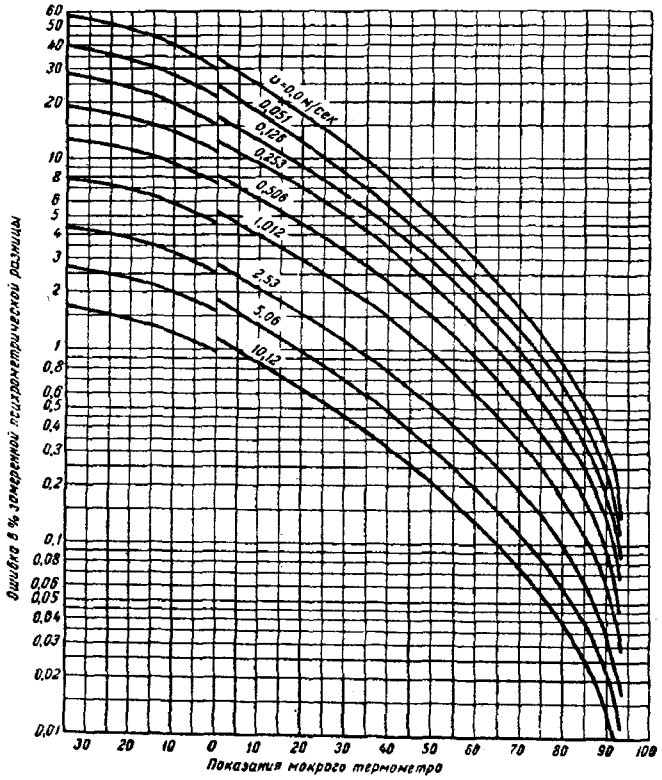


Рис. 17. Зависимость ошибки (в %) замеренной психрометрической разницы температур от показания мокрого термометра

В дальнейшем разность температур $t_c - t_м'$ будем называть психрометрической разностью и обозначать через $\Delta t_п$.

Зная психрометрическую разность температур, можно определить относительную влажность воздуха. Если поверхность шарика мокрого термометра хорошо смочена, то количество испарившейся влаги с его поверхности (W) можно определить на основании формулы Дальтона:

$$W = \beta' (p_{п1} - p_{п2}) \cdot \frac{760}{P_б} F \ [кг/ч], \qquad (I\text{-}59)$$

где β' — коэффициент влагообмена, *кг/м² · ч · мм рт. ст.*;

$p_{п1}$ — парциальное давление водяных паров на поверхности шарика мокрого термометра при $t_м'$ и при полном насыщении, *мм рт. ст.*;

$p_{п2}$ — парциальное давление водяных паров в окружающем воздухе, *мм рт. ст.*;

F — поверхность шарика мокрого термометра, *м²*.

В системе единиц СИ формула I-59 записывается в следующем виде:

$$W=\beta'(p_{п1}-p_{п2})\cdot\frac{101{,}2\cdot10^3}{P_б}F\ [кг/сек], \qquad (I\text{-}59')$$

где β' — коэффициент массообмена, *кг/(сек · н)*;

$p_{п1}$ — парциальное давление водяных паров на поверхности шарика мокрого термометра при $t_м'$ и при полном насыщении, *н/м²*;

$p_{п2}$ — парциальное давление водяных паров в окружающем воздухе, *н/м²*;

$101{,}3\cdot10^3$ — нормальное барометрическое давление, *н/м²*;

$P_б$ — наблюдаемое барометрическое давление, *н/м²*;

F — поверхность шарика мокрого термометра, *м²*.

Количество тепла, переданного от воздуха к шарику мокрого термометра, будет равно:

$$Q=\alpha(t_с-t_м')F\ [ккал/ч],\ \text{или}\ [вт], \qquad (I\text{-}60)$$

где α — коэффициент теплообмена, *ккал/м² · ч · град* (*вт/м² · град*).

При стационарном состоянии

$$Q=Wr, \qquad (I\text{-}61)$$

где r — теплота испарения, или

$$\alpha(t_с-t_м')=r\beta'(p_{п1}-p_{п2})\frac{760}{P_б}. \qquad (I\text{-}62)$$

Отсюда получим

$$p_{п1}-p_{п2}=A(t_с-t_м')P_б. \qquad (I\text{-}63)$$

Величина $A=\frac{\alpha}{r\beta 760}$ носит название психрометрического коэффициента.

Для определения коэффициента A имеется несколько формул. Наиболее точной из них является формула Рекнагеля:

$$A=0{,}00001\left(65+\frac{6{,}75}{v}\right), \qquad (I\text{-}64)$$

где v — скорость воздуха, омывающего шарик мокрого термометра.

Применяя эмпирическую формулу Рекнагеля совместно с психрометрической формулой (I-63), можно по показаниям сухого и

мокрого термометров определить относительную влажность воздуха:

$$\varphi' = \frac{p_{п2}}{p_{п2н}} = \frac{p_{п1} - AP_б(t_с - t'_м)}{p_{п2н}}, \qquad \text{(I-65)}$$

где $p_{п2н}$ — давление насыщенного пара при температуре воздуха, показываемой сухим термометром психрометра.

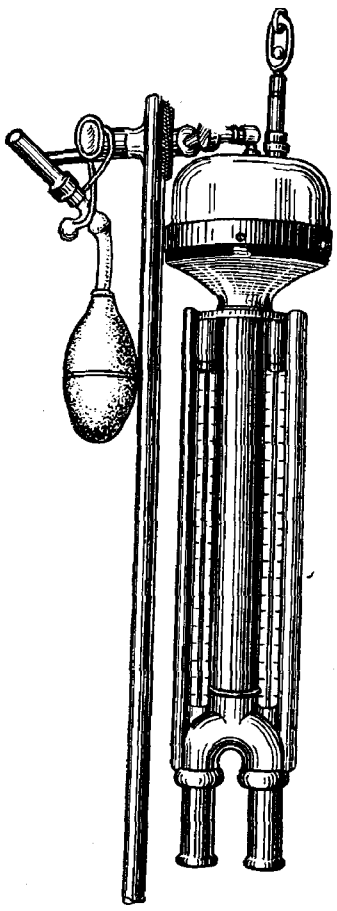


Рис. 18. Аспирационный психрометр

Величину скорости воздуха, омывающего шарик мокрого термометра, можно измерить с помощью струнного или электрического анемометра.

При хорошей аспирации психрометра (когда скорость воздуха, омывающего шарик мокрого термометра, более 4 *м/сек*) поправку на скорость воздуха можно не вводить.

Имеются разновидности психрометров, в которых воздух с помощью вентилятора омывает шарик мокрого термометра с большой скоростью. К их числу относится аспирационный психрометр Асмана (рис. 18), у которого сухой и мокрый термометры заключены в специальные металлические трубки, через которые продувается воздух с помощью вентилятора.

Эбертом и Пфейффером установлено, что при хорошей аспирации психрометра действительную психрометрическую разность температур можно определить из выражения

$$t_с - t_м = K(t_с - t'_м), \qquad \text{(I-66)}$$

где K — коэффициент психрометрической установки, зависящий от $t_с$ (см. табл. 2).

Если известны показания сухого и мокрого термометров, то с помощью $I - d$-диаграммы можно определить величину относительной влажности воздуха, а также и значения всех остальных его параметров.

Таблица 2

$t_с$	20°	40°	60°	90°
K	0,995	0,985	0,955	0,95

Если I_1, d_1 и t_1 — параметры воздуха перед соприкосновением его со смоченной поверхностью шарика мокрого термометра (т. е. искомые параметры), а I_2, d_2 и t_2 — параметры того же воздуха, но после соприкосновения с мокрым шариком, то можно написать:

$$I_2 = I_1 + \frac{W}{L} t_2, \text{ или } I_2 - I_1 = \frac{W}{L} t_2; \quad \text{(I-67)}$$

$$\frac{d_2}{1000} = \frac{d_1}{1000} + \frac{W}{L}, \text{ или } \frac{d_2 - d_1}{1000} = \frac{W}{L}, \quad \text{(I-68)}$$

где W — количество влаги, перешедшей в воздух вследствие испарения, *кг/ч*;

L — количество воздуха, соприкасавшегося с поверхностью шарика, *кг/ч*.

Температура воздуха после соприкосновения с мокрым шариком в результате адиабатического насыщения становится равной температуре мокрого термометра, т. е. $t_2 = t_м$.

Разделив выражение I-67 на выражение I-68, получим выражение углового коэффициента

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} 1000 = t_2 = t_м. \quad \text{(I-69)}$$

Таким образом, процесс изменения состояния воздуха на поверхности шарика мокрого термометра характеризуется значением углового коэффициента $\varepsilon = t_м$.

При температуре $t_м = 0$ $\varepsilon = 0$, процесс является адиабатическим; при $t_м > 0$ изменение состояния воздуха будет характеризоваться некоторым увеличением теплосодержания воздуха, причем чем выше $t_м$, тем больше будут отклонения от адиабатического процесса.

Если известны показания сухого и мокрого термометров ($t_с$ и $t_м$), то параметры искомого состояния воздуха можно найти с помощью I — d-диаграммы следующим образом. Через точку *2* на кривой $\varphi = 100\%$ (рис. 19), соответствующую температуре $t_2 = t_м$, проводится луч процесса изменения состояния воздуха с угловым коэффициентом $\varepsilon = t_м$. Искомое состояние воздуха будет определяться точкой *1*, лежащей на этом луче в месте его пересечения с изотермой известной температуры сухого термометра $t_1 = t_с$.

Пример. Определить при помощи I — d-диаграммы параметры воздуха, если $t_с = 17°$, а $t_м = 13°$.

Решение. Проведя через точку *2*, имеющую параметры $t_м = 13°$ и $\varphi = 100\%$ (рис. 19), луч с угловым коэффициентом $\varepsilon = 13$ до пересечения с изотермой $t_с = 17°$, получим точку *1*, параметры которой являются искомыми, а именно:

$$I_1 = 8{,}78; \quad d_1 = 7{,}67 \text{ и } \varphi_1 = 62\%.$$

В заключение кратко остановимся на способе определения влажности воздуха с помощью электролитического гигрометра, позволяющего измерять влажность воздуха как при положительной,

так и отрицательной температуре. Электролитический гигрометр основан на принципе определения относительной влажности φ по электрическому сопротивлению пленки раствора соли, нанесенной на поверхность пластины.

Влажность воздуха с помощью этого прибора измеряют следующим образом. На стеклянный цилиндр или пластинку надевают два пояска из платины, а поверхность между ними покрывают пленкой раствора соли хлористого лития LiCl. Электрическое сопротивление

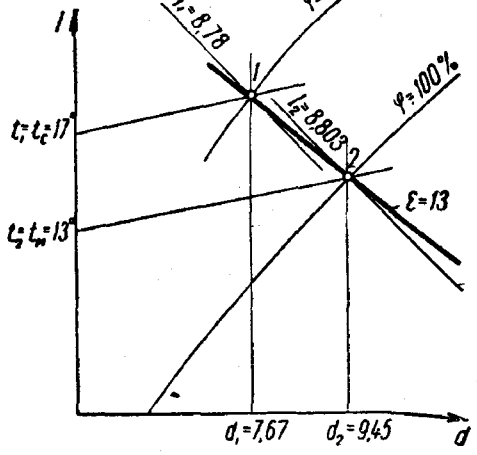


Рис. 19. Определение с помощью $I-d$-диаграммы состояния воздуха по $t_с$ и $t_м$

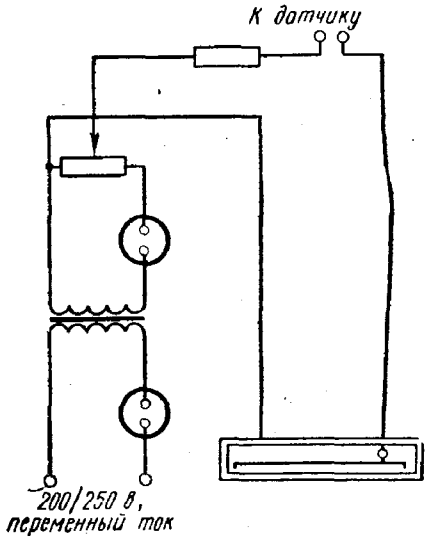


Рис. 20. Схема электролитического гигрометра

этой пленки, находящееся в равновесии с раствором соли между электродами, меняется в зависимости от относительной влажности воздуха. Для устранения поляризации на поверхности электродов к ним подводится напряжение переменного тока с частотой f. Взаимосвязь между действительным и кажущимся сопротивлением пленки раствора на поверхности стекла и частотой переменного тока, подведенного к электродам, определяется выражением

$$R_1 = R_2 - \frac{A}{f^2},$$

где A — постоянный коэффициент;

R_1 и R_2 — действительное и кажущееся сопротивление.

В электролитических гигрометрах активная к влаге поверхность заменена нитью из стекловолокна, намотанной в виде спирали с небольшим шагом вокруг параллельно расположенных платинированных проволок.

Для любых значений относительной влажности и температуры электрическое сопротивление гигрометра может быть измерено мостом переменного тока. Зависимость сопротивления гигрометра от относительной влажности имеет следующий вид:

$$R = a\varphi^{-m},$$

где a и m — величины, зависящие от температуры и степени пропитки нити.

На рис. 20 схематически показан простейший электролитический гигрометр. Он состоит из микроамперметра, чувствительного к влаге элемента и источника напряжения переменного тока с частотой 50÷200 *гц*. Гигрометр градуируется с помощью растворов серной кислоты различных концентраций, для которых известно значение относительной влажности при данной температуре.

Этот тип гигрометра обладает высокой чувствительностью к изменению относительной влажности.

§ 10. ПСИХРОМЕТРИЧЕСКАЯ ДИАГРАММА

В литературе по теплотехнике за рубежом получила распространение психрометрическая диаграмма [Л. 56]. Эту диаграмму используют для расчетов кондиционирования воздуха. Она представляет собой графическую зависимость температур воздуха по сухому и мокрому термометрам, температуры точки росы и относительной влажности воздуха при заданном барометрическом давлении. В иностранной литературе отсутствуют теоретические основы построения этой диаграммы. Нами [Л. 33] были разработаны необходимые теоретические положения, на основе которых построена психрометрическая диаграмма в системе измерений МКГСС, дополнительно нанесена шкала парциальных давлений.

В основу построения психрометрической диаграммы, так же как и $I-d$-диаграммы, положено выражение теплосодержания влажного воздуха (см. формулу I-24).

Психрометрическая диаграмма построена в косоугольной системе координат. Ось I (теплосодержания) наклонена к горизонту под углом 40° (рис. 21), а угол между осями I и d составляет 50°. По оси ординат в некотором масштабе отложены величины влагосодержаний. Через полученные точки проведены горизонтальные линии постоянного влагосодержания. По наклонной оси в некотором масштабе от точки 0 откладывают величины теплосодержаний и через полученные точки проводят линии постоянного теплосодержания (I=const) под углом 130° к линиям d=const *. На полученной таким образом сетке наносят линии изотерм (t_c=const) и линии постоянных относительных влажностей (φ=const).

Если принять t_c=const, то выражение I-24 будет представлять уравнение прямой линии; таким образом, изотермы являются пря-

* Для удобства пользования диаграммой рекомендуется масштаб тепло- и влагосодержания выбирать одинаковым: в 1 *см* 1 *ккал/кг* или 1 *г/кг сух. возд.*

мыми линиями, которые можно построить по двум точкам. Построить изотермы можно, например, зная два крайних состояния воздуха — при $\varphi=0$ и при $\varphi=100\%$, аналогично построению их на $I-d$-диаграмме. Так же как на $I-d$-диаграмме, изотермы не параллельны, а отклоняются вправо тем больше, чем выше температура воздуха. Соединив верхние концы изотерм плавной кривой, получим линию относительной влажности $\varphi=100\%$. Построение остальных кривых относительной влажности производится так же, как на $I-d$-диаграмме.

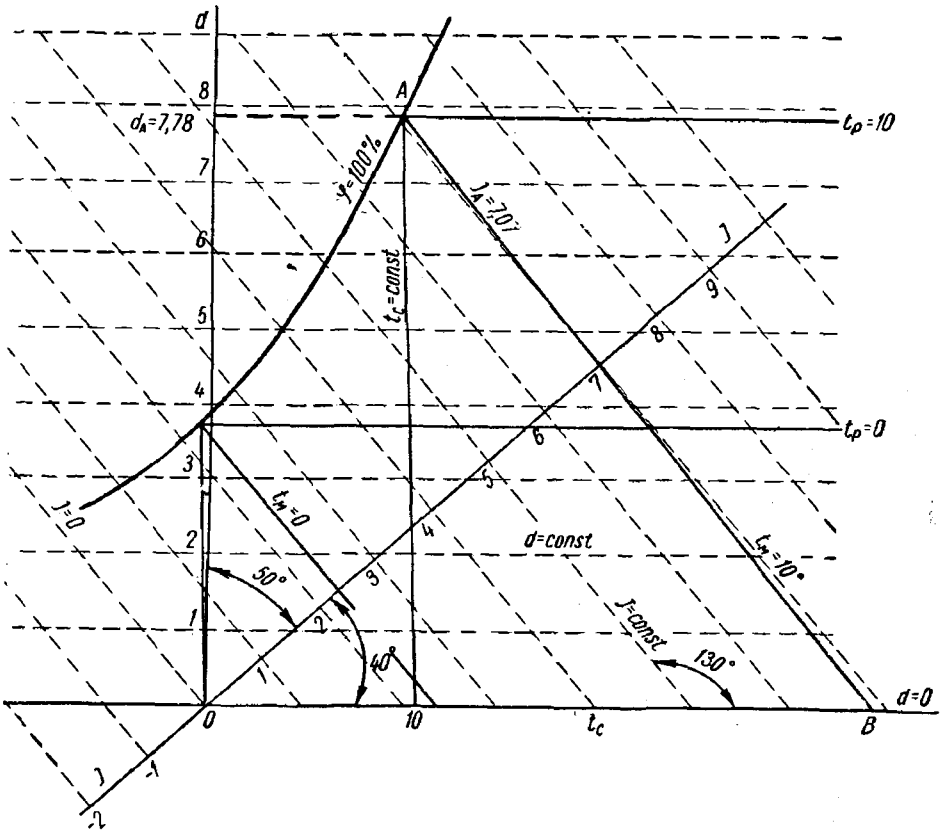


Рис. 21. Построение психрометрической диаграммы

После нанесения кривых относительной влажности необходимо построить линии постоянных температур мокрого термометра ($t_м$=const) и линии температур точки росы ($t_р$=const). Так как при $\varphi=100\%$ $t_с=t_р=t_м$, то линии $t_м$=const и $t_р$=const должны проходить через точки пересечения изотерм с кривой $\varphi=100\%$.

Линии $t_р$=const параллельны линиям d=const, так как процессу, протекающему при d=const, соответствует процесс при $t_р$=const. Таким образом, линии $t_р$=const проводятся из точки пере-

сечения соответствующих изотерм с кривой $\varphi=100\%$ параллельно линиям $d=\text{const}$.

Линии $t_м=\text{const}$ (за исключением случая, когда $t_м=0$), проведенные из точек пересечения соответствующих изотерм с кривой $\varphi=100\%$, не будут параллельны линиям $I=\text{const}$ вследствие того, что процесс изменения состояния воздуха на поверхности шарика мокрого термометра немного отклоняется от адиабатического (гл. I, § 9).

Для построения линий $t_м=\text{const}$ рассмотрим выражение углового коэффициента луча процесса изменения состояния воздуха $\varepsilon=\dfrac{I_1-I}{(d_1-d)\,10^{-3}}$ на поверхности шарика мокрого термометра, где I, d — параметры окружающего воздуха; I_1, d_1 — параметры воздуха на поверхности шарика мокрого термометра.

Так как в этом случае $\varepsilon=t_м$ (гл. I, § 9), то можно написать

$$I_1-I=t_м(d_1-d)\cdot 10^{-3}. \qquad (а)$$

Выражение (а) является уравнением прямой линии, проходящей через точку с координатами I_1 и d_1, соответствующую состоянию воздуха на поверхности шарика мокрого термометра (при $\varphi=100\%$). Поскольку координаты этой точки были определены выше при построении изотерм, то, задавшись произвольной величиной d, из уравнения (а) можно определить величину I и таким образом нанести на диаграмму вторую точку для построения линии $t_м=\text{const}$.

Пример. Допустим, что нужно построить линию $t_м=10°$. Влагосодержание находим по формуле (I-8) и теплосодержание по формуле (I-24) при $t_м=10°$ и $\varphi=100\%$ (точка A, рис. 21):

$$d_a=622\,\frac{9{,}21}{745-9{,}21}=7{,}78\ г/кг\ сух.\ возд.$$

$$I_a=0{,}24\cdot 10+0{,}5974\cdot 7{,}78+0{,}00043\cdot 10\cdot 7{,}78=7{,}07\ ккал/кг\ сух.\ возд.$$

Приняв далее $d=0$, получим из того же выражения (а):

$$I=I_1-t_м(d-d_1)\cdot 10^{-3}=7{,}07-10\,(7{,}78-0)\cdot 10^{-3}=6{,}99\ ккал/кг\ сух.\ возд.$$

Находим на диаграмме точку B, для которой $I=6{,}99$ и $d=0$. Соединив точку A и точку B прямой линией, получим линию $t_м=10°$.

Аналогичным методом можно нанести на поле диаграммы и остальные линии постоянных температур мокрого термометра.

После построения линий $t_р=\text{const}$ и $t_м=\text{const}$ линии теплосодержаний и влагосодержаний удаляются, так как они являются вспомогательными и служат только для построения диаграммы.

Для определения парциальных давлений водяного пара на поле психрометрической диаграммы может быть нанесена шкала пар-

циальных давлений. Эту шкалу строят следующим образом. С правой стороны диаграммы (рис. 22, см. вкл. между 48—49 стр.) по вертикали от линии $d=0$ при помощи обычной масштабной линейки с ценой деления 1 *мм* откладывают величины влагосодержаний, соответствующие заданным значениям парциальных давлений.

По полученным точкам наносят шкалу парциальных давлений.

Например, чтобы нанести на шкалу значение парциального давления $p_п=9{,}5$ *мм рт. ст.*, необходимо отложить по вертикали при помощи масштабной линейки величину влагосодержания $d=8{,}1$ *г/кг сух. возд.* Для этого 0 шкалы масштабной линейки совмещают с линией $d=0$ и откладывают по вертикали отрезок, равный 8,1 *см.* Конец отрезка будет определять точку, соответствующую на шкале значению $p_п=9{,}5$ *мм рт. ст.*

Построенная таким способом психрометрическая диаграмма $t_м - t_р$ для влажного воздуха при барометрическом давлении 745 *мм рт. ст.* представлена на рис. 22. Любая точка, находящаяся в пределах рабочей части диаграммы, определяет все параметры воздуха ($t_с$, $t_м$, $t_р$, $p_п$ и φ). Состояние воздуха может быть задано любыми двумя параметрами, на основании которых с помощью диаграммы можно найти остальные параметры.

Процессы изменения состояния воздуха в психрометрической диаграмме так же, как в $I-d$, изображают прямыми линиями.

При построении процесса изменения состояния воздуха в $I-d$-диаграмме в качестве углового коэффициента принимают отношение приращения теплосодержания к приращению влагосодержания. В отличие от этого в психрометрической диаграмме в качестве углового коэффициента используют так называемый коэффициент явной теплоты, выражающий отношение приращения явного тепла к приращению полного тепла *

$$\psi=\frac{c\Delta t}{\Delta I}=\frac{\Delta I_я}{\Delta I}. \qquad (б)$$

Если определение углового коэффициента в $I-d$-диаграмме через отношение приращения теплосодержания к приращению влагосодержания в системе координат $I-d$ является вполне очевидным, то определение углового коэффициента в психрометрической диаграмме через отношение приращения явного тепла к приращению полного тепла в той же системе координат требует особого доказательства. Покажем, что коэффициент явной теплоты ψ можно выразить через отношение приращения $\Delta I : \Delta d$. Для этого рассмотрим выражение I-24, представив его как сумму явной теплоты

---

* За рубежом выражение коэффициента явной теплоты в несколько упрощенном виде ($SHF=\frac{0{,}24\Delta t}{\Delta I}$) широко используется при аналитических расчетах процессов кондиционирования воздуха.

влажного воздуха ($I_я$) и скрытой теплоты водяного пара, содержащегося в том же воздухе ($I_с$), т. е.

$$I = I_я + I_с, \qquad (в)$$

где

$$I_я = 0{,}24t + 0{,}43t\,\frac{d}{1000}\ [ккал/кг\ сух.\ возд];$$

$$I_с = 597{,}4\,\frac{d}{1000} = 0{,}5974d\ [ккал/кг\ сух.\ возд].$$

Из выражения (в) следует, что приращение теплосодержания ΔI можно определить как сумму приращений явной теплоты ($\Delta I_я$) и скрытой теплоты ($\Delta I_с$):

$$\Delta I = \Delta I_я + \Delta I_с, \qquad (г)$$

где

$$\Delta I_я = \left(0{,}24t_1 + 0{,}43t_1\,\frac{d_1}{1000}\right) - \left(0{,}24t_2 + 0{,}43t_2\,\frac{d_2}{1000}\right);$$

$$\Delta I_с = 0{,}5974\,(d_1 - d_2) = 0{,}5974\Delta d.$$

Разделив почленно правую и левую части уравнения (г) на ΔI и решив его относительно $\Delta I_я : \Delta I$, получим:

$$\frac{\Delta I_я}{\Delta I} = 1 - \frac{\Delta I_с}{\Delta I}\ . \qquad (д)$$

В выражении (д) отношение $\frac{\Delta I_с}{\Delta I}$ можно представить в следующем виде:

$$\frac{\Delta I_с}{\Delta I} = \frac{\Delta I_с/\Delta d}{\Delta I/\Delta d} = \frac{0{,}5974}{\Delta I/\Delta d}\ . \qquad (е)$$

После замены $\frac{\Delta I_с}{\Delta I}$ в уравнении (д) выражением из уравнения (е) получим:

$$\psi = \frac{\Delta I_я}{\Delta I} = 1 - \frac{0{,}5974}{\Delta I/\Delta d}\ . \qquad (ж)$$

Выражение (ж) показывает, что коэффициент явной теплоты ψ является однозначной функцией одного переменного $\Delta I : \Delta d$ и, следовательно, его можно использовать в качестве параметра, определяющего направление луча процесса в психрометрической диаграмме.

Из выражения (б) следует, что изменения состояния воздуха, характеризующиеся одинаковым значением углового коэффициента, имеют одинаковую величину удельного приращения количества явного тепла, отнесенного к 1 *ккал* полного тепла.

Если известны начальные параметры воздуха и величина углового коэффициента, то построение луча процесса в психрометрической диаграмме, так же как и в $I-d$-диаграмме, сводится к проведению прямой по заданной точке и угловому коэффициенту ψ.

Для того чтобы построить луч процесса по заданному угловому коэффициенту ψ, необходимо определить на психрометрической диаграмме величины $\Delta I_{\text{я}}$ и ΔI.

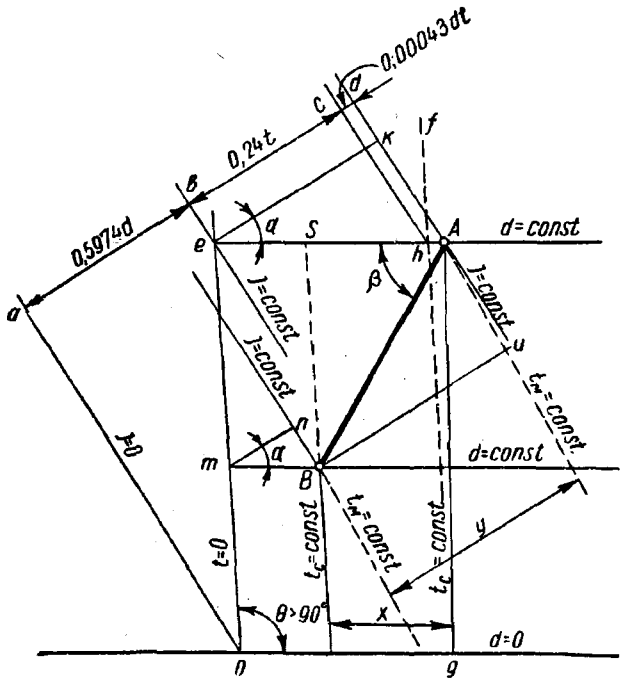


Рис. 23. Графическая интерпретация выражения коэффициента явной теплоты в психрометрической диаграмме

Рассмотрим луч процесса, проходящий через точки A и B, на психрометрической диаграмме (рис. 23). Определим величины $I_{\text{я}}$ и $I_{\text{с}}$ в точках A и B. Для этого через точку A проведем линию $d=$ $=$const до пересечения с изотермой $t=0$ в точке e.

Отрезок ab, заключенный между линией $I=0$ и линией $I=$const, проходящей через точку e, определит в некотором масштабе величину $I_{\text{с}}$ для точки A. В этом нетрудно убедиться, если рассмотреть основное выражение теплосодержания I-24, в котором при $d=$const и $t=0$ $I=0{,}5974\ d=I_{\text{с}}$.

Отрезок ad, заключенный между линиями $I=0$ и $I=$const, проходящий через точку A, определит в некотором масштабе величину I для точки A, а отрезок bd — величину $I_{\text{я}}$ для точки A.

Если провести линию gf, параллельную линии $t=0$, то отрезок bc, заключенный между линиями $I=$const, проходящими через точки

e и h, определит в некотором масштабе теплосодержание сухого воздуха, равное 0,24 t, а отрезок cd — теплоту перегрева водяных паров, равную 0,00043 dt. Опустив перпендикуляр из точки e на линию $I=\text{const}$, проходящую через точку A, получим отрезок ek, равный отрезку bd и, следовательно, определяющий величину $I_я$ для точки A.

Путем аналогичных построений получим, что отрезок mn, заключенный между линиями $I=\text{const}$, проходящими через точки m и B, определяет в некотором масштабе величину $I_я$ для точки B.

Для получения выражения, определяющего величину углового коэффициента ψ, произведем следующее построение. Опустим перпендикуляр из точки B на линию $I=\text{const}$, проходящую через точку A. Отрезок Bu будет равен в некотором масштабе разности теплосодержаний в точках A и B, т. е.

$$Bu=I_а-I_в=\Delta I. \qquad (з)$$

Из рассмотрения треугольников Aek и Bmn следует, что

$$eA=ek\frac{1}{\cos\alpha} \text{ и } mB=mn\frac{1}{\cos\alpha}.$$

Проведя из точки B линию, параллельную изотерме $t=0$, до пересечения ее с линией $d=\text{const}$, проходящей через точку A, получим отрезок sA, равный разности отрезков eA и mB:

$$sA=eA-mB=ek\frac{1}{\cos\alpha}-mn\frac{1}{\cos\alpha}=\frac{1}{\cos\alpha}(ek-mn)=$$

$$=\frac{1}{\cos\alpha}(I_{я(а)}-I_{я(в)}),$$

или

$$sA=\frac{\Delta I_я}{\cos\alpha}. \qquad (и)$$

Разделив почленно выражение (и) на выражение (з), получим:

$$\frac{sA}{Bu}=\frac{\Delta I_я}{\cos\alpha\Delta I}, \text{ откуда } \frac{\Delta I_я}{\Delta I}=\frac{sA}{Bu}\cos\alpha.$$

Таким образом, угловой коэффициент луча процесса AB, построенного в психрометрической диаграмме, может быть выражен через отношение отрезков $\frac{sA}{Bu}$:

$$\psi_{ав}=\frac{sA}{Bu}\cos\alpha. \qquad (к)$$

Допуская незначительную погрешность, можно принять, что отрезок x между линиями $t_с=\text{const}$, проходящими через точки A и B, равен отрезку sA, а отрезок y между линиями $t_м=\text{const}$, прохо-

дящими через точки A и B, равен отрезку Bu; тогда выражение (к) можно переписать в следующем виде:

$$\psi_{ав} = \frac{x}{y}\cos\alpha, \text{ или } x = \frac{\psi_{ав} y}{\cos\alpha}. \qquad (л)$$

Используя выражение (л), можно построить луч процесса на диаграмме по заданному угловому коэффициенту ψ. Допустим, необходимо построить луч процесса с угловым коэффициентом $\psi = 0{,}2$, проходящий через точку A, имеющую параметры $t_с = 25°$; $t_р = 10{,}6°$ и $t_м = 16{,}3°$ (рис. 24).

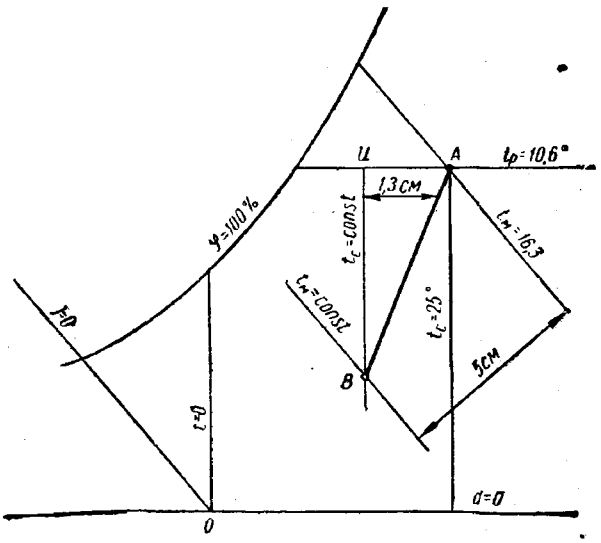


Рис. 24. Нанесение на психрометрическую диаграмму луча процесса изменения состояния воздуха

Для этого, задавшись произвольной величиной отрезка y, равной, например, 5 *см*, определяем из выражения (л) величину отрезка x, имея в виду, что для рассматриваемой диаграммы угол $\alpha = 40°$:

$$x = \frac{5 \cdot 0{,}2}{\cos 40°} = \frac{5 \cdot 0{,}2}{0{,}766} = 1{,}3 \text{ см}.$$

Отложив влево от точки A по линии $t_р = 10{,}6°$ отрезок, равный 1,3 *см*, получим точку C. На расстоянии 5 *см* от точки A проводим линию $t_м = \text{const}$, а через точку C — линию $t_с = \text{const}$. Пересечение этих линий определит положение точки B. Соединив точку A прямой линией с точкой B, получим луч процесса с заданным угловым коэффициентом $\psi = 0{,}2$.

В психрометрической диаграмме прямые, выражающие изменение состояния влажного воздуха и имеющие одинаковые значения углового коэффициента ψ, на поле диаграммы будут параллельны. Это дает возможность построить на психрометрической диаграмме, так же как и на $I - d$-диаграмме, угловой масштаб, облегчающий практическое нанесение лучей.

Построить угловой масштаб на рассматриваемой диаграмме можно весьма простым способом, если получить уравнение, определяющее угловой коэффициент как функцию угла наклона луча процесса к горизонту. Для вывода этого уравнения используем полученное выше выражение углового коэффициента луча процесса AB:

$$\psi_{ав} = \frac{sA}{Bu} \cos \alpha.$$

Из рассмотрения треугольника ABu (рис. 23) следует, что

$$Bu = AB \sin \angle BAu, \tag{I}$$

но

$$\angle BAu = 90° + (\alpha - \beta); \tag{II}$$

следовательно,

$$Bu = AB \sin [90° + (\alpha - \beta)] = AB \cos (\alpha - \beta). \tag{III}$$

Рассмотрим косоугольный треугольник ABs (имея в виду, что $\Theta > 90°$.). По теореме синусов

$$\frac{sA}{\sin \angle ABs} = \frac{AB}{\sin \angle AsB}.$$

Так как по построению $\angle AsB = 180° - \Theta$, а $\angle ABs = \Theta - \beta$, то

$$\frac{sA}{\sin (\Theta - \beta)} = \frac{AB}{\sin (180° - \Theta)},$$

или

$$sA = AB \frac{\sin (\Theta - \beta)}{\sin \Theta}. \tag{IV}$$

После замены в формуле (к) sA и Bu из выражений (III) и (IV) получим:

$$\psi_{ав} = \frac{AB \sin (\Theta - \beta) \cos \alpha}{AB \cos (\alpha - \beta) \sin \Theta} = \frac{\cos \alpha \cdot \sin (\Theta - \beta)}{\sin \Theta \cdot \cos (\alpha - \beta)}. \tag{м}$$

К такому же выводу можно прийти, если рассмотреть нанесение любого луча процесса изменения состояния воздуха. Выражение (м) является основной расчетной формулой, служащей для построения углового масштаба в психрометрической диаграмме. При построении указанной диаграммы углы α и Θ могут быть заданы либо определены в процессе построения.

Для диаграммы, изображенной на рис. 22, $\alpha = 40°$ и $\Theta = 93° 40'$ * и, следовательно, угловой коэффициент для этого случая может быть определен по следующей формуле:

$$\psi = \frac{\cos 40° \cdot \sin (93°40' - \beta)}{\sin 93°40' \cdot \cos (40° - \beta)}, \tag{н}$$

где β — угол наклона луча процесса к оси абсцисс.

---

* Угол $\Theta = 93°40'$ принят, исходя из удобства определения величины тепло- и влагосодержания при помощи масштабной линейки с ценой деления 1 *мм*, причем 1 *см* соответствует 1 *ккал/кг* для теплосодержания и 1 *г/кг сух. возд.* — для влагосодержания.

Задаваясь произвольными значениями угла β, получим по формуле (н) соответствующие значения углового коэффициента ψ (табл. 3).

Таблица 3

ψ	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
β	93°40′	88°40′	82°30′	74°50′	65°30′	55°
ψ	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	—
β	42°30′	30°	18°20′	8°20′	0	—

Полученные значения углового коэффициента ψ использованы для нанесения углового масштаба на психрометрической диаграмме $t_м - t_р$, изображенной на рис. 22.

Для сравнения характера изображения процессов в психрометрической и $I - d$-диаграмме необходимо установить зависимость между угловым коэффициентом в психрометрической диаграмме ψ и угловым коэффициентом на $I - d$-диаграмме ε.

Выше было показано, что угловой коэффициент в психрометрической диаграмме ψ можно определить по формуле (ж)

$$\psi = 1 - \frac{0{,}5974}{\Delta I / \Delta d}.$$

Угловой коэффициент в $I - d$-диаграмме определяют по формуле

$$\varepsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d \dfrac{1}{1000}}. \qquad (о)$$

Решая совместно уравнение (ж) и (о) относительно $\frac{\Delta I}{\Delta d}$, получим:

$$\psi = 1 - \frac{597{,}4}{\varepsilon}. \qquad (п)$$

Построить луч процесса изменения состояния воздуха на психрометрической диаграмме $t_м - t_р$ можно с помощью транспортира углового масштаба, аналогичного применяемому в настоящее время при пользовании $I - d$-диаграммой. Специальная линейка, изготовленная из плексигласа или другого прозрачного материала, позволяет упростить построение процессов [Л.60].

Таким образом, рассмотренная выше психрометрическая диаграмма является обобщением и дальнейшим развитием применяемых в настоящее время за рубежом психрометрических диаграмм (например, General Electric Company, Trane Company, J.H.V.E.

и др.). Имеющийся на поле диаграммы угловой масштаб (отсутствующий на зарубежных диаграммах) с расширенным диапазоном (по сравнению с угловым масштабом, нанесенным на линейке Тгапе) позволяет значительно упростить построение процессов вентиляции и кондиционирования воздуха на диаграмме и расширить область ее применения.

Рассмотрим изображение характерных случаев изменения состояния воздуха в психрометрической диаграмме $t_м - t_р$. Процессы нагрева и охлаждения воздуха при постоянном влагосодержании изображаются соответственно лучами *A-2* и *A-1* (рис. 25), параллельными линиям $t_р = \text{const}$ ($\psi = 1$, так как $\Delta I_л = \Delta I$). Если воздух одновременно отдает тепло и влагу, то процесс изображается лучом *A-3* с угловым коэффициентом $1 > \psi > 0$.

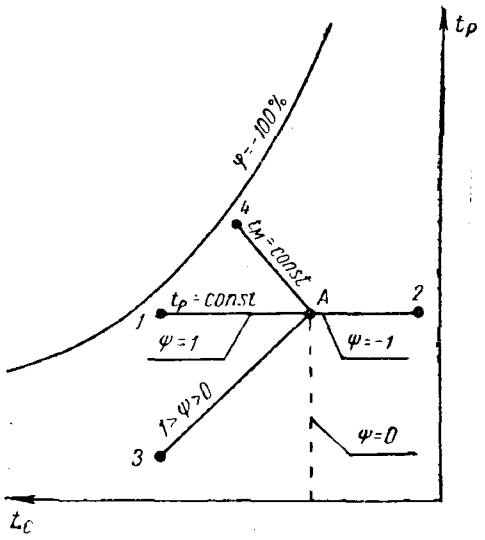


Рис. 25. Характерные случаи изменения состояния влажного воздуха и их изображение в психрометрической диаграмме

Адиабатический процесс на психрометрической диаграмме изображается лучом *A-4*, параллельным линиям $t_м = \text{const}$, тогда как на $I - d$-диаграмме он изображается лучом, параллельным линиям $I = \text{const}$. Луч адиабатического процесса, построенный в психрометрической диаграмме, отображает действительный процесс, в то время как на $I - d$-диаграмме для строгого нанесения его требуется специальное построение *.

Температура мокрого термометра определяется в психрометрической диаграмме непосредственно по координатной сетке в отличие от $I - d$-диаграммы, где для определения этой температуры также требуется специальное построение.

Психрометрическую диаграмму можно использовать и по своему прямому назначению — для определения относительной влажности воздуха по показаниям сухого и мокрого термометров. Например, если $t_с = 25°$, $t_м = 16{,}3°$, то искомое состояние воздуха определяется точкой *A*, лежащей на кривой $\varphi = 40\%$ (см. стр. 22). Точка росы определяется на диаграмме так же просто, как и температура мокрого термометра ($t_р = 10{,}7°$). Параметры смеси воздуха двух различных состояний могут быть определены в

* Обычно при построении адиабатических процессов на $I - d$-диаграмме пренебрегают отклонением луча процесса от адиабаты и принимают $\varepsilon = 0$.

психрометрической диаграмме тем же методом, что и на $I-d$-диаграмме. Для этого пользуются принципом обратной пропорциональности отрезков количествам воздуха, вступающим в смесь.

Для определения значений влаго- и теплосодержания при помощи психрометрической диаграммы $t_м - t_р$, изображенной на рис. 22, можно применить обычную масштабную линейку с ценой деления в 1 *мм*. Для определения при помощи масштабной линейки величины влагосодержания ее устанавливают на чертеже диаграммы перпендикулярно к оси абсцисс, нуль шкалы совмещают с

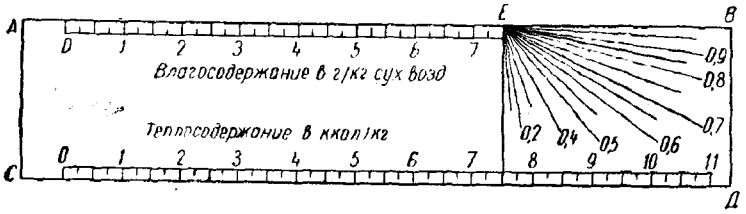


Рис. 26. Масштабная линейка для психрометрической диаграммы

линией $d=0$ и показания шкалы читают против линии $t_р=\text{const}$, проходящей через искомую точку. Таким же методом определяется теплосодержание, только при этом линейку следует установить перпендикулярно линиям $t_м=\text{const}$, а нуль шкалы — совместить с линией $I=0$. В примере, рассмотренном выше (при $t_с=25°$ и $\varphi=40\%$), $I=11$ *ккал/кг* и $d=8{,}1$ *г/кг сух. возд.* (см. рис. 22).

Для того чтобы определить для этой же точки парциальное давление водяных паров с помощью диаграммы, достаточно провести через нее горизонтальную линию до пересечения со шкалой парциальных давлений и прочитать соответствующее показание шкалы (в данном случае эта величина $p_п=9{,}5$ *мм рт. ст.*).

При практических расчетах вентиляции и кондиционирования воздуха часто требуется найти разность теплосодержаний или влагосодержаний между двумя точками рассматриваемого процесса. Для этой цели за рубежом применяют специальные линейки из прозрачного материала (рис. 26).

На таких линейках в определенном масштабе нанесены две шкалы: шкала теплосодержаний *СД* (*ккал/кг сух. возд*) и шкала влагосодержаний *АВ* (*г/кг сух. возд*). Для определения разности теплосодержания с помощью этой линейки нуль шкалы совмещают с одной из точек рассматриваемого процесса, при этом грань линейки *СД* устанавливают перпендикулярно линиям $t_м=\text{const}$ и читают показания шкалы против другой точки. Таким же образом определяют разность влагосодержаний, только при этом грань *АВ* устанавливают перпендикулярно к линиям $t_р=\text{const}$. При пользовании линейкой отпадает необходимость в определении значений теплоили влагосодержания в каждой из двух точек рассматриваемого процесса.

Для построения лучей процессов на линейке нанесен угловой масштаб в виде пучка прямых, расходящихся из точки E (рис. 26). Против каждой прямой указана величина углового коэффициента в долях единицы или в процентах. При пользовании угловым масштабом линейки точка E совмещается с точкой на психрометрической диаграмме, через которую должен проходить луч процесса. Вращением линейки вокруг точки E устанавливают линию заданного углового коэффициента ψ в горизонтальное положение и по грани AB линейки проводят искомую линию луча процесса *.

Практическое применение психрометрической и $I-d$-диаграммы в расчетах вентиляции и кондиционирования воздуха будет рассмотрено ниже.

---

* Необходимо отметить, что угловой масштаб, нанесенный на линейке (Trane Air Conditioning Ruler), предназначенной для психрометрической диаграммы и изображенной на рис. 26, не точен и дает отклонения от углового масштаба, построенного по формуле (н), в пределах 3%.

Глава II

ТЕПЛО- И МАССООБМЕН ПРИ ФАЗОВЫХ ПРЕВРАЩЕНИЯХ

§ 1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О ТЕПЛО- И МАССООБМЕНЕ ПРИ ИСПАРЕНИИ ЖИДКОСТИ

В расчетах вентиляции и кондиционирования воздуха часто приходится встречаться с определением количества испарившейся жидкости и количества перенесенного при этом тепла. Процесс испарения, происходящий при непосредственном контакте воздуха с поверхностью жидкости, является комплексным; он сочетает в себе явление переноса тепла и явление переноса массы вещества (т. е. влаги), сопровождающиеся изменением термодинамического состояния воздушно-паровой смеси.

Рассмотрим более подробно механизм процесса испарения. Если жидкость находится в открытом сосуде, то она постепенно будет испаряться, т. е. переходить в газообразное состояние (фазовое превращение).

Явление испарения объясняется тем, что в жидкостях, так же как и в газах, молекулы обладают различной энергией, как большей, так и меньшей средней энергии, значение которой определяется температурой. Поэтому при каждой температуре в жидкости находятся молекулы, обладающие такой энергией, что, приближаясь к поверхности жидкости, они могут преодолеть притяжение соседних молекул и, прорвавшись сквозь поверхностный слой, вылетают за пределы жидкости.

Чем выше температура жидкости, тем больше будет число таких молекул, и, следовательно, тем интенсивнее происходит процесс испарения. Однако следует иметь в виду, что наряду с вылетом части молекул из жидкости в атмосферу происходит обратный процесс попадания молекул из атмосферы внутрь жидкости. Такое явление может быть свойственно молекулам, обладающим малой энергией, которые, приближаясь к поверхности жидкости, поглощаются ею под действием сил межмолекулярного сцепления поверхностного слоя жидкости.

Молекулы, подлетевшие к поверхности жидкости с большой скоростью, отскакивают от нее по закону упругого тела и вследствие этого избегают пленения. При испарении жидкости вылетают более быстрые молекулы, которые при этом тратят часть своей энергии на совершение работы против удерживающих их сил молекулярного притяжения в поверхностном слое. В результате средняя энергия молекул, остающихся в жидкости, уменьшается, жидкость охлаждается.

Для поддержания постоянной температуры испарения жидкости требуется подводить к ней тепло извне. Это тепло носит назва-

ние теплоты испарения (теплоты фазового превращения). Получение такого тепла жидкостью не вызывает повышения температуры, так как тепло расходуется на совершение работы, затрачиваемой на испарение.

Известно, что различные жидкости обладают весьма неодинаковой летучестью. Например, спирт более летуч, чем вода, а эфир летучее спирта. Это объясняется тем, что давление насыщенных паров указанных жидкостей различно. Например, при $t=20°$ давление насыщенного пара воды составляет 17,4 *мм рт. ст.*, между тем как у спирта эта величина равна 44 *мм рт. ст.*, а у эфира — 440 *мм рт. ст.*

В свою очередь, если жидкость при данной температуре дает большое количество пара, то значит, притягательные силы между ее молекулами сравнительно слабы (например, взаимное притяжение между молекулами спирта меньше, чем у воды, а у эфира оно еще меньше).

Изложенное позволяет сделать вывод о том, что процесс испарения (тепло- и массообмен) является комплексным процессом, в котором перенос тепла взаимно связан с переносом вещества.

Жидкость может испаряться при следующих температурных условиях:

1) температура поверхности жидкости выше температуры окружающей среды по сухому термометру;

2) температура поверхности жидкости ниже температуры окружающей среды по сухому термометру, но выше $t_р$.

В первом случае поток тепла направлен от поверхности жидкости в окружающую среду, во втором — из окружающей среды к поверхности жидкости. Процесс теплообмена как в первом, так и во втором случае будет происходить конвекцией и излучением.

Интенсивность конвективного теплообмена, как известно, зависит от степени подвижности воздуха, а интенсивность теплообмена излучением — от разности температур. С грубым приближением можно считать, что в условиях естественной конвекции при направлении потока тепла от поверхности жидкости в окружающую среду доля лучистого теплообмена составляет примерно 60%.

При вынужденной конвекции и направлении потока тепла от окружающей среды к поверхности жидкости доля лучистой составляющей теплового потока уменьшается с увеличением скорости воздуха (так, при скорости 4 *м/сек* она составляет 14%).

Величина теплового потока, как известно, определяется выражением

$$q=\alpha(t_о-t_{пж})\ [ккал/м^2\cdot ч],\quad \text{или}\ [вт/м^2], \qquad (II\text{-}1)$$

где α — коэффициент теплообмена, *ккал/м²·ч·град* (*вт/м²×град*);

$t_о$ — температура окружающей среды;

$t_{пж}$ — температура поверхности жидкости.

Величина коэффициента теплообмена равна:

$$\alpha = \alpha_к + \alpha_л, \qquad (II\text{-}2)$$

где $\alpha_к$ — коэффициент теплообмена конвекцией;
$\alpha_л$ — коэффициент лучистого теплообмена.

Выражение (II-1) относится к случаю направления потока тепла от окружающей среды к поверхности жидкости. При обратном направлении потока тепла выражение II-1 может быть переписано в следующем виде:

$$q = \alpha (t_{пж} - t_о) \ [ккал/м^2 \cdot ч], \quad \text{или} \quad [вт/м^2], \qquad (II\text{-}1')$$

Для условий свободной конвекции при направлении потока тепла от поверхности жидкости к окружающей среде можно с грубым приближением принимать $\alpha = 2{,}5\ \alpha_к$.

Для условий вынужденной конвекции и направления потока тепла от окружающей среды к поверхности жидкости соотношения между α и $\alpha_к$ можно принимать:

при $v = 1$ *м/сек* — $\alpha = 1{,}6\ \alpha_к$,
» $v = 2$ *м/сек* — $\alpha = 1{,}35\ \alpha_к$,
» $v = 3$ *м/сек* — $\alpha = 1{,}25\ \alpha_к$,
» $v = 4$ *м/сек* — $\alpha = 1{,}16\ \alpha_к$.

Метод определения коэффициента конвективного теплообмена для условий свободного и вынужденного движения подробно излагается в § 2 гл. II.

Более точно величину коэффициента лучистого теплообмена $\alpha_л$ можно определить по известной из курса теплопередачи формуле

$$\alpha_л = \frac{\varepsilon_п C_0}{t_1 - t_2}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] [ккал/м^2 \cdot ч \cdot град],$$

$$\text{или } [вт/м^2 \cdot град], \qquad (II\text{-}3)$$

где C_0 — коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела, равный 4,9 $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град^4$ *;
$\varepsilon_п$ — приведенная степень черноты системы;
t_1 — температура поверхности, излучающей тепло;
t_2 — температура поверхности, поглощающей тепло.

Величину потока массы вещества (пара) можно определить по формуле Дальтона:

$$W = \beta' (p_1 - p_2) \frac{760}{P_б} \ [кг/м^2 \cdot ч]^{**}, \qquad (II\text{-}4)$$

где β' — коэффициент массообмена, $кг/м^2 \cdot ч \cdot мм\ рт.\ ст.$;
p_1 — парциальное давление паров на поверхности жидкости при 100%-ном насыщении и температуре поверхности жидкости, *мм рт. ст.*;

* По шкале Кельвина (К).
** Формула (II-4) в системе единиц СИ соответствует формуле (I-59').

p_2 — парциальное давление паров жидкости в окружающем воздухе, *мм. рт. ст.*

В некоторых случаях выражение II-4 применяется в несколько другом виде:

$$W=\beta(c_1-c_2)\frac{760}{P_б}\ [кг/м^2\cdot ч], \qquad (II\text{-}5)$$

где c_1 — концентрация пара на поверхности при 100%-ном насыщении и температуре поверхности жидкости, *кг/м*^{3};

c_2 — концентрация пара в окружающем воздухе, *кг/м*^{3};

β — коэффициент массообмена, *м/ч.*

Ниже приведена формула II-5 в системе единиц СИ:

$$W=\beta(c_1-c_2)\frac{101{,}3\cdot 10^3}{P_б}\ [кг/м^2\cdot сек], \qquad (II\text{-}5')$$

где $101{,}3\cdot 10^3$ — нормальное барометрическое давление, *н/м*^{2};

β — коэффициент массообмена, *м/сек.*

Таким образом, в практических расчетах тепло- и массообмена можно пользоваться для теплообмена формулой II-1 или II-1′, а для массообмена — формулами II-4 или II-5.

§ 2. ОСНОВНЫЕ КРИТЕРИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА

Для практического пользования формулами II-1, II-1′, II-4 и II-5 требуется знать величины $\alpha_к$ и β или β'. Расчетные формулы для определения этих коэффициентов можно получить двумя методами.

Первый метод, широко применяемый в гидродинамической теории теплообмена, состоит в нахождении аналитических выражений для кривых распределения потенциала переноса. Эти соотношения находят на основе эмпирических зависимостей или путем приближенных решений системы дифференциальных уравнений, описывающих перенос энергии упорядоченного движения тепла и массы вещества. Однако следует отметить, что точное решение этих уравнений при современном состоянии математических методов пока еще затруднительно.

Второй путь основан на использовании аппарата теории подобия, который является почти единственным методом изучения подобного рода задач, где точные аналитические решения невозможны.

Подробное изложение метода использования аппарата теории подобия для решения аналогичных задач приведено в курсах гидравлики и теплопередачи.

Познакомимся с основными критериями, входящими в расчетные соотношения, определяющие коэффициенты тепло- и массообмена.

Критерий Архимеда (Ar) является в условиях естественной конвекции основным гидромеханическим критерием:

$$\mathrm{Ar}=\frac{L^3 g}{\nu^2}\cdot\frac{\gamma_1-\gamma_2}{\gamma_1}, \qquad \text{(II-6)}$$

где $L=\sqrt{F}$ — определяющий размер (в данном случае — сторона квадрата, равновеликого по площади поверхности тепло- и массообмена), *м*;

F — поверхность тепло- и массообмена, $м^2$;

g — ускорение силы тяжести, $м/сек^2$;

γ_1 и γ_2 — плотности влажного газа у поверхности жидкости и в ядре потока, $кг/м^3$;

ν — коэффициент кинематической вязкости, $м^2/сек$.

При теплообмене, не осложненном массообменом, в условиях естественной конвекции обычно пользуются критерием Грасгофа (Gr)*, в котором плотности газа заменяются его абсолютными температурами. В условиях же теплообмена, осложненного массообменом, плотность газа изменяется не только вследствие изменения температур, но и в зависимости от степени насыщенности газа паром, вследствие чего в таких случаях пользуются критерием Архимеда.

В условиях вынужденного движения основным гидродинамическим критерием является критерий Рейнольдса (Re), представляющий собой отношение сил инерции к силам вязкости. Этот критерий определяет гидродинамическое подобие систем, в которых действуют силы внутреннего трения:

$$\mathrm{Re}=\frac{vL}{\nu}, \qquad \text{(II-7)}$$

где v — скорость воздушного потока, *м/сек*;

L — определяющий размер (длина поверхности тепло- и массообмена в направлении потока воздуха), *м*.

Оба критерия гидродинамического подобия (Ar и Re) выводятся из системы дифференциальных уравнений, описывающих перенос энергии упорядоченного движения.

Из системы дифференциальных уравнений, помимо критериев Ar и Re, можно получить критерии Прандтля — термический (Pr) и диффузионный (Pr′). Эти критерии характеризуют физические свойства влажного газа:

$$\mathrm{Pr}=\frac{\nu}{a}; \qquad \text{(II-8)}$$

---

* $\mathrm{Gr}=\frac{\beta L^3 g}{\nu^2}(t_1-t_2)$, где t_1 и t_2 — температуры поверхности и окружающего воздуха; $\beta=\frac{1}{273}$.

$$Pr' = \frac{\nu}{D}, \qquad (II\text{-}9)$$

где a — коэффициент температуропроводности, *м²/сек*;
D — коэффициент диффузии, *м²/сек*.

Критерии Ar, Re, Pr, Pr′ обычно являются определяющими *, поскольку они бывают заданы при конкретных условиях задачи.

Термический (Nu) и диффузионный (Nu′) критерии Нуссельта, устанавливающие в первом случае подобие температурных полей, а во втором — подобие полей парциальных давлений пара на границе жидкости, являются соответственно приведенными коэффициентами теплообмена и массообмена. Эти критерии получают из условий однозначности переноса тепла и массы вещества и называют неопределяющими критериями **.

$$Nu = \frac{\alpha_к L}{\lambda}, \qquad (II\text{-}10)$$

$$Nu' = \frac{\beta L}{D}, \qquad (II\text{-}11)$$

где $\alpha_к$ — коэффициент конвективного теплообмена, *ккал/м² · ч × × град*, [*вт/м² · град*];
λ — коэффициент теплопроводности, *ккал/м · ч · град*, (*вт/м × × град*);
β — коэффициент массообмена, *м/ч* (*м/сек*);
D — коэффициент диффузии, *м²/ч* (*м²/сек*).

Величина коэффициента диффузии при $t=0°$ и $P_б=760$ *мм рт. ст.* (D_0) приведена в табл. 4.

Таблица 4

№ п/п	Система	D_0
1	Воздух — водяной пар	0,0754
2	Воздух — пары спирта	0,0366
3	Воздух — пары эфира	0,028
4	Воздух — пары аммиака	0,0715
5	Воздух — пары бензола	0,027

Для пересчета коэффициента диффузии на любую температуру и давление можно пользоваться формулой

$$D = D_0 \left(\frac{T}{273}\right)^{1,89} \frac{760}{P_б}. \qquad (II\text{-}12)$$

* Определяющие критерии отражают влияние конкретных факторов на процесс тепло- и массообмена, вследствие чего все физические величины, входящие в состав этих критериев, являются известными.

** Неопределяющие критерии в своем составе содержат искомые величины. Например, в термическом критерии Нуссельта (Nu) искомой величиной является коэффициент конвективного теплообмена $\alpha_к$, а в диффузионном (Nu′) — коэффициент влагообмена β'.

Для водяных паров эта формула будет иметь вид:

$$D=0{,}0754\left(\frac{T}{273}\right)^{1{,}89}\frac{760}{P_б}, \qquad \text{(II-13)}$$

где T — абсолютная температура воздушно-паровой смеси.

Пользуясь критериями Нуссельта, можно составить выражения, определяющие величины потока тепла и потока массы вещества:

$$Q=\mathrm{Nu}\,\frac{\lambda}{L}(t_1-t_2)F\ [ккал/ч], \qquad \text{(II-14)}$$

$$W=\mathrm{Nu}'\,\frac{D'}{L}(p_1-p_2)F\ [кг/ч], \qquad \text{(II-15)}$$

где t_1 и t_2 — температуры поверхности жидкости и окружающей среды;

p_1 и p_2 — парциальные давления паров жидкости на ее поверхности и в окружающей среде;

D' — коэффициент диффузии, отнесенный к градиенту парциального давления.

Формулу II-5 можно представить в следующем виде:

$$W=\mathrm{Nu}'\,\frac{D}{L}(c_1-c_2)F, \qquad \text{(II-15')}$$

где c_1 и c_2 — концентрации паров жидкости на поверхности и в окружающей среде.

В международной системе единиц величина Q в формуле II-14 имеет размерность (*вт*), а величина W в формуле II-15 — размерность *кг/сек*.

Для изотермических условий существует следующее соотношение между коэффициентами диффузии D' и D:

$$D=D'RT. \qquad \text{(II-16)}$$

Когда концентрация c выражена в *кг/м*^{3}, парциальное давление — в *кГ/м*^{2}, а величина W — в *кг/ч*, то коэффициент D имеет размерность *м*^{2}*/ч* и D' — *м/ч*.

Оба эти коэффициента диффузии в основном зависят от природы смешивающихся газов, давления и температуры. Влияние же концентрации весьма мало, и им можно практически пренебречь. Вместе с тем следует иметь в виду, что коэффициент диффузии D для двухкомпонентной смеси один и тот же, независимо от того, диффузия какого из газов рассматривается, тогда как коэффициент D' различен для двух диффундирующих компонентов газовой смеси.

Если обозначить величины, относящиеся к каждому из двух перемешивающихся газов соответственно индексами 1 и 2, то для ко-

эффициентов диффузии D_1' и D_2', исходя из выражения II-16 и принимая во внимание, что $D_1 = D_2$, можно получить:

$$\frac{D_1'}{D_2'} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{\mu_1}{\mu_2}, \qquad \text{(II-17)}$$

где μ_1 и μ_2 — молекулярные веса диффундирующих газов.

Результаты экспериментальных исследований показали, что интенсивность массообмена при испарении определяется не только интенсивностью подвода тепла, но и ассимилирующей способностью окружающего влажного газа. Поэтому в процессах испарения термодинамическое состояние среды является основным режимным параметром.

Для учета влияния термодинамических свойств влажного газа на интенсивность испарения служит специальный критерий параметрического типа, названный критерием Гухмана (Gu):

$$\mathrm{Gu} = \frac{T_c - T_м}{T_c}, \qquad \text{(II-18)}$$

где T_c и $T_м$ — абсолютные температуры окружающей среды по сухому и мокрому термометрам.

В изобарно-адиабатических условиях критерий Гухмана одновременно учитывает и температурные условия процесса. Но процесс испарения может протекать в условиях, когда температура поверхности жидкости отличается от температуры окружающего воздуха по мокрому термометру (неадиабатический процесс испарения). В этом случае влияние температурных условий должно отражаться с помощью двух критериев, а именно: критерия Gu и параметрического критерия

$$\Theta = \frac{T_c}{T_п},$$

где $T_п$ — абсолютная температура поверхности жидкости, причем Θ обычно называется температурным фактором.

Общий вид функции термического критерия Нуссельта для случая теплообмена, осложненного массообменом, можно записать в следующем виде:

для условий естественной конвекции

$$\mathrm{Nu} = f_1(\mathrm{Ar} \cdot \mathrm{Pr}); \qquad \text{(II-19)}$$

для условий вынужденной конвекции

$$\mathrm{Nu} = f_2(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr}, \mathrm{Gu}, \Theta). \qquad \text{(II-20)}$$

Аналогичный вид имеют функции диффузионного критерия Нуссельта:

для условий естественной конвекции:

$$Nu' = f_3(Ar \cdot Pr'); \qquad (II\text{-}21)$$

для условий вынужденной конвекции:

$$Nu' = f_4(Re, Pr', Gu, \Theta). \qquad (II\text{-}22)$$

Отсутствие в выражениях II-19 и II-21 критерия Gu и температурного фактора Θ объясняется тем, что влияние температурных условий процесса при свободном движении воздуха учитывается критерием Архимеда.

Экспериментальные исследования позволили установить степенной вид этих функций [Л.35]:
для условий естественной конвекции

$$Nu = 5(Ar \cdot Pr)^{0,104} \qquad (II\text{-}23)$$

при $Ar \cdot Pr = 3 \cdot 10^5 \div 2 \cdot 10^8$;

$$Nu' = 0{,}66(Ar \cdot Pr')^{0,26} \qquad (II\text{-}24)$$

при $Ar \cdot Pr' = 3 \cdot 10^6 \div 2 \cdot 10^8$;

для условий вынужденной конвекции

$$Nu = A(Re)^n (Pr)^{0,33} (Gu)^{0,175} (\Theta)^2; \qquad (II\text{-}25)^*$$

$$Nu' = B(Re)^m (Pr')^{0,33} (Gu)^{0,135} (\Theta)^2. \qquad (II\text{-}26)$$

Значения A, B, n и m в зависимости от числа Рейнольдса приведены в табл. 5.

Таблица 5

Значения критерия Re	A	n	B	m
$3{,}15 \cdot 10^3 \div 2{,}2 \cdot 10^4$	0,51	0,61	0,49	0,61
$2{,}2 \cdot 10^4 \div 3{,}15 \cdot 10^5$	0,027	0,90	0,0248	0,80

Все приведенные выше расчетные формулы относятся к условиям тепло- и массообмена с плоской поверхности.

Если тепло- и массообмен происходит с поверхности капель в условиях вынужденной конвекции, то можно пользоваться следующими формулами [Л.35,58] при $Re = 1 \div 220$:

$$Nu = 2 + 1{,}07(Re)^{0,48}(Pr)^{0,33}(Gu)^{0,175}; \qquad (II\text{-}27)$$

$$Nu' = 2 + 0{,}85(Re)^{0,52}(Pr')^{0,33}(Gu)^{0,135}. \qquad (II\text{-}28)$$

* Формулы II-25 и II-26 получены для процессов испарения, протекающих при адиабатических условиях.

Число 2, стоящее в качестве слагаемого в правых частях выражений II-27 и II-28, представляет собой величину термического и диффузионного критериев Нуссельта при Re=0.

При расчете тепло- и массообмена по формулам II-27 и II-28 в качестве определяющего размера следует принимать диаметр капли.

Значения физических коэффициентов λ, ν, D и a, входящих в выражения отдельных критериев (Ar, Pr, Pr′ и Re), принимают при средней температуре между поверхностью жидкости и окружающей среды (т. е. $t_{ср}=\frac{t_п+t_c}{2}$).

В приложении III приведены значения физических параметров λ, ν и a для сухого воздуха при различных температурах.

В 1969 г. Л. В. Петровым были произведены исследования процесса тепло- и массообмена при испарении воды с поверхности ванн и резервуаров [Л.37]. В этой работе исследовано влияние расположения уровня воды в сосудах по отношению к кромке, а также и влияние совокупного воздействия гравитационных сил и вынужденного движения воздуха на интенсивность процесса тепло- и влагообмена.

В развитие исследований, проведенных А. В. Нестеренко, Л. В. Петровым рассмотрены процессы испарения при вынужденном движении воздуха, протекающие при неизотермических условиях, с учетом естественной подвижности воздуха * и предложены следующие расчетные зависимости:

$$Nu=0{,}113\left[1+0{,}5\,(Lo)^{-0{,}5}\right](Ar\cdot Pr)^{1/3}; \qquad (II\text{-}29)$$

$$Nu'=0{,}1386\left[1+0{,}5\,(Lo)^{-0{,}5}\right](Ar\cdot Pr')^{1/3}; \qquad (II\text{-}30)$$

$$Nu=0{,}0337\left[1+0{,}18\,(1+Lo^{0{,}5})\,Lo^{0{,}25}\right]Re^{0{,}8}Pr^{1/3}; \qquad (II\text{-}31)$$

$$Nu'=0{,}0398\left[1+0{,}18\,(1+Lo^{0{,}5})\,Lo^{0{,}25}\right]Re^{0{,}8}(Pr')^{1/3}. \qquad (II\text{-}32)$$

Рекомендуемые пределы использования указанных формул приведены в табл. 6.

Таблица 6

Пределы применения	Рекомендуемые формулы
$Re<2\cdot10^4; Ar\cdot Pr>6\cdot10^7$	(II-29) и (II-30)
$Re>2\cdot10^4; Lo<Pr^{1/3}$	(II-31) и (II-32)

В формулы II-29 — II-32 введен критерий Ломоносова, учитывающий соотношение гравитационных сил и вынужденной конвекции. Критерий Ломоносова определяется следующим выражением:

$$Lo=\frac{Ar}{Re^2}.$$

* См.: Л. С. Клячко. Тепло- и массоперенос, т. V. Минск, 1963.

При расположении уровня испаряющейся воды ниже кромок сосуда в формулы II-29 — II-32 вводится поправочный множитель, учитывающий влияние заглубления. Экспериментальная зависимость, учитывающая изменение критериев Nu и Nu′ от глубины расположения уровня по отношению к кромкам, приведена ниже:

$$\mathrm{Nu}_{\overline{H}} = \mathrm{Nu}\,(\overline{H})^{0,25}; \qquad \text{(а)}$$

$$\mathrm{Nu}'_{\overline{H}} = \mathrm{Nu}'\,(\overline{H})^{0,25}, \qquad \text{(б)}$$

где $\overline{H} = 1 + \Delta h/l$ — геометрический фактор, учитывающий влияние глубины расположения уровня воды относительно кромок сосуда на интенсивность испарения;

Δh — расстояние от кромки сосуда до поверхности жидкости, *м*;

l — длина сосуда по направлению движения воздуха, *м*.

Для учета влияния поперечного потока вещества на величину коэффициента массообмена вычисленные коэффициенты массообмена необходимо умножать на параметр Стефана Sp, который в развернутой форме имеет вид

$$\mathrm{Sp} = \frac{P_б}{p_п - p_о} \ln \frac{P_б - p_о}{P_б - p_п},$$

где $p_п$ и $p_о$ — парциальные давления водяных паров над поверхностью и в окружающем воздухе, *мм рт. ст.*

§ 3. ЗАВИСИМОСТЬ ТЕМПЕРАТУРЫ ПОВЕРХНОСТИ ИСПАРЯЮЩЕЙСЯ ЖИДКОСТИ ОТ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ И ТЕМПЕРАТУРНЫХ УСЛОВИЙ

Для практических расчетов процессов тепло- и массообмена, происходящих при испарении жидкости со свободной поверхности, требуется знать температуру поверхности жидкости. Однако обычно эта температура бывает неизвестной, за исключением адиабатического процесса испарения, при котором отсутствует температурный градиент в пограничном слое жидкости и температура поверхности равна температуре самой жидкости (при отсутствии лучистого теплообмена).

Во всех остальных случаях температура поверхности испаряющейся жидкости отличается от температуры самой жидкости и зависит от целого ряда факторов.

В практике возможны следующие температурные условия, при которых может происходить испарение жидкости (при условии, что $\varphi < 100\%$):

а) $t_с > t_п < t_м$ ($t_п > t_{росы}$),

б) $t_с > t_п = t_м$ (адиабатический процесс),

в) $t_с < t_п > t_м$,

г) $t_с = t_п > t_м$ (изотермический процесс).

В процессах, протекающих при температурных условиях, указанных в пунктах (*а*) и (*б*), поток тепла направлен от окружающей среды к поверхности жидкости, а в процессах, протекающих при температурных условиях, указанных в пунктах (в) и (г), — в обратном направлении (в условиях, отвечающих пункту (г), имеется в виду перенос тепла с паром).

Во всех случаях температурных условий, за исключением указанных в пункте (б), в пограничном слое воды возникает температурное поле, характер которого зависит от направления потока тепла и интенсивности тепло- и массообмена.

Результаты экспериментальных исследований показали, что температура поверхности испаряющейся жидкости зависит от направления потока тепла и интенсивности тепло- и массообмена. Последняя в свою очередь зависит от гигротермического состояния окружающей среды и гидродинамических условий процесса. Вместе с тем можно предполагать, что на температуру поверхности жидкости может оказывать также влияние определяющий размер и теплопроводность испаряющейся жидкости.

На основании экспериментальных исследований [Л.34] установлена зависимость температуры поверхности испаряющейся жидкости от гигротермических и гидродинамических условий процесса при направлении потока тепла от поверхности жидкости к окружающей среде (влияние определяющего размера и теплопроводности испаряющейся жидкости в указанных исследованиях не рассматривалось).

Эта зависимость имеет вид:

для условий естественной конвекции

$$\psi = f_1[K, (\mathrm{Ar}\cdot\mathrm{Pr})_{усл}]; \qquad \text{(II-33)}$$

для условий вынужденной конвекции

$$\psi = f_2(\mathrm{Re}_{усл}, \mathrm{K}), \qquad \text{(II-34)}$$

где $\psi = \dfrac{t_ж - t_п}{t_с - t_м}$ — неопределяющий температурный критерий;

$t_ж$ — температура жидкости;

$t_п$ — температура поверхности жидкости;

$t_с$ и $t_м$ — температуры воздуха по сухому и мокрому термометрам;

$\mathrm{K} = \dfrac{t_с - t_м}{t_ж - t_м}$ — определяющий температурный критерий, учитывающий гигротермическое состояние окружающей среды и температуру жидкости;

$(Ar \cdot Pr)_{усл}$ — обобщенный критерий, учитывающий гидродинамические условия процесса и физические свойства окружающей среды *;

$Re_{усл}$ — критерий Рейнольдса.

Обработка результатов экспериментальных исследований позволила установить следующий степенной вид выражений II-33 и II-34.

для условий естественной конвекции

$$\psi = 0{,}0135K^{-1{,}5}(Ar \cdot Pr)^{0{,}06}_{усл}, \qquad (II\text{-}35)$$

для условий вынужденной конвекции

$$\psi = 0{,}00615K^{-0{,}96}Re^{0{,}34}_{усл}. \qquad (II\text{-}36)$$

Из выражений II-35 и II-36 видно, что гигротермические условия окружающей среды оказывают значительное влияние на температуру поверхности испаряющейся жидкости как при естественной, так и при вынужденной конвекции. Влияние гидродинамических условий сказывается различно: если при естественной конвекции оно незначительно, то при вынужденной конвекции влияние гидродинамического фактора становится достаточно заметным.

Пользуясь выражениями II-35 и II-36, можно для любых гидродинамических и гигротермических условий определить температуру поверхности испаряющейся воды. Однако следует иметь в виду, что эти зависимости относятся к направлению потока тепла от поверхности жидкости к окружающей среде, рабочей жидкости — воде и определяющему размеру $L = 0{,}21$ *м*.

К настоящему времени пока не установлена обобщенная зависимость, учитывающая влияние направления потока тепла и определяющего размера на температуру поверхности испаряющейся жидкости, а также влияние на нее теплопроводности жидкости и некоторых других менее существенных факторов.

Следует указать, что из-за отсутствия данных для определения температуры поверхности испаряющейся жидкости при практических расчетах процессов тепло- и массообмена вместо температуры поверхности обычно принимают температуру самой жидкости, что приводит к весьма значительным погрешностям.

Так как исследования проводились при определяющем размере сосуда $L = 0{,}21$ *м*, то использование выражений II-35 и II-36 для определения температуры поверхности испаряющейся жидкости при определяющих размерах, отличающихся от $L = 0{,}21$ *м*, позволяет получить только приближенное ее значение.

---

* Этот обобщенный критерий вычисляется по отношению к температуре жидкости, а не к температуре ее поверхности, вследствие чего получается некоторое отклонение от действительного значения этого критерия. Однако это отклонение, как показали практические расчеты, настолько незначительно, что им можно без особой погрешности пренебречь. Сказанное относится и к $Re_{усл}$.

Теоретические исследования рассматриваемого вопроса были произведены Л. С. Клячко, который построил кривую, характеризующую зависимость температуры поверхности жидкости от температуры самой жидкости и других факторов. Сопоставление результатов исследований Л. С. Клячко с данными, получаемыми на основании приведенных выше зависимостей, показали вполне удовлетворительную их сходимость.

В 1969 г. Л. В. Петровым произведены исследования зависимости температуры поверхности испаряющейся воды от гидродинамических и температурно-влажностных условий. Расчетная зависимость, основанная на решении дифференциального уравнения теплового баланса на границе раздела вода — воздух и результатах экспериментальных исследований, имеет следующий вид:

$$t_{\text{п}} = t_{\text{ж}} - \frac{A\,\text{Nu}' \left(\sqrt{1 + \frac{544 l Б}{A^2 \text{Nu}'^2_{\overline{H}}}} - 1 \right)}{272 l}, \qquad \text{(II-37)}$$

где l — определяющий размер, *м*.

В формулу II-37 входят параметрические комплексы A и $Б$:

$$A = b\lambda + rmD;$$

$$Б = b\lambda (t_{\text{ж}} - t_{\text{с}}) + rmD (t_{\text{ж}} - t_{\text{р}}),$$

где λ — коэффициент теплопроводности воздуха, *ккал/м · ч · град*;

r — скрытая теплота парообразования, *ккал/кг*;

m — коэффициент пропорциональности, *кг/м³ · град*;

D — коэффициент диффузии, *м²/ч*;

$t_{\text{к}}$ — температура воды в толще, *град*;

$t_{\text{п}}$ — температура поверхности воды, *град*;

$t_{\text{с}}$ — температура воздуха по сухому термометру, *град*;

$t_{\text{р}}$ — температура точки росы, *град*.

Величина b принимается в зависимости от гидродинамических условий протекания процесса:

$$\text{при } \text{Re} < 2 \cdot 10^4;\ \text{Ar} \cdot \text{Pr} > 2 \cdot 10^6 — b = 0{,}858;$$

$$\text{при } \text{Re} > 2 \cdot 10^4;\ \text{Lo} \leqslant \text{Pr}^{1/3} — b = 0{,}89.$$

Значение коэффициента пропорциональности m определяется по соотношению

$$m = \frac{c_{\text{п}} - c_{\text{о}}}{t_{\text{п}} - t_{\text{р}}}, \qquad \text{(II-38)}$$

где $c_{\text{п}}$ и $c_{\text{о}}$ — концентрации водяных паров над поверхностью и в окружающей среде, *кг/м³*.

Так как значение температуры поверхности является искомой величиной, то в начале расчета нужно ориентировочно задаться ею или с некоторым допущением величину m определить по формуле

$$m \approx \frac{c_{ж} - c_{0}}{t_{ж} - t_{р}}, \qquad \text{(II-38')}$$

где $c_{ж}$ — концентрация насыщенных водяных паров, соответствующая температуре в толще воды, *кг/м*³.

§ 4. НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛО- И ВЛАГООБМЕНА ПРИ НЕПОСРЕДСТВЕННОМ КОНТАКТЕ ВОЗДУХА С ПОВЕРХНОСТЬЮ ЖИДКОСТИ

В § 3 были показаны температурные условия возможных случаев испарения воды. Рассмотрим особенности этих случаев, а также и некоторых других.

1-й случай. Изотермический процесс испарения ($t_{с} = t_{п} > t_{м}$). Этот процесс характеризуется равенством температур поверхности жидкости и окружающего воздуха. Если в помещении отсутствуют тела с температурой, отличающейся от температуры поверхности жидкости (или воздуха), то процесс испарения будет обусловлен конечным значением разности парциальных давлений $(p_{пш} - p_{по}) > 0$ (где $p_{пш}$ и $p_{по}$ — соответственно парциальные давления паров на поверхности жидкости и в окружающем воздухе). При этом тепло, затрачиваемое на испарение жидкости $Q_{в} = G_{п} r$ (где $G_{п}$ — количество испарившейся жидкости; r — теплота испарения), будет подводиться к поверхности за счет теплопроводности жидкости. Предполагается, что жидкость получает это тепло от какого-то нагревателя, обеспечивающего поддержание постоянной температуры поверхности $t_{п} = t_{с}$ в процессе испарения. Таким образом, стационарный процесс испарения происходит при изотермических условиях. Поскольку $t_{п} - t_{с} = 0$, то количество обменного явного тепла $Q_{я}$ между поверхностью жидкости и окружающей средой также равно 0.

На рис. 27, *а* показана схема потоков тепла и вещества по отношению к поверхности жидкости.

В результате происходящего процесса тепло- и массообмена в воздух поступает $G_{п}$ *кг* пара и $Q_{с} = G_{п} i$ *ккал* тепла (где i — теплосодержание пара), вследствие чего теплосодержание и влагосодержание воздуха будут увеличиваться при неизменной его температуре.

2-й случай. Адиабатический процесс ($t_{с} > t_{п} = t_{м}$). Из предыдущего известно, что при $t_{п} = t_{м}$ будет происходить адиабатический процесс испарения, который характеризуется равенством между количеством тепла, полученным поверхностью жидкости от окружающего воздуха, и количеством тепла, затраченным на испарение.

При $t_{с} > t_{п}$ поток явного тепла $Q_{я}$ будет иметь направление из окружающего воздуха к поверхности жидкости. Поступающее к по-

верхности жидкости явное тепло полностью затрачивается на испарение, переходя при этом в скрытое тепло (паров испарившейся жидкости $G_п r$). Образовавшиеся в процессе испарения пары жидкости поступают в окружающий воздух, увеличивая его влагосодержание. Так как пары жидкости являются носителем тепла, то вместе с собой они переносят в окружающий воздух свое тепло, равное $G_п i$, вследствие чего теплосодержание воздуха увеличивается. Однако это увеличение происходит только за счет начального

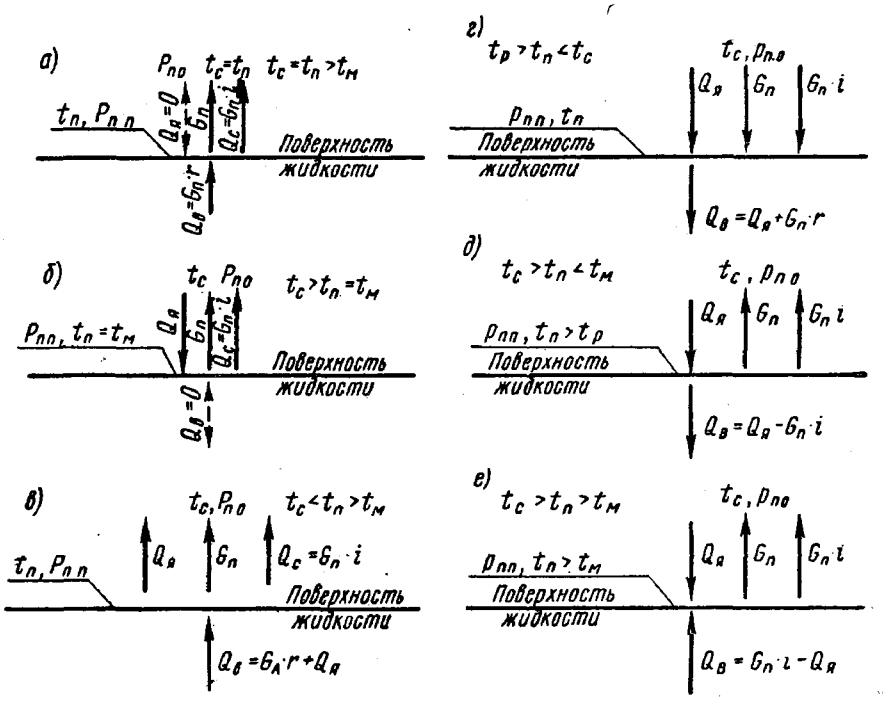


Рис. 27. Схемы направления потоков тепла и массы пара относительно поверхности жидкости

теплосодержания испарившейся жидкости, равного $G_п t_м$ и обычно представляющего весьма незначительную долю полного теплосодержания водяных паров, вследствие чего практически принимается, что $Q_с = G_п i \approx G_п r = Q_я$. Таким образом, это приближение позволяет считать рассматриваемый процесс адиабатическим. Характерной особенностью этого процесса является то, что $Q_в = 0$. Схема потоков тепла и массы вещества для рассмотренного случая приведена на рис. 27, *б*.

3-й случай. Неизотермический процесс ($t_с < t_п > t_м$). При таких температурных условиях поток явного тепла $Q_я$ будет направлен от поверхности жидкости в окружающую среду. Предполагается, что поддержание постоянной температуры поверхности жидкости обеспечивается с помощью специального подогревателя. Так как $p_ш - p_{по} > 0$, то одновременно с выделением явного тепла

с поверхности жидкости будет происходить испарение. Тепло, затрачиваемое на испарение, а также и явное тепло, отдаваемое поверхностью жидкости, в этом случае будет поступать в жидкость от указанного специального нагревателя и передаваться к ее поверхности вследствие теплопроводности самой жидкости.

В результате происходящего процесса тепло- и массообмена температура, теплосодержание и влагосодержание воздуха будут увеличиваться. Количество тепла, поступающее к поверхности жидкости от нагревателя, в этом случае будет равно $Q_в = G_п i + Q_я$. Схема потоков тепла и массы вещества показана на рис. 27, *в*.

4-й случай. Неизотермический процесс ($t_р > t_п < t_с$). Ввиду того что температура поверхности ниже температуры окружающей среды, поток явного тепла $Q_я$ будет иметь направление от окружающей среды к поверхности жидкости. Поток массы вещества $G_п$ также будет направлен из окружающего воздуха к поверхности жидкости, поскольку в рассматриваемых температурных условиях парциальное давление паров в воздухе выше парциального давления их непосредственно над поверхностью жидкости (так как $t_п < t_р$, где $t_р$ — температура точки росы). При соприкосновении влажного воздуха с поверхностью жидкости будет происходить конденсация водяных паров, сопровождающаяся выделением теплоты испарения ($G_п r$). Таким образом, из окружающей среды в жидкость поступит тепло в количестве $Q_в = Q_я + G_п r$.

Предполагается, что поддержание постоянной температуры поверхности жидкости в этом случае обеспечивается с помощью специального охладителя. В результате этого процесса температура, теплосодержание и влагосодержание воздуха уменьшаются. Подобные процессы часто встречаются в установках кондиционирования воздуха, когда требуется охлаждение и осушение его. Схема потоков тепла и массы вещества для этого случая показана на рис. 27, *г*.

5-й случай. Температурные условия процесса $t_с > t_п < t_м$ и $t_п > t_р$. Так как $t_м > t_п$ и $t_п > t_р$, то величина $Q_я$ будет больше величины $G_п i$, вследствие чего разность $Q_я - G_п i$ будет выражать количество тепла, поступающего в воду. Температура воды вследствие поступления этого тепла будет повышаться, а температура и теплосодержание воздуха — понижаться. Таким образом, этот процесс взаимодействия между водой и воздухом позволяет производить охлаждение воздуха с одновременным увеличением его влагосодержания при соответствующем понижении теплосодержания за счет явного тепла, отдаваемого воздухом воде.

Лучи изменения состояния воздуха при подобных процессах располагаются в пределах угла между линиями $I = \text{const}$ и $d = \text{const}$. Схема направления потоков тепла и влаги показана на рис. 27, *д*.

6-й случай. Температурные условия процесса $t_с > t_п > t_м$. Изменения состояния воздуха при таких температурных условиях изображаются лучами, лежащими в пределах угла, образуемого линиями $t = \text{const}$ и $I = \text{const}$ (за исключением чисто адиабатического

процесса, рассмотренного во 2-м случае). В данном случае поток явного тепла направлен от воздуха к воде, поскольку $t_с > t_п$, а поток пара — от воды к воздуху. При этом тепло, переносимое в воздух паром $G_п i$, будет больше, чем явное тепло, отданное воздухом $Q_я$, вследствие чего количество тепла, равное $G_п i - Q_я$ будет поступать от источника тепла, поддерживающего постоянные температурные условия воды.

Схема направления потоков тепла и влаги для этого случая показана на рис. 27, *е*.

§ 5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА

В настоящем параграфе приведено два практических примера расчета процессов тепло- и массообмена, иллюстрирующих использование изложенного выше теоретического материала.

Пример 1. Определить количества тепла и влаги, поступающие в воздух помещения конвективным путем с открытой поверхности ванны. Размер ванны $F = b \times l = 1{,}2 \times 1 = 1{,}2$ *м*². Температура воды в глубине $t_ж = 35°$. Уровень воды находится на расстоянии $\Delta h = 0{,}08$ *м* от кромок. Ванна находится в зоне действия воздушного потока, имеющего скорость $v = 1$ *м/сек*. Направление движения воздуха — вдоль меньшей стороны.

Параметры воздуха: $t_с = 18°$; $\varphi = 50\%$; $p_0 = 7{,}74$ *мм рт. ст.*; $t_р = 7{,}5°$. Барометрическое давление $P_б = 745$ *мм рт. ст.*

Решение. 1. Ориентировочно принимаем температуру поверхности на 2° ниже температуры в толще, т. е.

$$t_п = t_ж - 2 = 35 - 2 = 33°.$$

Этой температуре соответствует парциальное давление насыщенных водяных паров $p_п = 37{,}73$ *мм рт. ст.*

2. Средняя температура, при которой определяются физические константы, равна

$$t_{ср} = \frac{t_п + t_с}{2} = \frac{33 + 18}{2} = 25{,}5°.$$

Этой температуре соответствуют: $\nu_0 = 15{,}57 \cdot 10^{-6}$ *м²/сек*; $Pr = 0{,}702$; $\lambda = 2{,}268 \cdot 10^{-2}$ *ккал/м·ч·град*; $Pr^{1/3} = 0{,}889$.

С учетом поправки на барометрическое давление

$$\nu = \nu_0 \frac{760}{P_б} = 15{,}57 \cdot 10^{-6} \frac{760}{745} = 15{,}89 \cdot 10^{-6} \text{ } м^2/сек.$$

3. По формуле II-13 вычисляем значение коэффициента диффузии

$$D = 0{,}0754 \left(\frac{25{,}5 + 273}{273} \right)^{1{,}89} \cdot \frac{760}{745} = 0{,}091 \text{ } м^2/ч.$$

Диффузионный критерий Прандтля при этом равен

$$Pr' = \frac{15{,}89 \cdot 10^{-6}}{0{,}091} \cdot 3600 = 0{,}629.$$

4. Плотность влажного воздуха в окружающей среде и над поверхностью находим по формуле I-15:

$$\gamma_0 = 1{,}293\,\frac{273}{273+18}\left(\frac{745}{760} - 0{,}378\,\frac{7{,}74}{760}\right) = 1{,}17\ кг/м^3;$$

$$\gamma_п = 1{,}293\,\frac{273}{273+33}\left(\frac{745}{760} - 0{,}378\,\frac{37{,}73}{760}\right) = 1{,}11\ кг/м^3.$$

5. Находим величины критериев Рейнольдса, Архимеда и Ломоносова:

$$Re = \frac{vl}{\nu} = \frac{1\cdot 1}{15{,}89\cdot 10^{-6}} = 6{,}3\cdot 10^4;$$

$$Ar = \frac{gl^3}{\nu^2}\cdot\frac{\gamma_0-\gamma_п}{\gamma_0} = \frac{9{,}81\cdot 1^3}{(15{,}89\cdot 10^{-6})^2}\cdot\frac{1{,}17-1{,}11}{1{,}17} = 2{,}1\cdot 10^9;$$

$$Lo = \frac{Ar}{Re^2} = \frac{2{,}1\cdot 10^9}{(6{,}3\cdot 10^4)^2} = 0{,}53 < Pr^{1/3}.$$

Так как $Re=6{,}3\cdot 10^4 > 2\cdot 10^4$ и $Lo=0{,}53<Pr^{1/3}$, в данном случае процесс протекает при преобладающем влиянии вынужденной конвекции.

Для определения критериев Nu′ и Nu будут использованы формулы II-32 и II-31.

6. Величина диффузионного критерия Нуссельта, определяемая по формуле II-32, равна

$$Nu' = 0{,}0398\,[1 + 0{,}18\,(1 + 0{,}53^{0{,}5})\,0{,}53^{0{,}25}]\,(6{,}3\cdot 10^4)^{0{,}8}\cdot 0{,}629^{1/3} = 298.$$

7. Определяем величину геометрического фактора, учитывающего влияние глубины расположения уровня воды относительно кромок сосуда на интенсивность испарения:

$$\overline{H} = 1 + \frac{\Delta h}{l} = 1 + \frac{0{,}08}{1} = 1{,}08.$$

С учетом этого фактора по формуле (б) получаем

$$Nu'_{\overline{H}} = Nu'\,(\overline{H})^{0{,}25} = 298\cdot 1{,}08^{0{,}25} = 304.$$

8. Находим концентрации водяных паров над поверхностью и в окружающей среде

$$c_п = \frac{p_п}{3{,}463\,(273+t_п)} = \frac{37{,}73}{3{,}463\,(273+33)} = 0{,}0355\ кг/м^3;$$

$$c_0 = \frac{p_0}{3{,}463\,(273+t_c)} = \frac{7{,}74}{3{,}463\,(273+18)} = 0{,}00767\ кг/м^3.$$

9. Принятое значение температуры поверхности проверяем по формуле II-37. Предварительно находим необходимые величины, входящие в нее.

Коэффициент пропорциональности m находим по формуле II-38

$$m = \frac{0{,}0355 - 0{,}00767}{33 - 7{,}5} = 0{,}00109\ кг/м^3\cdot град.$$

Скрытая теплота парообразования при $t_п=33°$

$$r = 597{,}4 - 0{,}57t_п = 597{,}4 - 0{,}57\cdot 33 = 578{,}5\ ккал/кг.$$

Определяем параметрические комплексы A и $Б$:

$$A = 0{,}89\lambda + rmD = 0{,}89 \cdot 2{,}268 \cdot 10^{-2} + 578{,}6 \cdot 0{,}00109 \cdot 0{,}091 = 7{,}76 \cdot 10^{-2};$$

$$Б = 0{,}89\lambda\,(t_{ж} - t_{с}) + rmD\,(t_{ж} - t_{р}) = 0{,}89 \cdot 2{,}268 \cdot 10^{-2}\,(35 - 18) +$$
$$+ 578{,}6 \cdot 0{,}00109 \cdot 0{,}091\,(35 - 7{,}5) = 1{,}923.$$

Подставляем полученные величины в формулу II-37:

$$t_{п} = 35 - \frac{7{,}76 \cdot 10^{-2} \cdot 304 \left[\sqrt{1 + \frac{544 \cdot 1 \cdot 1{,}923}{(7{,}76 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 304}} - 1\right]}{272 \cdot 1} = 33{,}02°.$$

Полученная величина оказалась достаточно близкой с предварительно принятой.

10. Значение параметра Стефана равно

$$\mathrm{Sp} = \frac{P_{б}}{p_{п} - p_{о}} \ln \frac{P_{б} - p_{о}}{P_{б} - p_{п}} = \frac{745}{37{,}73 - 7{,}74} \ln \frac{745 - 7{,}74}{745 - 37{,}73} = 1{,}008.$$

11. С учетом параметра Стефана величина коэффициента массообмена составит

$$\beta_{с} = \frac{D}{l} \mathrm{Nu}'_{\overline{H}} \cdot \mathrm{Sp} = \frac{0{,}091}{1} \cdot 304 \cdot 1{,}008 = 27{,}9\ м/ч.$$

12. Количество воды, испаряющейся с поверхности ванны, составляет

$$W_{исп} = \beta_{с} F\,(c_{п} - c_{о}) = 27{,}9 \cdot 1{,}2\,(0{,}0355 - 0{,}00767) = 0{,}928\ кг/ч.$$

13. Количество скрытого тепла, поступающего в воздух вместе с водяными парами

$$Q_{с} = W_{исп} \cdot r = 0{,}928 \cdot 578{,}6 = 540\ ккал/ч.$$

14. Определяем величину термического критерия Нуссельта по формуле II-31

$$\mathrm{Nu} = 0{,}0337\,[1 + 0{,}18\,(1 + 0{,}53^{0{,}5})\,0{,}53^{0{,}25}]\,(6{,}3 \cdot 10^{4})^{0{,}8}\,0{,}702^{1/3} = 262.$$

15. Коэффициент конвективного теплообмена с учетом геометрического фактора $\overline{H}$ равен

$$\alpha_{к} = \frac{\lambda}{l} \cdot \mathrm{Nu}\,(\overline{H})^{0{,}25} = \frac{2{,}268 \cdot 10^{-2}}{1} \cdot 262 \cdot (1{,}08)^{0{,}25} = 6{,}09\ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

16. Количество явного тепла, переносимого в воздух помещения конвективным путем, составляет

$$Q_{к} = \alpha_{к} F\,(t_{п} - t_{с}) = 6{,}09 \cdot 1\,(33 - 18) = 91{,}3\ ккал/ч.$$

17. Количество тепла, отдаваемого поверхностью воды излучением, определяем по известной формуле

$$Q_{л} = \varepsilon_{п} C_{0} F \left[\left(\frac{T_{п}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{с}}{100}\right)^4\right] \psi\ [ккал/ч],$$

где $\varepsilon_{п}$ — приведенная степень черноты системы;
C_{0} — коэффициент излучения абсолютного черного тела;
$T_{п}$ и $T_{с}$ — температуры поверхности жидкости и окружающего воздуха, °К;
ψ — угловой коэффициент.

Если $\varepsilon_п=0{,}9$ и $\psi=0{,}9$ *, то будем иметь

$$Q_л = 0{,}9 \cdot 4{,}9 \cdot 1{,}2\left[\left(\frac{273+33}{100}\right)^4 - \left(\frac{273+18}{100}\right)^4\right] \cdot 0{,}9 = 74{,}7 \text{ ккал/ч}.$$

18. Таким образом, общее количество тепла, отдаваемого поверхностью воды, составит

$$Q_п = Q_с + Q_к + Q_л = 540 + 91{,}3 + 74{,}7 = 706 \text{ ккал/ч}.$$

Пример 2. Определить количества тепла и влаги, выделяющиеся с поверхности воды в ванне, в которой с помощью подогревателей поддерживается температура $t_ж=60°$. Параметры окружающего воздуха $t_с=18°$; $\varphi=50\%$; $p_о=7{,}74$ *мм рт. ст.*; $t_р=7{,}5°$. Размер ванны $b \cdot l=1{,}5 \cdot 1{,}2$. Величина поверхности испарения $F=1{,}8$ *м*^{2}. Высота расположения кромок ванны, выступающих над поверхностью испарения, $\Delta h=0{,}09$ *м*. Подвижность воздуха в помещении $v=0{,}15$ *м/сек*. Воздух движется вдоль узкой стороны. Барометрическое давление $P_б=745$ *мм рт. ст.*

Р е ш е н и е. 1. Для предварительного расчета принимаем температуру поверхности на 3—5° ниже температуры воды в толще жидкости, т. е. $t_п=t_ж$ — (3—5°).

Температура поверхности приблизительно равна

$$t_п = 60 - 4 = 56°.$$

Этой температуре соответствует парциальное давление насыщенных водяных паров $p_п=123{,}8$ *мм рт. ст.*

2. Средняя температура, при которой определяются физические константы, равна

$$t_{ср} = \frac{56+18}{2} = 37°.$$

Этой температуре соответствуют: $\nu^o=16{,}7 \cdot 10^{-6}$ *м*^{2}*/сек*; $Pr=0{,}7$; $\lambda=2{,}35 \times 10^{-2}$ *ккал/м · ч · град*; $Pr^{1/3}=0{,}889$.

С учетом поправки на барометрическое давление

$$\nu = 16{,}7 \cdot 10^{-6} \frac{760}{745} = 17{,}04 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}.$$

3. По формуле II-13 вычисляем значение коэффициента диффузии

$$D = 0{,}0754\left(\frac{37+273}{273}\right)^{1{,}89}\frac{760}{745} = 0{,}098 \text{ м}^2/\text{ч}.$$

Диффузионный критерий Праидтля при этом равен

$$Pr' = \frac{17{,}04 \cdot 10^{-6}}{0{,}098} \cdot 3600 = 0{,}627.$$

4. Плотность влажного воздуха в окружающей среде и над поверхностью находим по формуле I-15:

$$\gamma_о = 1{,}293 \frac{273}{273+18}\left(\frac{745}{760} - 0{,}378\frac{7{,}74}{760}\right) = 1{,}17 \text{ кг/м}^3;$$

$$\gamma_п = 1{,}293 \frac{273}{273+56}\left(\frac{745}{760} - 0{,}378\frac{123{,}8}{760}\right) = 0{,}986 \text{ кг/м}^3.$$

---

* Значение углового коэффициента в данном примере предполагается известным. В том случае, когда величина его неизвестна, для определения углового коэффициента следует пользоваться данными и методами, изложенными в курсе «Основы теплопередачи».

5. Находим величины критериев Рейнольдса, Архимеда и Ломоносова:

$$\mathrm{Re} = \frac{0{,}15 \cdot 1{,}2}{17{,}04 \cdot 10^{-6}} = 1{,}056 \cdot 10^{4};$$

$$\mathrm{Ar} = \frac{9{,}81 \cdot 1{,}2^3}{(17{,}04 \cdot 10^{-6})^2} \cdot \frac{1{,}17 - 0{,}986}{1{,}17} = 9{,}15 \cdot 10^9;$$

$$\mathrm{Lo} = \frac{9{,}15 \cdot 10^9}{(1{,}056 \cdot 10^4)^2} = 82;$$

$$\mathrm{Ar} \cdot \mathrm{Pr}' = 9{,}15 \cdot 10^9 \cdot 0{,}627 = 5{,}74 \cdot 10^9;$$

$$\mathrm{Ar} \cdot \mathrm{Pr} = 9{,}15 \cdot 10^9 \cdot 0{,}7 = 6{,}4 \cdot 10^9.$$

Так как $\mathrm{Re} < 2 \cdot 10^4$; $\mathrm{Ar} \cdot \mathrm{Pr} > 2 \cdot 10^6$, в данном случае в отличие от предыдущего примера процесс протекает при преобладающем влиянии свободной конвекции. Для определения критериев Nu′ и Nu будут использованы формулы II-30 и II-29.

6. Величина диффузионного критерия Нуссельта, определяемая по формуле II-32, равна

$$\mathrm{Nu}' = 0{,}1386\,[1 + 0{,}5\,(82)^{-0{,}5}]\,(5{,}74 \cdot 10^9)^{1/3} = 276.$$

7. Определяем величину геометрического фактора

$$\overline{H} = 1 + \frac{0{,}09}{1{,}2} = 1{,}075.$$

С учетом этого фактора по формуле (б) получаем

$$\mathrm{Nu}'_{\overline{H}} = 276 \cdot 1{,}075^{0{,}25} = 281{,}5.$$

8. Находим концентрации водяных паров над поверхностью и в окружающей среде

$$c_п = \frac{123{,}8}{3{,}463\,(273 + 56)} = 0{,}1085 \ кг/м^3;$$

$$c_0 = \frac{7{,}74}{3{,}463\,(273 + 18)} = 0{,}00767 \ кг/м^3.$$

9. Принятое значение температуры поверхности проверяем по формуле II-37. Предварительно находим необходимые величины, входящие в эту формулу.

Коэффициент пропорциональности находим по формуле II-38

$$m = \frac{0{,}1085 - 0{,}00767}{56 - 7{,}5} = 0{,}00208 \ кг/м^3 \cdot град.$$

Скрытая теплота парообразования при $t_п = 56°$

$$r = 597{,}4 - 0{,}57 \cdot 56 = 565{,}5 \ ккал/кг.$$

Определяем параметрические комплексы A и $Б$:

$$A = 0{,}858 \cdot 2{,}35 \cdot 10^{-2} + 565{,}5 \cdot 0{,}00208 \cdot 0{,}098 = 0{,}1352;$$

$$Б = 0{,}858 \cdot 2{,}35 \cdot 10^{-2}\,(60 - 18) + 565{,}5 \cdot 0{,}00208 \cdot 0{,}098\,(60 - 7{,}5) = 6{,}9.$$

Подставляя полученные величины в формулу II-37, получаем

$$t_п = 60 - \frac{0,1352 \cdot 281,5\left(\sqrt{1 + \frac{544 \cdot 1,2 \cdot 6,9}{0,1352^2 \cdot 281,5}} - 1\right)}{272 \cdot 1,2} = 56,66° > 56°.$$

10. Принимаем новое значение $t_п = 56,5°$. Тогда $p_п = 126,8$ *мм рт. ст*;

$$t_{ср} = \frac{56,5 + 18}{2} = 37,25°;\ \nu_0 = 16,71 \cdot 10^{-6}\ м^2/сек;$$

$$\nu = 16,71 \cdot 10^{-6} \frac{760}{745} = 17,05 \cdot 10^{-6}\ м^2/сек;\ \lambda = 2,351 \cdot 10^{-2}\ ккал/м \cdot ч \cdot град;$$

$$D = 0,0754 \left(\frac{37,25 + 273}{273}\right)^{1,89} \frac{760}{745} = 0,0985\ м^2/ч;\ Pr' = 0,627;$$

$$r = 565,4\ ккал/кг;\ \gamma_п = 1,293 \frac{273}{273 + 56,5}\left(\frac{745}{760} - 0,378 \frac{126,8}{760}\right) = 0,985\ кг/м^3,$$

$$c_п = \frac{126,8}{3,463\,(273 + 56,5)} = 0,111\ кг/м^3;\ m = \frac{0,111 - 0,00767}{56,5 - 7,5} = 0,00211.$$

11. Вновь вычисляем значения Ar и Lo:

$$Ar = \frac{9,8 \cdot 1,2^3}{(17,05 \cdot 10^{-6})^2} \cdot \frac{1,17 - 0,985}{1,17} = 9,16 \cdot 10^9;$$

$$Lo = \frac{9,16 \cdot 10^9}{(1,056 \cdot 10^4)^2} = 82,2;\ Ar \cdot Pr' = 9,16 \cdot 10^9 \cdot 0,627 = 5,75 \cdot 10^9;$$

$$Ar \cdot Pr = 9,16 \cdot 10^9 \cdot 0,7 = 6,41 \cdot 10^9.$$

12. Величина диффузионного критерия Нуссельта равна

$$Nu' = 0,1386\,[1 + 0,5\,(82,2)^{-0,5}]\,(5,75 \cdot 10^9)^{1/3} = 277.$$

С учетом геометрического фактора $\bar{H}$

$$Nu'_{\bar{H}} = 277 \cdot 1,075^{0,25} = 282.$$

13. Вновь вычисляем множители *А* и *Б* формулы II-37:

$$A = 0,858 \cdot 2,351 \cdot 10^{-2} + 565,4 \cdot 0,00211 \cdot 0,0985 = 0,138;$$

$$Б = 0,858 \cdot 2,351 \cdot 10^{-2}(60 - 18) + 565,4 \cdot 0,00211 \cdot 0,0985\,(60 - 7,5) = 7,016.$$

14. По формуле II-37 проверяем значение

$$t_п = 60 - \frac{0,138 \cdot 282\left(\sqrt{1 + \frac{544 \cdot 1,2 \cdot 7,016}{0,138^2 \cdot 282}} - 1\right)}{272 \cdot 1,2} = 56,6° \approx 56,5°.$$

15. Значение параметра Стефана равно

$$Sp = \frac{745}{126,8 - 7,74} \ln \frac{745 - 7,74}{745 - 126,8} = 1,09.$$

16. С учетом параметра Стефана величина коэффициента массообмена составит

$$\beta_c = \frac{0,0985}{1,2} \cdot 282 \cdot 1,09 = 25,25 \ м/ч.$$

17. Количество воды, испаряющейся с поверхности ванны составляет

$$W_{исп} = 25,25 \cdot 1,8 (0,111 - 0,00767) = 4,7 \ кг/ч.$$

18. Количество скрытого тепла, поступающего в воздух вместе с водяными парами

$$Q_c = 4,7 \cdot 565,4 = 2660 \ ккал/ч.$$

19. Определяем величину термического критерия Нуссельта по формуле II-29

$$Nu = 0,113 \left[1 + 0,5 (82,2)^{-0,5}\right] (6,41 \cdot 10^9)^{1/3} = 233.$$

20. Коэффициент конвективного теплообмена с учетом геометрического фактора $\overline{H}$ равен

$$\alpha_к = \frac{2,351 \cdot 10^{-2}}{1,2} \cdot 233 \cdot 1,075^{0,25} = 4,65 \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

21. Количество явного тепла, переносимого в воздух помещения конвекцией, составляет

$$Q_к = 4,65 \cdot 1,8 (56,5 - 18) = 322 \ ккал/ч.$$

22. Количество тепла, отдаваемого поверхностью воды излучением, составляет (см. пример 1)

$$Q_л = 0,9 \cdot 4,9 \cdot 1,8 \left[\left(\frac{273 + 56,5}{100}\right)^4 - \left(\frac{273 + 18}{100}\right)^4\right] \cdot 0,9 = 329 \ ккал/ч.$$

23. Таким образом, общее количество тепла, отдаваемого поверхностью воды, составляет

$$Q_п = Q_c + Q_к + Q_л = 2660 + 322 + 329 = 3311 \ ккал/ч.$$

Глава III

ГРАФО-АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА ВОЗДУХООБМЕНА В ПОМЕЩЕНИЯХ С ИЗБЫТКАМИ ТЕПЛА И ВЛАГИ

§ 1. ВЫДЕЛЕНИЕ ТЕПЛА И ВЛАГИ В ПОМЕЩЕНИЯХ

Внутри помещений общественных и промышленных зданий, вследствие происходящих в них биологических и технологических процессов, выделяются водяные пары, тепло, газы и пыль (так называемые производственные вредности). В данной книге рассмат-

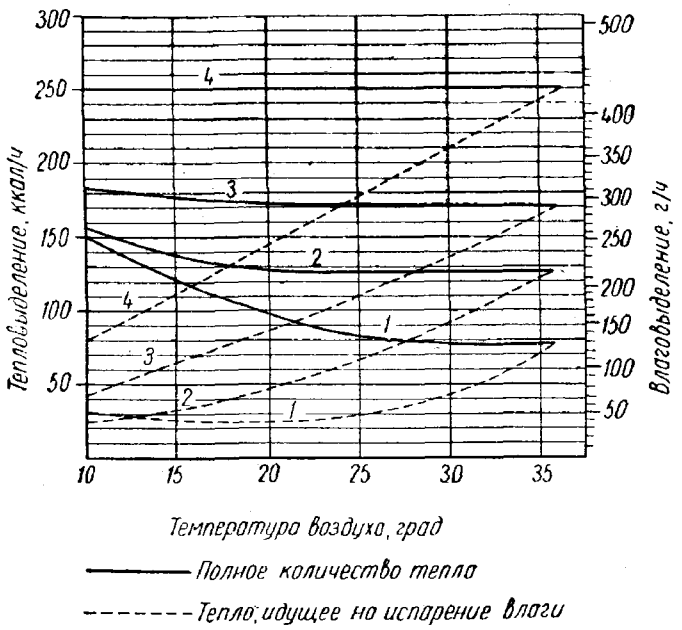


Рис. 28. Зависимость количества тепла и влаги, выделяемых человеком, от температуры помещения:
1 — человек в покое; *2* — легкая работа в учреждении; *3* — физическая работа; *4* — тяжелая физическая работа

риваются в основном процессы, связанные с выделением тепла и влаги.

Источниками выделения тепла могут являться нагретые поверхности, солнечная радиация, люди, машины (джоулево тепло) и т. п.

Выделение влаги может происходить от людей, технологического оборудования, смоченных поверхностей, открытых резервуаров, заполненных водой и т. п.

Выделение тепла и влаги человеком происходит в результате жизнедеятельности его организма. Интенсивность теп-

ло- и влаговыделения человеком зависит от метеорологических параметров окружающего воздуха и характера выполняемой им работы (физическая работа, покой и т. д.). Количество тепла и влаги, выделяемое человеком, можно определить с помощью графика (рис. 28).

Пользуясь сплошными кривыми и левой шкалой, можно получить величину полного количества тепла ($q_п$), выделяемого человеком, равного суммарному количеству скрытого и явного тепла. По пунктирным кривым и левой шкале находится количество скрытого тепла ($q_с$), выделяемого человеком (теплосодержание водяного пара). Разность между количествами полного и скрытого тепла равна количеству явного тепла ($q_я$), выделяемого человеком в окружающую среду, т. е.

$$q_я = q_п - q_с. \qquad \text{(III-1)}$$

Если число людей, одновременно находящихся в помещении, равно n человек, то количество явного тепла, выделяемого в помещении, составит:

$$Q_я = nq_я. \qquad \text{(III-2)}$$

Количество влаги, выделяемой человеком, можно определить с помощью того же графика (рис. 28). В этом случае следует пользоваться пунктирными кривыми и правой шкалой.

Пример. Определить количество явного тепла и влаги, выделяемое человеком, выполняющим легкую работу (в учреждении) при температуре $t_{вн} = +20°$.

Решение. Пользуясь сплошной кривой *2*, находим по левой шкале величину полного тепловыделения (при $t_{вн} = +20°$), равную $q_п = 127$ *ккал/ч* (147,8 *вт*).

По той же шкале, пользуясь пунктирной кривой *2*, находим количество тепла, расходуемого на испарение влаги. Это количество тепла при $t_{вн} = +20°$ составляет $q_с = 47$ *ккал/ч*. Искомое количество явного тепла, выделяемого человеком, в этом случае будет равно

$$q_я = 127 - 47 = 80 \text{ } ккал/ч \text{ (93 } вт).$$

Количество влаги, выделяемой человеком, находим с помощью пунктирной кривой *2* и правой шкалы. Искомое количество влаги равно $g = 80$ *г/ч*.

Количество тепла, поступающего в помещение за счет солнечной радиации [Л.7,16], можно определить на основании данных проф. С. И. Савинова:

$$q_{норм} = A \left(\frac{r_0}{r}\right)^2 \frac{\sin h}{\sin hC} \; [кал/см^2 \cdot мин]. \qquad \text{(III-3)}$$

где $q_{норм}$ — количество тепла, поступающее на 1 $см^2$ поверхности, нормальной к направлению солнечных лучей, в течение минуты, $кал/см^2 \cdot мин$;

A — солнечная постоянная, т. е. напряжение солнечной радиации на поверхности, перпендикулярной к направлению лучей, замеренное при среднем расстоянии от Земли до Солнца ($A = 1{,}87$ $кал/см^2 \cdot мин$);

r_0 — среднее расстояние от Земли до Солнца ($r_0 = 149 \times \times 10^6$ *км*);

r — расстояние от Земли до Солнца в рассматриваемое время; (r — величина переменная; в период около 1 января она составляет $147 \cdot 10^6$ *км*, а в период около 1 июля — $152 \cdot 10^6$ *км*);

h — высота стояния Солнца в данной местности, в данный час суток, т. е. величина возвышения над горизонтом, выраженная в радианах;

C — эмпирический (безразмерный) коэффициент, характеризующий лучепоглощательную способность атмосферы.

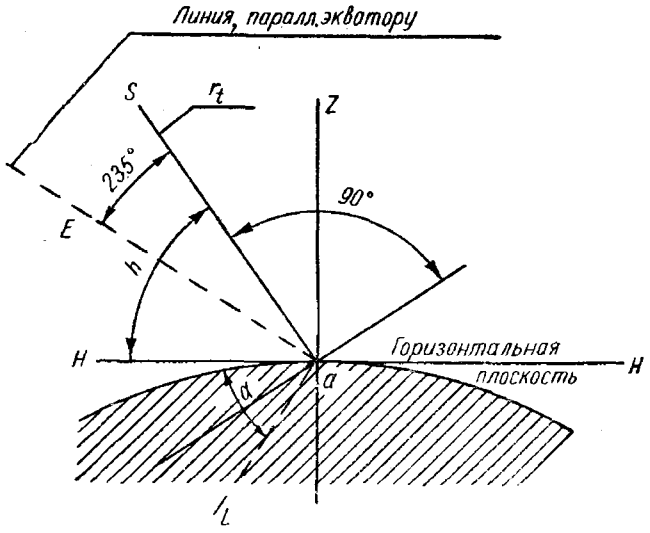


Рис. 29. Высота стояния Солнца в точке *a* земной поверхности

Для безоблачных дней, по наблюдениям актинометрических станций в СССР, C колеблется от 0,25 до 0,425; в среднем принимается $C = 0{,}33$.

Для любой широты, времени дня, периода года и ориентации поверхности высота стояния Солнца определяется по формуле

$$\sin h = \cos\delta \cos\varphi \cos\gamma + \sin\varphi \sin\delta, \qquad \text{(III-4)}$$

где φ — географическая широта местности, *град*;

δ — угол отклонения Солнца, *град*;

γ — часовой угол, *град* (число часов, отсчитываемых от 12 часов и умноженных на 15).

Величина угла отклонения может иметь предельные значения $\delta \approx \pm 23{,}5°$.

Наибольшая высота стояния Солнца (рис. 29) для каждой местности определяется по формуле

$$h_{\text{макс}} = 90 + 23{,}5 - \varphi, \qquad \text{(III-5)}$$

где 23,5 — широта тропика (параллельная экватору), *град.*

Количество тепла, поступающее от солнечной радиации на плоскую поверхность, составляющую с горизонтом угол β, равно:

$$q_\beta = q_{\text{норм}} \sin(h + \beta) \ [кал/см^2 \cdot мин]. \qquad \text{(III-6)}$$

При $\beta = 90 - h$

$$q_\beta = q_{\text{норм}} \sin(h + 90 - h) = q_{\text{норм}}. \qquad \text{(III-7)}$$

Таким образом, величина радиации равна величине радиации для данной географической широты, так как в этом случае плоская поверхность становится перпендикулярной к солнечному лучу. Для поверхностей, составляющих с горизонтом угол $\beta > 90 - h$ и угол $\beta < 90 - h$, солнечная радиация будет соответственно уменьшаться. Для поверхностей, обращенных на юг, высота $h = h_{\text{макс}}$. Для поверхностей, ориентированных на другие страны света, приходится вводить в расчет фактическую величину возвышения h, определение которой связано со сложными вычислениями.

Величина q_β выражает количество тепла, поступающего за счет солнечной радиации на единицу поверхности. Через толщу ограждения внутрь помещения проникает только часть этого тепла, так как остальная часть отражается от поверхности в окружающую среду и частично передается окружающему воздуху за счет конвективного теплообмена.

Из всех видов ограждающих конструкций наибольшее количество тепла солнечной радиации пропускают остекленные поверхности. Это количество тепла зависит от угла наклона фрамуг, количества рядов стекол, степени загрязнения последних, площади, занимаемой переплетами.

Количество тепла, поступающего в помещение от солнечной радиации через остекленные поверхности, можно найти по формуле

$$Q_{\text{рад.ост}} = F_{\text{ост}} q_{\text{ост}} A_{\text{ост}} K \ [ккал/ч], \qquad \text{(III-8)}$$

где $F_{\text{ост}}$ — площадь поверхности остекления, $м^2$;

$q_{\text{ост}}$ — количество тепла, поступающего за счет солнечной радиации через 1 $м^2$ поверхности остекления, $ккал/м^2 \cdot ч$ (см. табл. 7);

K — коэффициент, зависящий от прозрачности стекол, наличия штор и т. д. (см. табл. 8);

$A_{\text{ост}}$ — коэффициент, зависящий от вида остекления, принимаемый для двойного остекления в одной раме 1,15, для одинарного остекления — 1,45 и для фонарей с одинарным остеклением — 1,25.

Таблица 7

Солнечная радиация $q_{ост}$ через остекленные поверхности в *ккал/м²·ч*

Характеристика остекленной поверхности	Страны света и широты															
	юг				юго-восток и юго-запад				восток и запад				северо-восток и северо-запад			
	35°	45°	55°	65°	35°	45°	55°	65°	35°	45°	55°	65°	35°	45°	55°	65°
1. Окна с двойным остеклением (две рамы) с деревянными переплетами	110	125	125	145	85	110	125	145	125	125	145	145	65	65	65	60
2. То же, с металлическими переплетами	140	160	160	180	110	140	160	180	160	160	180	180	80	80	80	80
3. Фонарь с двойным вертикальным остеклением (прямоугольный, тип Шеда) с металлическими переплетами . . .	130	160	160	170	110	140	170	170	160	160	180	180	85	85	85	80
4. То же, с деревянными переплетами	120	145	145	150	100	125	150	150	145	145	160	160	75	75	75	70

Примечания:
1. Для других случаев остекленных поверхностей значение $q_{ост}$ можно найти в монографии П. Ю. Гамбурга [Л. 7].
2. Для А-образных фонарей расчетную поверхность принимают по горизонтальной проекции, т. е. в плане.

Таблица 8

Характеристика остекления	K
Обычное загрязнение стекла	0,8
Сильное загрязнение	0,7
Забелка окон	0,6
Остекление с матовыми стеклами	0,4
Внешнее заторивание окон	0,25

Количество тепла, поступающего в помещения через потолок, можно определить, исходя из повышения температуры воздуха на чердаке, вследствие прогрева крыши солнцем.

По некоторым источникам рекомендуется принимать, что через 1 $м^2$ чердачного перекрытия поступает в среднем 5 *ккал/ч* тепла. При плоских бесчердачных перекрытиях для географической широты 55° количество поступающего тепла за счет солнечной радиации можно принимать равным 15 $ккал/м^2 \cdot ч$.

Количество тепла, проходящего через массивные стены, вследствие запаздывания тепловой волны, в общем тепловом балансе весьма незначительно, и этой величиной практически пренебрегают. Поступление тепла за счет солнечной радиации следует учитывать только для летнего периода года ($t_{нар} \geqslant 10°$).

В последнее время В. Н. Богословским разработана более строгая теория учета тепла солнечной радиации с учетом теплоустойчивости ограждений [Л.4,5].

Количество выделяющегося тепла при превращении механической энергии в тепловую, происходящем обычно в результате работы станков, машин и т. п., может быть определено по формуле

$$Q = \psi_1 \psi_2 \psi_3 \psi_4 860 N_{ном} \ [ккал/ч], \qquad \text{(III-9)}$$

где ψ_1 — коэффициент использования установочной мощности, принимаемый в пределах 0,7÷0,9;

ψ_2 — коэффициент загрузки (отношение среднего потребления мощности к максимальному), принимаемый равным 0,5÷÷0,8;

ψ_3 — коэффициент одновременности работы машин, принимаемый равным 0,5÷1,0;

ψ_4 — коэффициент, учитывающий ассимиляцию выделяющегося тепла воздухом, принимаемый равным 0,65÷1,0;

$N_{ном}$ — номинальная мощность электродвигателя, *квт*.

Для механических и механосборочных цехов с достаточным приближением можно принимать $\psi_1 \cdot \psi_2 \cdot \psi_3 \cdot \psi_4 = 0{,}25$.

Количество выделяющегося тепла от нагретых поверхностей промышленных печей можно вычислить по формуле

$$Q = K (t_п - t_{ср}) F \ [ккал/ч], \qquad \text{(III-10)}$$

где K — коэффициент теплопередачи стенки печи, *ккал/м² · ч × × град* *;

$t_п$ — температура в печи, *град*;

$t_{окр}$ — температура окружающего воздуха, *град*;

F — теплоотдающая поверхность печи, *м²*.

Формулой III-10 можно пользоваться в тех случаях, когда известно значение коэффициента теплопередачи стенки печи. Однако в большинстве случаев значение K является неизвестной величиной, вследствие чего для определения количества тепла, выделяемого стенкой печи, приходится пользоваться графо-аналитическим методом.

В дальнейшем изложении примем следующие обозначения: $t_{вп}$ — температура внутренней поверхности печи, $t_{нп}$ — температура наружной поверхности печи, δ — толщина стенки печи и λ — коэффициент теплопроводности материала стенки.

Количество тепла, отдаваемого наружной поверхностью печи, определяется выражением

$$Q_1 = \alpha_{нп}(t_{нп} - t_{окр})F \ [ккал/ч]. \qquad \text{(III-11)}$$

Однако отсутствие данных значений температуры наружной поверхности печи лишает возможности определения искомого количества тепла с помощью этого выражения. Для дальнейшего решения этой задачи воспользуемся выражением, определяющим количество тепла, проходящего через толщу стенки:

$$Q_2 = K_1(t_{вп} - t_{нп})F \ [ккал/ч], \qquad \text{(III-12)}$$

где

$$K_1 = \frac{1}{\sum \frac{\delta}{\lambda}}.$$

При установившемся тепловом потоке должно существовать равенство

$$Q_1 = Q_2. \qquad \text{(III-13)}$$

Так как число неизвестных превышает число уравнений, то аналитическое решение задачи не представляется возможным. Дальнейшее решение возможно лишь методом последовательных приближений.

В практических условиях температура в печи $t_п$ является известной, а температура внутренней поверхности печи $t_{вп}$ принимается на 20÷25° ниже температуры в печи $t_п$.

Задаваясь приближенным значением $t_{нп}$, вычисляем величину $\alpha_{нп} = \alpha_л + \alpha_к$. Коэффициент теплообмена излучением $\alpha_л$ с достаточ-

---

* В системе единиц СИ коэффициент теплопередачи имеет размерность *вт/м² · град*. Переходный множитель от системы МКГСС к системе СИ для этого коэффициента равен 1,163 (см. приложение VII).

ным для практических расчетов приближением определяется по формуле

$$\alpha_л \approx 0{,}04\varepsilon C_0 \left(\frac{T_m}{100}\right)^3 \left[ккал/м^2 \cdot ч \cdot град\right], \qquad \text{(III-14)}$$

$$T_m = 273 + \frac{t_{нп} + t_{окр}}{2};$$

где C_0 — коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела, равный $4{,}9 \frac{ккал}{м^2 \cdot ч \cdot град\ K^4}$;

ε — приведенная степень черноты системы.

Величина $\alpha_к$ может быть найдена с помощью критериальной зависимости

$$Nu = c\,(Gr \cdot Pr)^n. \qquad \text{(III-15)}$$

Значения коэффициента c и показатель степени n приведены в табл. 9 [Л.31].

Таблица 9

Значения c и n в формуле (III-15)

Gr·Pr	c	n
$10^{-3} \div 5 \cdot 10^2$	1,18	1/8
$5 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^7$	0,54	1/4
$2 \cdot 10^7 \div 1 \cdot 10^{13}$	0,135	1/3

Переписав выражение III-15 в развернутом виде, получим:

$$\frac{\alpha_к L}{\lambda} = c\left[\beta \frac{gL^3}{\nu_2}(t_{нп} - t_{окр}) \cdot \frac{\nu}{a}\right]^n, \qquad \text{(III-15')}$$

где L — определяющий размер, *м*;

λ — коэффициент теплопроводности воздуха, *ккал/м · ч · град*;

ν — коэффициент кинематической вязкости воздуха, $м^2/ч$;

g — ускорение силы тяжести, $м/сек^2$;

$\beta = 1/273$;

a — коэффициент температуропроводности воздуха, $м^2/ч$.

Решая выражение III-15′ относительно искомого неизвестного, получим:

$$\alpha_к = c\frac{\lambda}{L}\left[\beta \frac{gL^3}{\nu^2}(t_{нп} - t_{окр}) \cdot \frac{\nu}{a}\right]^n \left[ккал/м^2 \cdot ч \cdot град\right]. \qquad \text{(III-16)}$$

Определив таким образом $\alpha_{нп}$ и подставив его в выражение (III-11), находим величину Q_1. Величину Q_2 также можно определить, так как конструкция и материал стенки печи известны.

Если полученное значение $Q_1 \neq Q_2$ (например, $Q_1 > Q_2$), то это показывает, что температура наружной поверхности принята неверно.

Задавшись другим значением $t_{нп}$, вновь вычисляем значения Q_1 и Q_2. Допустим, что и в этом случае $Q_1 \neq Q_2$ (пусть $Q_1 < Q_2$). Дальнейшее решение задачи производится графически (см. рис. 30).

Для этой цели откладываем по оси абсцисс значение принятых температур наружной поверхности печи, а по оси ординат — соот-

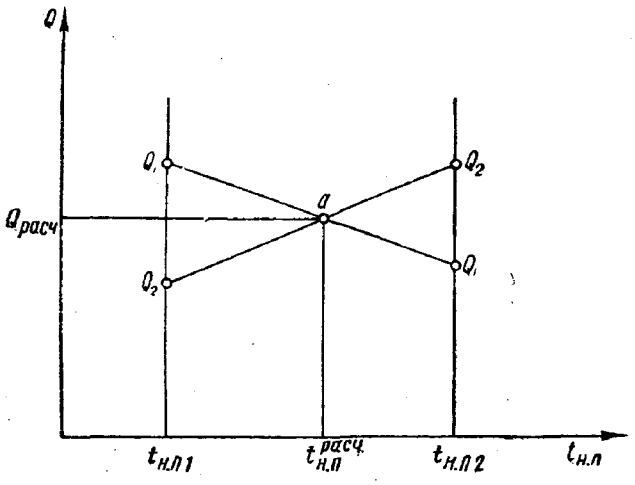


Рис. 30. Графический способ определения количества тепла, выделяющегося от стенок промышленных печей

ветствующие им значения Q_1 и Q_2. Проводя через точки, соответствующие количествам тепла Q_1 и Q_2, прямые линии, находим точку их пересечения (a). Абсцисса этой точки будет соответствовать значению температуры поверхности, а ордината — искомому количеству тепла, отдаваемого этой поверхностью.

Тепло, выделяющееся от электрического освещения, в ряде случаев представляет собой значительную величину. Это количество тепла можно вычислить с помощью выражения

$$Q_{эо} = N \cdot 860 \ [ккал/ч], \qquad \text{(III-17)}$$

где N — мощность электрической осветительной аппаратуры, *квт*.

При применении системы единиц СИ необходимость в пересчете по формуле (III-17) отпадает. В этом случае

$$Q_{эо} = N \ [квт].$$

При расчете тепловыделения от электрического освещения следует учитывать, что оно может не совпадать с поступлениями тепла от солнечной радиации. Кроме того, расчетное количество выделяющегося тепла принимают в зависимости от схемы вентиляции помещения и места расположения светильников.

Тепловыделение от продуктов сгорания, поступающих в помещение, происходит в промышленных цехах. Например, при газовой сварке, стеклодувных работах и т. п. продукты сгорания поступают непосредственно в воздух помещения, загрязняя его вредными газами и одновременно сообщая ему некоторое количество тепла. То же можно сказать и про производственные печи, которые подразделяются на две группы: с отводом дымовых газов через боров в дымовую трубу и с выпуском всех продуктов сгорания непосредственно в помещение.

Определение количества тепла, выделяемого продуктами сгорания, в разных конкретных случаях производится различно.

При газосварочных, стеклодувных и других подобных работах количество тепла, поступающего в помещение с продуктами сгорания, может быть найдено по формуле

$$Q = G_т Q_{нр} \varphi \ [ккал/ч], \qquad (III\text{-}18)$$

где $Q_{нр}$ — теплотворная способность горючего, *ккал/кг* *;

$G_т$ — расход горючего, *кг/ч*;

φ — коэффициент, учитывающий неполноту сгорания, принимаемый равным 0,9÷0,97.

Значения величины $Q_{нр}$ для газообразных горючих приведены в табл. 10.

Таблица 10

Наименование горючего	Теплотворная способность $Q_{н.р}$, *ккал/кг*	Выделение водяных паров при сгорании, *кг/кг*
Ацетилен	11 400	0,7
Бензин	10 200	1,4
Блаугаз	11 500	1,29
Водород	28 700	9,0
Водяной газ	2 800	0,61
Светильный газ (каменноугольный)	4 200	1,31

Тепло, выделяющееся в результате остывания нагретых масс материала. В силу того, что материал, твердый или жидкий, нагреваемый в процессе производства в печах, сушилках и других нагревательных устройствах, не всегда остывает в том же помещении, в котором находится источник нагрева, а часто переносится в горячем виде в другие помещения для обработки или вылеживания, выделение тепла материалом приходится рассматривать как совершенно самостоятельный фактор поступления тепла в помещение. В качестве примеров можно привести охлаждение поковок и литья в опоках [Л.30] и остывание хлеба в экспедициях хлебозаводов.

* В системе единиц СИ теплотворная способность горючего имеет размерность *дж/кг*, расход горючего — *кг/сек*, а величина Q — *вт* (или *квт*).

Наиболее сложным является такой случай остывания, при котором тело претерпевает фазовое превращение (например, остывание отливок в опоках). В таких случаях количество выделяющегося тепла может быть определено по формуле

$$Q_{полн} = [c_ж(t_{нач} - t_{плав}) + i + c_т(t_{плав} - t_{кон})]\,G\ [ккал], \quad \text{(III-19)}$$

где $c_ж$ — теплоемкость материала в жидком состоянии, *ккал/кг* × × *град*;

$c_т$ — теплоемкость материала в твердом состоянии, переменная при высоких температурах, *ккал/кг · град*;

$t_{нач}$ — температура материала до начала процесса остывания, *град*;

$t_{плав}$ — температура плавления данного материала, *град*;

i — скрытая теплота плавления данного материала, *ккал/кг*;

$t_{кон}$ — конечная температура остывания (в пределе равная температуре воздуха помещения), *град*;

G — вес материала, *кг*.

При определении количества выделяющегося тепла от остывающих тел следует иметь в виду, что интенсивность выделения этого тепла во времени происходит неравномерно. В начале остывания, когда масса имеет высокую температуру, тепла выделяется в помещение значительно больше, чем в конечный период, когда температура материала приближается к температуре окружающего воздуха.

Аналитическое определение количества тепла, выделяющегося от остывающего материала, весьма сложно вследствие чрезвычайно разнообразной формы и поверхности остывающих тел. Поэтому обычно пользуются ориентировочными практическими данными.

В качестве примера можно указать, что количество тепла, выделяющегося при остывании чугунных отливок весом до 50 *кг*, составляет в среднем около 50% от их полного теплосодержания за первый час остывания и 35% — за второй час. Общее время остывания чугунных отливок, по данным практики, может быть ориентировочно принято:

при	среднем	весе	50 *кг*	3—4 *ч*
»	»	»	200 *кг*	10—12 *ч*
»	»	»	1000 *кг*	16—20 *ч*
»	»	»	2000 *кг*	25—30 *ч*

Следует иметь в виду, что при повторном пополнении помещения все новыми партиями остывающего материала расчетное тепловыделение от остывающего металла нужно определять на основании графика тепловыделений отдельными партиями по часам остывания.

Поступление тепла и влаги от инфильтрации воздуха через наружные ограждения. Все наружные ограждения зданий в той или иной степени воздухопроницаемы.

Под действием гравитационных сил и ветра воздух проникает через мелкие щели и неплотности в оконных и дверных притворах и в очень малой степени через поры массивных ограждений. Это явление носит название инфильтрации. Методика точного расчета инфильтрации к настоящему времени еще не разработана. Количество инфильтрующегося воздуха можно приближенно подсчитать с помощью выражения

$$L = \sum(aL_1 l) \ [кг/ч], \qquad \text{(III-20)}$$

где a — коэффициент, принимаемый по табл. 11 в зависимости от характера притвора;

L_1 — количество воздуха, поступающего через 1 *м* длины щели в зависимости от скорости ветра, принимаемое по табл. 12, *кг/ч*;

l — длина щелей притворов, *м*.

При определении длины притворов рекомендуется пользоваться указаниями норм проектирования.

Таблица 11

Характер притвора	Коэффициент a
Фрамуги окон и фонарей:	
с одинарными деревянными переплетами	1,0
с двойными деревянными переплетами	0,5
с одинарными металлическими переплетами	0,65
с двойными металлическими переплетами	0,33
Двери и ворота	2,0

Таблица 12

Материал переплета	Ширина щели, *мм*	Скорость ветра, *м/сек*				
		1	2	3	4	5
Металлический	1	3,8	6	7,4	8,4	11,8
Деревянный	1,5	5,6	9,1	11,2	12,6	17,5

Количество явного и скрытого тепла, вносимого инфильтрующимся воздухом в помещение в летнее время, определяется по формулам:

$$Q_{явн.\ инф.} = L \cdot 0{,}24\,(t_н - t_в) \ [ккал/ч], \qquad \text{(III-21)}$$

$$Q_{полн.\ инф.} = L\,(I_н - I_в) \ [ккал/ч], \qquad \text{(III-22)}$$

где 0,24 — теплоемкость сухого воздуха, *ккал/кг · град*;

$I_н$ и $I_в$ — соответственно теплосодержания наружного и внутреннего воздуха, *ккал/кг сух. возд*;

$t_н$ и $t_в$ — соответственно температуры наружного и внутреннего воздуха, *град*.

Следует учитывать, что инфильтрующийся воздух может содержать тепла меньше, чем внутренний, и в таких случаях он будет охлаждать помещение. Количество тепла, потребное для нагрева инфильтрующегося воздуха до температуры помещения, будет составлять:

$$Q_{\text{явн. инф.}} = L \cdot 0{,}24 (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) \ [ккал/ч]. \qquad \text{(III-22')}$$

Инфильтрующийся воздух может содержать влаги как больше, так и меньше, чем внутренний. Поэтому увеличение или уменьшение влаги воздуха в помещении от инфильтрации можно определить по формулам:

при влагосодержании наружного воздуха, большем внутреннего,

$$W = 0{,}001 L (d_{\text{н}} - d_{\text{в}}) \ [кг/ч]; \qquad \text{(III-23)}$$

при влагосодержании наружного воздуха, меньшем внутреннего,

$$W' = 0{,}001 L (d_{\text{в}} - d_{\text{н}}) \ [кг/ч]. \qquad \text{(III-23')}$$

Для помещений, в которых применяют кондиционирование воздуха, необходимо все ограждения выполнять с максимальной герметичностью. Если притворы окон и фонарей имеют специальное уплотнение (плотная замазка, резиновые прокладки и т. п.), то инфильтрацию воздуха не учитывают. В том случае, когда в кондиционируемом помещении создается подпор, инфильтрация также не учитывается.

Влаговыделение в помещении, происходящее вследствие испарения воды со смоченных поверхностей и поверхностей резервуаров, заполненных водой, можно определить по формуле Дальтона (II-4).

Количество влаги, поступающей в помещение в виде пара, прорывающегося через неплотности в аппарате и трубопроводах, обычно принимают на основании технологических и опытных данных, так как аналитическое определение количества пара не представляется возможным. В табл. 13 приводится количество пара, выделяющегося в помещениях машинных залов.

Таблица 13

Количество пара, выделяющегося в помещениях машинных залов

Мощность турбины, *мгвт*	При конденсационной турбине		При турбине с отбором пара	
	в *кг/ч*	в %*	в *кг/ч*	в %
6	240	0,8	300—360	1,0—1,2
12	300	0,8	390—480	0,65—0,81
25	305	0,24	405—505	0,37—0,40
50	320	0,13	420—520	0,17—0,21
100	420	0,09	570—720	0,12—0,15

* В процентах от количества пара, подводимого к турбине.

В табл. 14 приведены данные тепло- и влаговыделений оборудованием столовых.

Таблица 14

Источник тепло- и влаговыделений	Единица измерения (измеряемая поверхность)	Тепловыделение, *ккал/ч*		Влаговыделение, *кг/ч*
		явное	скрытое	
Плиты	1 $м^2$ горячей поверхности	3 500	—	—
Электроплиты	То же	4 500	—	—
Газовые плиты:				
8 конфорок	Плита	13 500	—	—
12 »	»	20 000	—	—
16 »	»	27 000	—	—
Варочные котлы				
емкостью 125 *л*	Котел	1 700	6 270	10
» 250 *л*	»	2 300	10 000	16
» 400 *л*	»	3 200	14 500	23
» 600 *л*	»	4 300	24 500	29
» 800 *л*	»	5 000	30 000	48
Мармит	1 $м^2$ горизонтальной проекции	1 300	—	—
Паровой шкаф	То же	2 500	—	—
Кондитерская печь	1 $м^2$ внешней поверхности	500	—	—
Кипятильник при высоте 1,8 *м* d=0,5 *м*	Кипятильник	2 000	—	—
Паропроводы	1 *кг* расходуемого количества пара в час	25	—	—
Стенки завес над плитой	1 $м^2$ остекления	100	—	—
Обрабатываемые продукты на плитах	1 *кг/ч*	—	250	0,4

Примечания.

1. При определении тепло- и влаговыделений коэффициент одновременности работы оборудования принимается 0,8.
2. Тепло и влага, выделяющиеся от варочных котлов, учитываются коэффициентом 0,8.
3. В помещениях с тепло- и влаговыделениями воздухообмен определяется по полному теплосодержанию воздуха.
4. Тепловыделения от оборудования, установленного под завесами, принимаются в размере 20% приведенных выше величин; влаговыделения в этих случаях не учитываются.
5. Для определения количества воздуха, удаляемого из-под завес, принимают тепловыделения под завесу над плитами и варочными котлами в размере 80% приведенных выше величин; температура воздуха под завесами над плитами +45°, над варочными котлами +85°; влажность не должна превышать 80%; в помещениях для мойки посуды принимают восьмикратный обмен в 1 *ч*.
6. Тепловыделение от людей принимается: явное — 80 *ккал/ч* от одного работающего, скрытое — 100 *ккал/ч*; влаговыделение — 0,16 *кг/ч* от одного человека.

Следует заметить, что содержание данного параграфа далеко не исчерпывает всех случаев тепло- и влаговыделений в помещениях, а лишь охватывает только некоторые характерные случаи. Сведения, относящиеся к другим случаям выделения тепла и влаги, можно получить из учебной, специальной технической и справочной литературы.

§ 2. ВЫДЕЛЕНИЕ ВРЕДНЫХ ПАРОВ, ГАЗОВ И ПЫЛИ В ПОМЕЩЕНИИ

В практических условиях часто одновременно с выделением тепла и влаги в помещении выделяются вредные газы и пыль. Выделение газовых вредностей может происходить как от людей, так и от технологического оборудования. Выдыхаемый человеком воздух насыщен водяными парами и имеет повышенное содержание углекислоты, составляющей примерно 5% по объему. Углекислый газ, при содержании его в воздухе свыше 2% по объему, способствует быстрой утомляемости человека. Однако это обусловлено не только увеличенным содержанием углекислого газа, но и тем, что в воздухе одновременно снижается содержание кислорода.

По данным гигиенических исследований, количество углекислого газа, выделяемого человеком, зависит от интенсивности его работы, и его можно принимать по табл. 15 [Л. 36].

Таблица 15

Условия, влияющие на выделение углекислого газа	Выделение углекислого газа	
	г/ч	л/ч
Люди в состоянии покоя (в театрах, клубах, залах собраний и т. д.)	30	20
При спокойной работе (в учреждениях, вузах и т. п.)	35	23
При легкой и средней физической работе (швейники, прядильщики, сборщики приборов и т. д.)	40	26
При тяжелой физической работе (кузнецы, литейщики и т. д.)	68	45
Дети в возрасте до 12 лет	18	12

Выделение вредных газов и паров в воздух производственных помещений может происходить в результате химических реакций, испарения с поверхности резервуаров, заполненных различными жидкостями, прорыва через неплотности оборудования и коммуникаций и т. п. В большинстве случаев количество вредных газов и паров, поступающих в помещение, принимают на основании опытных данных. В тех случаях, когда в реакцию вступают химически чистые химикаты, количество вредных газов можно подсчитать аналитическим путем. Количество паров, поступающих в воздух помещения при испарении с поверхности резервуаров, а также и с поверхности материалов, обычно определяют весовым методом и в некоторых случаях аналитическим путем.

Прорыв газа через неплотности оборудования и коммуникаций, находящихся под давлением, с известным приближением можно определить по формуле Н. Н. Репина

$$G = KnV\sqrt{\frac{m}{T}}\ [кг/ч], \qquad \text{(III-24)}$$

где K — коэффициент запаса, зависящий от состояния оборудования и принимаемый равным $K=1\div2$;

n — коэффициент, зависящий от давления газов или паров в аппаратуре и принимаемый при давлении до 3 *ати* равным $n=0{,}121$; при давлении до 8 *ати* $n=0{,}182$;

V — внутренний объем аппаратуры и коммуникаций, $м^3$;

m — молекулярный вес газов или паров в аппаратуре;

T — абсолютная температура паров или газов в аппаратуре.

С известным приближением можно принять, что утечка газов в зависимости от их молекулярного веса при нормальной эксплуатации аппаратуры составляет от 2 до 8% в час от внутреннего объема аппаратуры.

В воздухе обычно содержится некоторое количество пыли. Так, в воздухе городов содержание пыли составляет от 0,8 до 3 $мг/м^3$.

Источниками образования пыли в производственных помещениях могут быть механическое измельчение твердых тел (дробление, размалывание и т. п.), обработка поверхности твердых тел (шлифовка, полировка, ворсование и т. п.), резание твердого материала, транспортирование, перемешивание и упаковка измельченного материала и т. п.

Выделение пыли может также происходить в результате химических реакций, механического распыливания жидкости при окраске пульверизаторами и т. п.

Во всех случаях, за исключением химических реакций, количество образующейся пыли может быть определено только весовым методом. Однако в этом случае получающееся количество пыли обычно больше того количества, которое поступает в воздух. Поэтому определять количество выделяющейся пыли, как правило, следует путем анализа воздуха в помещении (с помощью аллонжей).

Запыленность воздуха может характеризоваться либо весом пыли в единице объема ($мг/м^3$), либо количеством частиц в кубическом сантиметре и их размером. Предельно допустимые концентрации нетоксической пыли в воздухе рабочей зоны помещений приведены в СНиП II-Г.7-62 и СН 245—63, согласно которым содержание нетоксической пыли в воздухе, содержащей кварц и асбестовые частицы, не должно превышать 2 $мг/м^3$, а для всех остальных видов пыли — до 10 $мг/м^3$.

В заключение следует указать, что в условиях вентиляции промышленных цехов, в которых происходит выделение вредных газов и пыли, в первую очередь необходимо предусмотреть максимальную герметизацию технологического оборудования и локализующую систему вентиляции.

Содержание данного параграфа далеко не исчерпывает всех случаев выделения вредных паров, газов и пыли в производственных помещениях. Эти специфические условия описаны в специальной технической и справочной литературе.

§ 3. ВЫВОД ВЫРАЖЕНИЯ УГЛОВОГО КОЭФФИЦИЕНТА ЛУЧА ПРОЦЕССА ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИЯХ С ИЗБЫТКАМИ ТЕПЛА И ВЛАГИ; ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХООБМЕНА

В практических условиях в вентилируемых помещениях весьма часто происходит одновременное выделение тепла и влаги. Влага в воздух помещения может поступать вследствие утечки пара через неплотности трубопроводов и аппаратуры и т. п., а также при испарении воды со свободной поверхности (гл. III, § 1).

Испарение со свободной поверхности может происходить как при температуре воды выше температуры воздуха по сухому термометру, так и при температуре воды, равной или близкой к температуре мокрого термометра. В первом случае испарение происходит за счет тепла воды, во втором — за счет явного тепла воздуха (адиабатический процесс, см. гл. I, § 9).

Изменения состояния воздуха, происходящие в двух указанных случаях, достаточно подробно рассмотрены в гл. II, § 4.

При дальнейшем изложении примем следующие обозначения:

I_1, d_1 — параметры, поступающего в помещение приточного воздуха;

I_2, d_2 — параметры воздуха внутри помещения;

$Q_п$ — потеря тепла наружными ограждениями помещения, *ккал/ч*;

$Q_т$ — количество явного тепла, выделяющегося в помещении от технологического оборудования, людей и т. п., *ккал/ч*;

W — количество влаги, испарившейся со смоченной поверхности за счет тепла воздуха, *кг/ч*;

t_w — температура испаряющейся влаги (близкая к $t_м$), °С;

G — количество пара, выделяющегося в помещении через неплотности трубопроводов, от технологического оборудования или вследствие испарения воды при температуре более высокой, чем температура воздуха, *кг/ч*;

$i_п$ — теплосодержание выделяющегося пара, *ккал/кг*.

Допустим, что в помещении (рис. 31а) выделяется от технологического оборудования, людей и т. п. явное тепло в количестве $Q_т$ *ккал/ч*, а также влага вследствие испарения со смоченной поверхности в количестве W *кг/ч* при температуре t_w, близкой к температуре мокрого термометра $t_м$. Кроме того, выделяется водяной пар от технологического оборудования в количестве G_1 *кг/ч* с теплосодержанием $i_{п1}$ *ккал/кг* и G_2 *кг/ч* с теплосодержанием $i_{п2}$ *ккал/кг*.

Если I_2 и d_2 — заданные параметры воздуха внутри помещения, то для поддержания их необходим соответствующий воздухообмен. Количество вентиляционного воздуха и его параметры можно легко найти методом графо-аналитического решения задачи.

Обозначив через L *кг/ч* потребное количество вентиляционного воздуха, напишем выражение теплового баланса:

$$LI_2 = LI_1 + Q_т + Wt_w + \sum Gi_п - Q_п. \qquad \text{(III-25)}$$

Знак Σ, стоящий у $Gi_п$, показывает, что это слагаемое представляет собой сумму $Gi_п$ при различных значениях $i_п$ и G.

Величина $Q_п$, входящая в выражение III-25 с отрицательным знаком, показывает, что отопление помещения предполагается выключенным и возмещение потерь тепла помещением происходит за счет выделяющегося явного тепла $Q_т$. Если потери тепла помещением значительно больше величины $Q_т$, то расчет следует вести с учетом включенного отопления. В этом случае в правую часть выражения III-25 должно войти еще одно слагаемое $Q_от$ с положи-

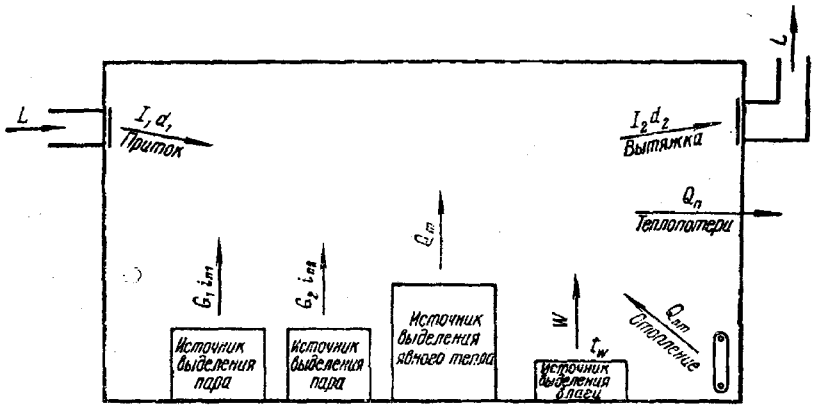


Рис. 31а. Принципиальная схема вентиляции помещения с избытками тепла и влаги

тельным знаком, представляющее собой количество тепла, поступающего в помещение от нагревательных приборов дежурного отопления.

Таким образом, для условий включенного дежурного отопления выражение III-24 можно представить в следующем виде:

$$LI_2 = LI_1 + Q_т + Wt_w + \sum Gi_п + Q_от - Q_п. \qquad \text{(III-25')}$$

Величина $Q_п$ входит в выражение III-25′ и с положительным знаком, но только в тех случаях, когда температура внутри помещения ниже наружной (летний режим при устройстве кондиционирования воздуха), вследствие чего через наружные ограждения происходит не потеря тепла, а поступление его в помещение извне.

Выражение баланса влаги при рассматриваемых условиях будет иметь вид:

$$L\frac{d_2}{1000} = L\frac{d_1}{1000} + W + \sum G. \qquad \text{(III-26)}$$

Разделив выражение III-25′ на выражение III-26 после соответствующего преобразования и сокращения, получим выражение

углового коэффициента луча, характеризующего изменение состояния приточного воздуха в помещении:

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{(d_2 - d_1)\frac{1}{1000}} = \frac{\Delta I}{\frac{\Delta d}{1000}} = \frac{Q_т + Wt_w + \sum Gi_п + Q_{от} - Q_п}{W + \sum G}. \quad \text{(III-27)}$$

Этот луч, нанесенный на поле $I - d$-диаграммы (рис. 31б), должен проходить через точку $П$ с параметрами I_1 и d_1 (параметры приточного воздуха) и точку B с параметрами I_2 и d_2, соответствующую параметрам внутреннего воздуха.

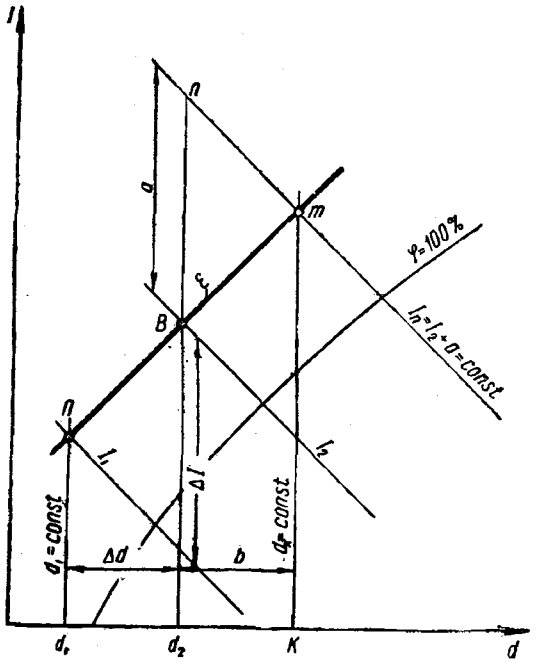


Рис. 31б. Построение на $I - d$-диаграмме луча процесса изменения состояния воздуха в помещении с избытками тепла и влаги

Линию процесса наносят методами, изложенными в § 4 гл. I, начиная от точки B (рис. 31б).

Нанесенный на $I - d$-диаграмму луч процесса $П - B$ показывает, что для поддержания заданного состояния воздуха в помещении (точка B) необходимо подавать приточный воздух с параметрами, характеризуемыми точками, лежащими на этом луче влево от точки B. Следовательно, часть луча, лежащая влево от этой точки, является геометрическим местом точек, параметры которых могут быть параметрами приточного воздуха. Чем ближе мы выберем точку $П$ (определяющую параметры приточного воздуха) к точке B, тем больше потребуется количества вентиляционного воздуха, так как его ассимилирующая способность Δd и ΔI (рис. 31б) будет меньше. Наоборот, если точка $П$ находится дальше от точки B, то потребное количество вентиляционного воздуха будет меньше.

Точку $П$ на прямой луча процесса следует принимать так, чтобы перепад температур между температурой приточного воздуха и температурой помещения не превышал нормативных данных при соответствующем распределении воздуха. Если допустим, что этому условию удовлетворяет положение точки $П$, то ассимилирующая способность приточного воздуха по теплу и по влаге определяется соответственно величинами $\Delta I = I_2 - I_1$ и $\Delta d = d_2 - d_1$, а необходи-

мое количество воздуха можно найти с помощью выражения III-28:

$$L = \frac{Q_т + Wt_w + \sum Gi_п + Q_{от} - Q_п}{I_2 - I_1} = \frac{W + \sum G}{d_2 - d_1} \cdot 1000 \ [кг/ч]. \quad (III\text{-}28)$$

Линия *П—В* луча процесса дает наглядное представление о тех изменениях состояния приточного воздуха, которые происходят вследствие поступления в него тепла и влаги.

Пример. Определить количество вентиляционного воздуха, потребного для борьбы с теплом и влагой, выделяющимися в помещении.

Открывать окна в летнее время по технологическим требованиям запрещается. Следовательно, расчетным режимом является летний режим (см. гл. III, § 4). Дано: $Q_т = 18\,725$ *ккал/ч*; $W = 22$ *кг/ч*; $t_w = t_м$; $G = 20$ *кг/ч*; $i_п = 640$ *ккал/кг*.

Расчетная наружная температура: летом $t_{нл} = +21°$, зимой $t_{н.з} = -15°$. Удельная тепловая характеристика помещения $q = 0{,}3$ *ккал/м³·ч·град*. Объем помещения $V = 1000$ *м³*.

Расчетная относительная влажность наружного воздуха: летом $\varphi_{нл} = 50\%$, зимой $\varphi_{нз} = 80\%$.

Расчетная внутренняя температура летом $t_{вл}$ принимается на 3° выше наружной расчетной температуры при относительной влажности, не превышающей $\varphi_{вл} = 70\%$. Расчетная внутренняя температура зимой $t_{вз} = +22°$ при относительной влажности, не превышающей $\varphi_{вз} = 60\%$.

Расчет должен быть произведен для летнего и зимнего режимов.

Решение. Расчет начинаем для летнего режима, который в данном случае является расчетным.

Приняв с известным приближением $t_{вл} = 24°$ (при заданном $\varphi_{вл} = 70\%$), находим температуру мокрого термометра, которая в рассматриваемом случае равна температуре испаряющейся воды, т. е. $t_м = t_w = 20{,}8°$.

Величину углового коэффициента луча процесса в помещении вычисляем с помощью выражения III-27:

$$\varepsilon_{лет} = \frac{18\,725 + 20 \cdot 640 + 22 \cdot 20{,}8 - 0{,}3 \cdot 1000 \cdot 3}{20 + 22} = \frac{31\,072}{42} = 735.$$

Примечание. Величину $Q_п$ определяем, приняв $t_{вл} - t_{нл} = 3°$.

Для нанесения луча процесса на поле $I - d$-диаграммы воспользуемся полученным отношением, числитель и знаменатель которого разделим на 10 000. В результате получим это отношение в виде 3,1072 : 0,0042.

Далее на $I - d$-диаграмме находим точку H (рис. 32), соответствующую параметрам наружного воздуха, через которую должен проходить луч процесса в помещении, так как в летнее время приточный наружный воздух поступает в помещение без какой-либо предварительной обработки.

От точки H по вертикали откладываем в масштабе величину теплосодержания 3,107, в результате чего получаем точку n, через которую проводим линию адиабаты $I_п = 12{,}907$. Затем от абсциссы точки H в направлении оси d откладываем в масштабе влагосодержания величину 0,0042 *кг/кг сух. возд.* (или 4,2 *г/кг сух. возд*) и проводим линию $d_m = \text{const}$. Пересечение линий $I_п = \text{const}$ с линией $d_m = \text{const}$ дает точку m, которая должна лежать на направлении искомого луча. Прямая, проведенная через точки H и m, будет являться искомым лучом процесса изменения состояния воздуха в помещении.

Так как в соответствии с условием примера $\varphi_{вл} = 70\%$, то точку, определяющую параметры внутреннего воздуха, можно легко найти на продолжении прямой Hm в месте пересечения ее с кривой $\varphi = 70\%$ (точка B). Изотерма, соответствующая этой точке, равна $t_{вл} = 24{,}3°$.

Полученное значение $t_{вл}$ незначительно отличается от заданного значения температуры внутреннего воздуха.

Остальные параметры точки B имеют следующие значения:

$I_в = 13{,}95$ *ккал/кг сух. возд.* и $d_в = 13{,}5$ *г/кг сух. возд.*

Зная параметры наружного (приточного) и внутреннего воздуха, можно определить количество вентиляционного воздуха, использовав при этом выражение III-27:

$$L = \frac{31\,072}{13{,}95 - 9{,}8} \approx \frac{42\,000}{13{,}5 - 7{,}9} \approx 7500 \text{ кг/ч}.$$

Таким образом, произведенным расчетом определено количество вентиляционного воздуха и параметры воздуха внутри помещения при летнем режиме.

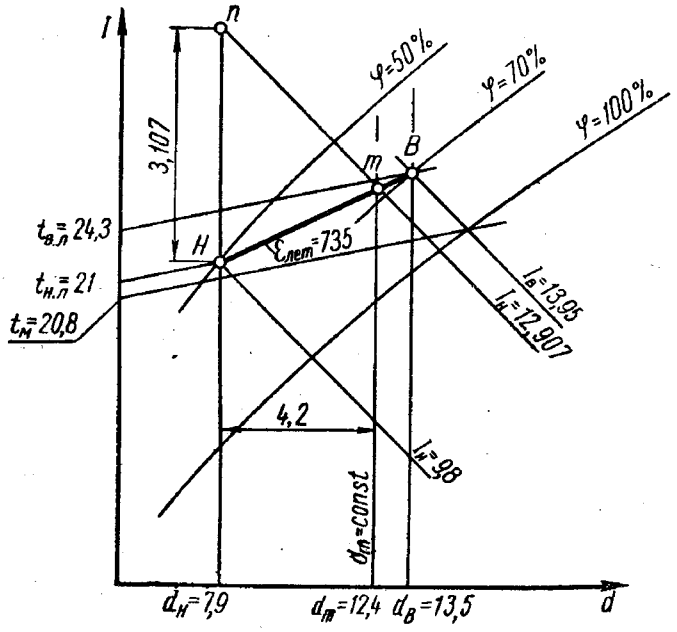


Рис. 32. Графический расчет воздухообмена при летнем режиме с помощью $I-d$-диаграммы

При расчете зимнего режима количество вентиляционного воздуха принимают равным летнему, полученному на основании произведенного расчета. Следовательно, при заданном количестве вентиляционного воздуха расчет зимнего режима сводится к нахождению необходимых параметров приточного воздуха, а также к определению величины влажности внутреннего воздуха при условии, что обработка приточного воздуха зимой состоит только в его подогреве.

Расчет зимнего режима будем производить, исходя из условия, что потери тепла $Q_п$ компенсируются отопительной системой. Вследствие этого в числителе выражения углового коэффициента должен быть введен еще член $Q_{от}$ (количество тепла, поступающего от нагревательных приборов системы отопления), равный потере тепла наружными ограждениями помещения при расчетной внутренней температуре для дежурного отопления. В целях упрощения задачи

примем, что в зимний период значение углового коэффициента луча процесса в помещении с учетом включенного отопления равно:

$$\varepsilon_з = \frac{36\,000}{48{,}0} = 750,$$

(где 48,0 *кг/ч* — влаговыделение зимой, а 36 000 *ккал/ч* — количество полного тепла поступающего в воздух помещения).

Построение процесса зимнего режима на $I-d$-диаграмме начинаем от точки H, соответствующей параметрам наружного воздуха, которую наносят на поле диаграммы (рис. 33).

Зная количество вентиляционного воздуха и количество выделяющейся влаги в помещении, находим ассимилирующую способность приточного воздуха по влаге:

$$\Delta d = \frac{W + \sum G}{10^{-3}L} = \frac{48\,000}{7500} =$$

$$= 6{,}4 \text{ г/кг сух. возд.}$$

От абсциссы точки H откладываем в направлении оси d величину

$$\Delta d = 6{,}4 \text{ г/кг сух. возд.}$$

и получаем влагосодержание внутреннего воздуха:

$$d_в = d_н + \Delta d = 0{,}8 + 6{,}4 =$$

$$= 7{,}2 \text{ г/кг сух. возд.}$$

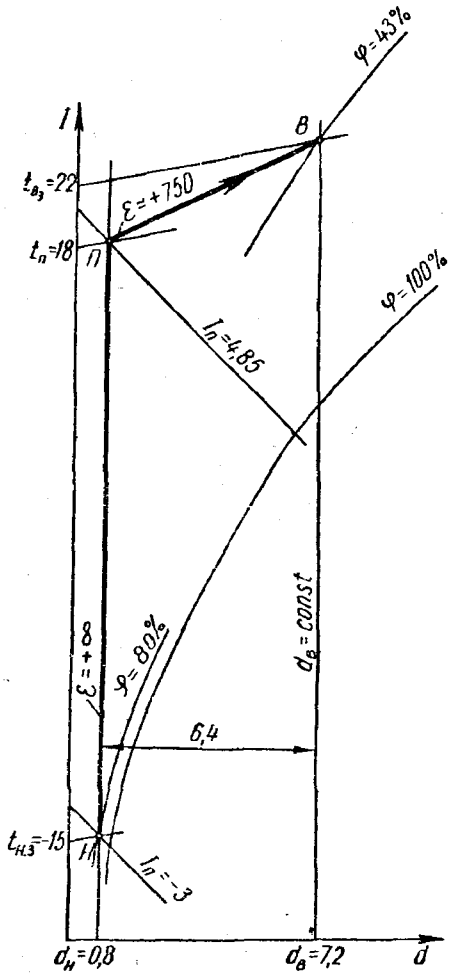


Рис. 33. Графическое определение параметров приточного воздуха при зимнем режиме с помощью $I-d$-диаграммы

Через точку на оси абсцисс, соответствующую $d_в = 7{,}2$, проводим линию $d_в = \text{const}$ до пересечения с линией изотермы, соответствующей заданной внутренней температуре воздуха зимой ($t_{вз} = +22°$). Полученная таким образом точка B будет определять параметры внутреннего воздуха в зимнее время $t_{вз} = 22°$ и $\varphi_{вз} = 43\%$. Далее через точку B проводим луч процесса в помещении $BП$ ($\varepsilon = 750$), а через точку H — луч подогрева наружного воздуха в калорифере $\varepsilon = +\infty$. Точка $П$ пересечения этих лучей будет определять искомое состояние приточного

воздуха в зимнее время, а именно: $t_п = 18°$. При этом

$$d_п = d_н = 0{,}8 \ г/кг \ сух. \ возд;$$

$$I_п = 4{,}85 \ ккал/кг \ сух. \ возд.$$

Расход тепла на нагревание приточного воздуха будет равен:

$$Q = 7500(4{,}85 + 3) = 58\,700 \ ккал/ч.$$

При одновременном выделении в помещении газовых вредностей или паров потребное количество наружного воздуха для их растворения до пределов допустимых концентраций находим по формуле

$$V_н = \frac{G_г}{a_{доп} - a_н} \ [м^3/ч], \qquad (III\text{-}29)$$

где $G_г$ — количество вредных паров или газов, *г/ч*;

$a_{доп}$ — предельно допустимая концентрация данного газа в воздухе помещения, *г/м*^{3} (см. СНиП II-Г.7-62 и СН 245—63);

$a_н$ — содержание данного газа в наружном воздухе, которое обычно равно нулю и только при расчетах на растворение CO_2 концентрация последней в наружном воздухе принимается в среднем 0,8 *г/м*^{3}.

Количество углекислого газа, выделяющегося от людей, находящихся в помещении, определяем по формуле

$$G_{CO_2} = ng \ [г/ч], \qquad (III\text{-}30)$$

где n — число людей, находящихся в помещении;

g — количество углекислого газа, выделяемого одним человеком, *г/ч* (см. табл. 15).

§ 4. РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАРУЖНОГО И ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА ПРИ ОБЩЕОБМЕННОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

При расчете воздухообмена для помещений с избытками тепла и влаги обычно рассматривают три режима работы вентиляционных установок: летний, переходный и зимний.

Для помещений, в которых не предусмотрено кондиционирование воздуха, в качестве расчетных параметров наружного воздуха для летнего периода принимают параметры *А* (см. приложение IV).

В качестве расчетной температуры в этом случае принимается средняя температура в 13 часов в самый жаркий месяц ($t_А$).

Вторым параметром является теплосодержание ($I_А$), более высокое значение которого в данном географическом пункте наблюдается не более 400 *ч* в год (в среднем по многолетним наблюдениям).

Для ряда географических пунктов в качестве расчетного принято теплосодержание, соответствующее средней температуре и сред-

ней относительной влажности воздуха в 13 часов самого жаркого месяца.

Переходный режим обусловлен тем, что при наружной температуре $+10°$ и выше в целом ряде случаев можно открывать окна, через которые будет происходить естественный воздухообмен. Последний дополняет действующую искусственную приточную вентиляцию, производительность которой рассчитывается на наружную температуру $t_н = +10°$. Таким образом, расчетную наружную температуру переходного периода принимают равной $+10°$.

Для зимнего режима при проектировании общеобменной вентиляции в качестве расчетных принимают также параметры А, которые в этом случае определяются температурой для проектирования вентиляции и теплосодержанием воздуха, соответствующим этой температуре и средней относительной влажности воздуха самого холодного месяца в 13 часов.

По определению, приведенному в СНиП II-А.6-62, за расчетную для проектирования вентиляции принята средняя температура воздуха наиболее холодного периода, составляющего 15% общей продолжительности всего отопительного периода.

Если в вентилируемом помещении имеется, помимо общеобменной, местная локализующая система вентиляции, в качестве расчетных для зимнего периода принимают параметры Б.

Для помещений с избытками тепла и влаги наиболее невыгодным (расчетным режимом) является летний, так как при этом режиме обычно требуется наибольшее количество вентиляционного воздуха. Последнее объясняется тем, что в этот период тепло- и влагосодержание наружного (приточного) воздуха являются наибольшими, вследствие чего его ассимилирующая способность по теплу и по влаге становится минимальной.

Если по требованиям технологии или по каким-либо другим причинам открывать окна в вентилируемых помещениях в теплое время года не допускается, то производительность приточных и вытяжных вентиляционных установок следует рассчитывать для летнего режима. Если же открывать окна в теплое время года можно, то производительность приточных установок определяется расчетом для переходного периода. Расчетная производительность вытяжной системы вентиляции в этом случае принимается равной производительности для летнего режима. Недостающее количество приточного воздуха восполняется через открытые окна за счет разрежения, создаваемого вытяжной системой вентиляции.

В зимнее время приточный воздух имеет большую ассимилирующую способность тепла и влаги и, следовательно, вентиляционного воздуха потребуется меньше. Поэтому в холодное время года можно уменьшить количество вентиляционного воздуха с помощью дросселирования или изменением числа оборотов вентиляторов (количественное регулирование).

Можно осуществлять также качественное регулирование, заключающееся в том, что производительность вентиляционных уста-

новок сохраняется постоянной и равной производительности для летнего или переходного режима, а изменяются только параметры приточного воздуха.

Поскольку расчетная наружная температура общеобменной вентиляции в зимний период всегда выше, чем расчетная температура для отопления, то при температурах ниже расчетной зимней температуры для вентиляции допускается уменьшать количество наружного приточного воздуха в соответствии с тепловой мощностью калориферных установок, рассчитанных на наружную температуру для вентиляции.

Последнее мероприятие не вызывает возражений со стороны санитарной инспекции, если этот период непродолжителен и количество приточного воздуха уменьшается не более чем на 10%. В этом случае не наблюдается значительного увеличения концентрации газовых вредностей в воздухе помещений.

Температуру воздуха внутри вентилируемых помещений с избытками тепла и влаги принимают в зависимости от рассчитываемого режима.

В летний период температуру воздуха в рабочей зоне помещения принимают на 3—5° выше наружной. Подробнее об этом сказано в СНиП II-Г.7-62, § 1 и в СН 245—63.

Более высокая температура внутри помещения по сравнению с наружной в этом случае объясняется тем, что в помещении всегда выделяется какое-то количество тепла.

Внутреннюю температуру в зимний и переходный периоды назначают в соответствии с совокупностью технологических и санитарно-гигиенических требований. Данные об этих температурах приводятся в соответствующих нормах.

Относительная влажность в вентилируемых помещениях практически не нормируется, так как при обычной вентиляции без кондиционирования воздуха поддержать заданное значение относительной влажности не представляется возможным. Практические значения относительной влажности в этих случаях наблюдаются в пределах от 20 до 70%.

§ 5. ГРАФИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА ВОЗДУХООБМЕНА ПРИ ПРИМЕНЕНИИ РЕЦИРКУЛЯЦИИ

В помещениях с большим количеством избыточного тепла при отсутствии в них выделений вредных газов и пыли обычно в зимнее время применяют частичную рециркуляцию внутреннего воздуха.

Целесообразность применения рециркуляции объясняется экономией тепла, расходуемого на подогрев приточного воздуха. В системах вентиляции, использующих рециркуляцию воздуха, общее количество воздуха $L_о$, потребное для борьбы с теплом и влагой, обычно бывает больше количества свежего наружного воздуха $L_н$, потребного для удовлетворения санитарных норм. Поэтому количество рециркуляционного воздуха, взятого из помещения для по-

вторного использования, будет равно $L_р = L_о - L_н$. В результате смешивания наружного и рециркуляционного воздуха в приточной камере температура наружного воздуха повышается и вследствие этого сокращается расход тепла на подогрев приточного воздуха (смеси).

Так как в летний период приточный воздух нагреванию не подвергается и подается в помещение с параметрами, соответствующими наружному воздуху, то, естественно, применять рециркуляцию в этот период нецелесообразно. Поскольку приточная система подает только наружный воздух, расчет летнего режима ведут так же, как это было изложено в § 2.

Допустим, что в результате расчета воздухообмена при летнем режиме для помещения с избытками тепла и влаги общее количество вентиляционного (наружного) воздуха получилось равным $L_о$ *кг/ч*.

Принимая это же количество воздуха и при зимнем режиме, находим потребное количество наружного воздуха $L_н$, удовлетворяющее требованиям санитарных норм. Если $L_н < L_о$ и загазованность, а также запыленность воздуха в помещении незначительны, то количество рециркуляционного воздуха будет равно:

$$L_р = L_о - L_н.$$

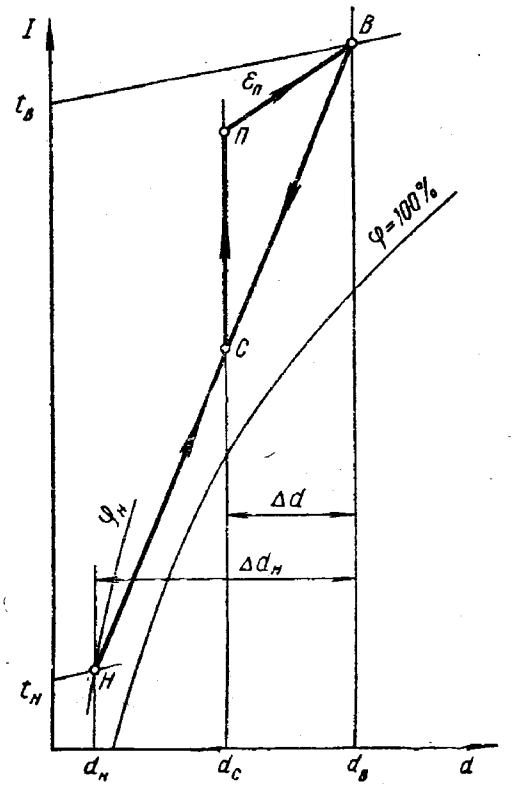


Рис. 34. Графический расчет воздухообмена при применении рециркуляции и подогрева

Построение процесса зимнего режима на $I - d$-диаграмме начинают с нанесения точки H, соответствующей состоянию наружного воздуха (рис. 34). Так как тепло и влага, выделяющиеся в помещении, ассимилируются только наружным воздухом, содержащимся в смеси с рециркуляционным, то количество влаги, приходящейся на 1 *кг* сухой части наружного воздуха, составит:

$$\Delta d_н = \frac{W + \sum G}{L_ч} \cdot 10^3.$$

Тогда влагосодержание внутреннего воздуха будет равно:

$$d_в = d_н + \Delta d_н.$$

Проведя линию $d_в$=const до пересечения с изотермой, соответствующей внутренней температуре, получим точку B, параметры которой соответствуют состоянию внутреннего воздуха в зимнее время. Соединив точку H с точкой B, получим прямую смеси внутреннего и наружного воздуха.

Чтобы получить точку смеси C на этой прямой, воспользуемся пропорцией

$$\frac{L_о}{HB}=\frac{L_н}{BC}, \text{ откуда } BC=\frac{L_н}{L_о}\cdot HB.$$

Отложив от точки B отрезок BC, получим искомую точку смеси C. Эту точку можно найти, если определить величину ассимилирующей способности вентиляционного воздуха по влаге (или теплу):

$$\Delta d=\frac{W+\sum G}{L_о}\cdot 10^3,$$

а затем найти влагосодержание точки смеси C:

$$d_с=d_п=d_в-\Delta d.$$

Чтобы найти точку, определяющую состояние приточного воздуха, через точку B проведем луч процесса в помещении, а через точку C — луч процесса подогрева $d_с$=const. Точка $П$ пересечения этих лучей будет определять необходимое состояние приточного воздуха.

Рассмотрим далее вариант применения рециркуляции в том случае, когда избытки явного тепла в помещении весьма велики, а количество наружного воздуха составляет небольшой процент от общего количества воздуха, вследствие чего дополнительно подогревать приточный воздух (смесь) с помощью калорифера не требуется.

При построении подобного процесса на $I-d$-диаграмме предполагается, что общее количество вентиляционного воздуха, так же как и в предыдущем случае, было определено на основании расчета летнего режима. При построении рассматриваемого процесса зимнего или переходного режима это количество воздуха также сохраняется.

Построение процесса на $I-d$-диаграмме (рис. 35) начинают с нанесения точки H, соответствующей состоянию наружного воздуха. Через эту точку проводят линию луча процесса в помещении до пересечения его с изотермой заданной внутренней температуры $t_в$ (точка B определяет параметры внутреннего воздуха). Линию HB в этом случае можно рассматривать не только как линию луча процесса в помещении, но и как линию смеси наружного и рециркуляционного воздуха.

Зная величину L_0 (полученную расчетом для летнего режима), находим влагосодержание приточного воздуха:

$$d_c = d_п = d_в - \frac{W + \sum G}{L_0} \cdot 10^3 = d_в - \Delta d.$$

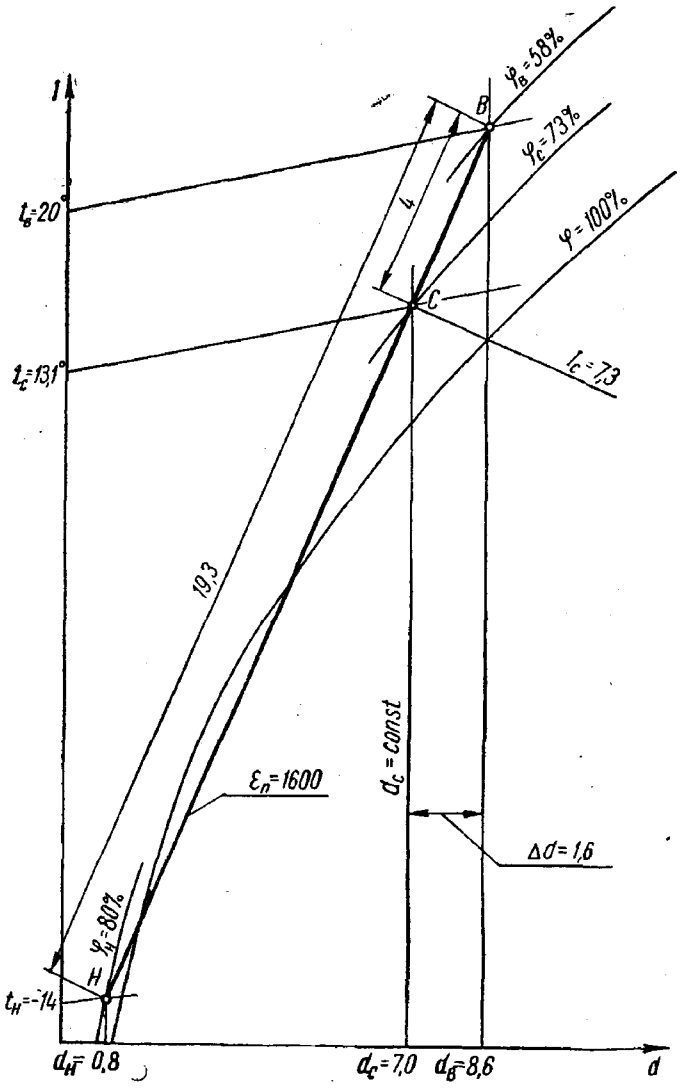


Рис. 35. Графический расчет воздухообмена при применении рециркуляции, но без последующего подогрева

Через точку на оси абсцисс, соответствующую полученному значению d_c, приводим линию $d_c = \text{const}$ до пересечения с линией смеси HB (луча процесса). Точка пересечения C в этом случае будет определять необходимые параметры приточного воздуха.

Для определения количества наружного воздуха воспользуемся пропорцией

$$\frac{L_0}{HB}=\frac{L_н}{CB},\ \text{откуда}\ L_н=\frac{L_0\cdot CB}{HB}.$$

Количество рециркуляционного воздуха будет равно

$$L_р=L_0-L_н.$$

Характерная особенность рассматриваемого случая заключается в том, что отпадает необходимость нагрева приточного воздуха в калорифере, так как заданные параметры приточный воздух приобретает только в результате смешивания его с рециркуляционным.

Практически применять последний вариант обработки воздуха можно лишь в тех случаях, когда значения углового коэффициента луча процесса в помещении не ниже 1600, т. е. когда преобладает выделение явного тепла при незначительном выделении влаги. При меньших значениях углового коэффициента луча процесса точка C может оказаться за пределами кривой $\varphi=100\%$, что будет свидетельствовать о выпадении конденсата из воздуха, а точка B, соответствующая состоянию внутреннего воздуха, будет находиться в области таких значений относительной влажности, которые выше допустимых ее пределов.

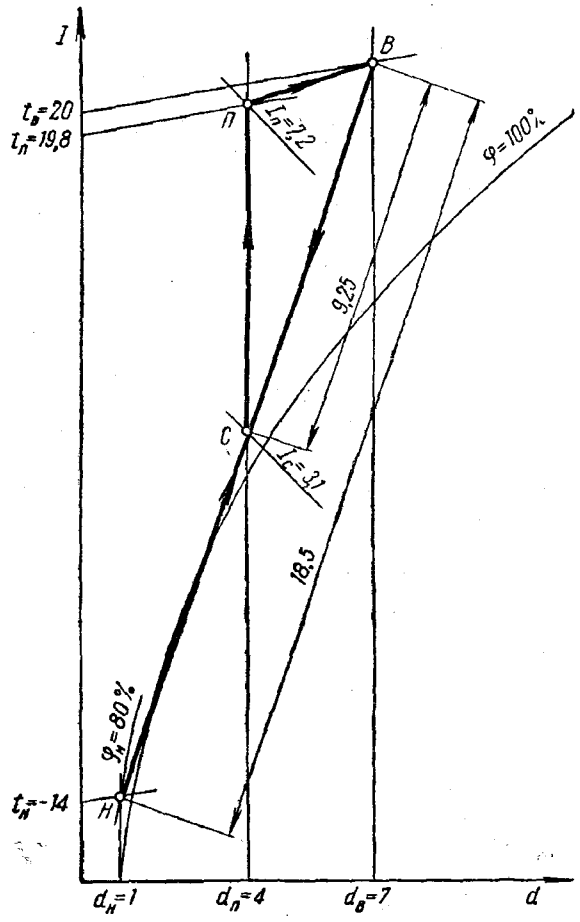


Рис. 36. Пример графического расчета воздухообмена при применении рециркуляции с последующим подогревом

Пример 1. В помещении выделяется тепло и влага. Количество вентиляционного воздуха, определенное расчетом летнего режима, составляет $L_0=5000$ *кг/ч*.

Процесс изменения состояния воздуха в помещении в зимнее время характеризуется лучом, имеющим значение углового коэффициента:

$$\varepsilon=\frac{9300}{15}=620.$$

Количество наружного воздуха, необходимое для растворения выделяющихся вредных газов в пределах допустимой концентрации, составляет $L_н = 2500$ *кг/ч*.

Температура внутреннего воздуха $t_в = +20°$.

Расчетные параметры наружного воздуха: $t_н = -14°$; $\varphi_н = 80\%$; $I_н = -2{,}75$ *ккал/кг сух. возд.*; $d_н = 1$ *г/кг сух. возд.*

Требуется определить параметры приточного воздуха и расход тепла для подогрева смеси воздуха в калорифере.

Решение. На $I-d$-диаграмму (рис. 36) наносим точку H. Определяем количество рециркуляционного воздуха:

$$L_р = 5000 - 2500 = 2500 \text{ кг/ч}.$$

Находим ассимилирующую способность наружного воздуха по влаге:

$$\Delta d_н = \frac{15\,000}{2500} = 6 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Влагосодержание внутреннего воздуха в этом случае будет равно:

$$d_в = 1 + 6 = 7 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Проведя линию $d_в = \text{const}$ до пересечения с изотермой $t_в = 20°$, получим точку B, определяющую состояние внутреннего воздуха.

Соединив прямой точки H и B, находим на ней положение точки смеси C из пропорции

$$\frac{5000}{18{,}5} = \frac{2500}{BC},$$

откуда $BC = 9{,}25$.

Отложив отрезок BC от точки B, получим искомую точку C, характеризующую состояние смеси наружного и внутреннего воздуха. Параметры этой точки: $I_с = 3{,}1$ *ккал/кг сух. возд*; $d_с = 4$ *г/кг сух. возд.*

Проведем через точку C луч подогрева воздуха в калорифере, а через точку B — луч процесса изменения состояния воздуха в помещении $\varepsilon = 620$. Точка их пересечения $П$ определит параметры состояния приточного воздуха: $t_п = 19{,}8°$; $I_п = 7{,}2$ *ккал/кг сух. возд*; $d_п = 4$ *г/кг сух. возд.*

Количество тепла для подогрева смеси до необходимой температуры приточного воздуха составит

$$Q = 5000\,(7{,}2 - 3{,}1) = 20\,500 \text{ ккал/ч}.$$

Пример 2. Определить количество наружного и рециркуляционного воздуха, а также параметры приточного воздуха в зимнее время, если $L_о = 10\,000$ *кг/ч*, $t_н = -14°$; $\varphi_н = 80\%$; $\varepsilon_п = \frac{25\,600}{16} = 1600$; $t_в = 20°$; значение $\varphi_в$ не нормировано. $L_н$ не менее 1500 *кг/ч*.

Решение. Поскольку $\varepsilon_п = 1600$, то попытаемся применить схему обработки приточного воздуха без подогрева его в калорифере.

Построение процесса начинаем с нанесения на $I-d$-диаграмму точки H, соответствующей состоянию наружного воздуха (см. рис. 35), через которую проводим луч процесса в помещении до пересечения с изотермой $t_в = 20°$. Точка их пересечения B определяет параметры внутреннего воздуха, а именно: $t_в = 20°$; $\varphi_в = 58\%$; $d_в = 8{,}6$ *г/кг сух. возд.*

Так как в этом случае луч процесса в помещении совмещается с линией смеси, то на его направлении находим точку C, характеризующую состояние смеси воздуха. При этом нужно иметь в виду, что параметры точки C одновременно являются и параметрами приточного воздуха.

Для нахождения положения точки C на прямой BH вычисляем влагосодержание приточного воздуха

$$d_{\text{п}} = d_{\text{с}} = 8{,}6 - \frac{16\,000}{10\,000} = 7{,}0 \text{ } г/кг \text{ } сух. \text{ } возд.$$

Проводим прямую $d_{\text{с}} = \text{const}$ до пересечения с линией HB в точке C, параметры которой определяют необходимое состояние приточного воздуха: $t_{\text{с}} = 13{,}1°$; $\varphi_{\text{с}} = 73\%$; $I_{\text{с}} = 7{,}3$ *ккал/кг сух. возд.*

Из пропорции определяем количество наружного воздуха $\frac{10\,000}{L_{\text{н}}} = \frac{19{,}3}{4{,}0}$, откуда $L_{\text{н}} = 2080$ *кг/ч*, т. е. больше 1500 *кг/ч*.

Количество рециркуляционного воздуха равно:

$$L_{\text{р}} = 10\,000 - 2080 = 7920 \text{ } кг/ч.$$

§ 6. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О ВЕНТИЛЯЦИИ ПРОМЫШЛЕННЫХ ЦЕХОВ С ВЫДЕЛЕНИЕМ ТЕПЛА И ВЛАГИ

Наблюдением установлено, что наиболее эффективными мерами по борьбе с избытками тепла и влаги являются укрытия с устройством отсоса воздуха из них. Однако в связи с условиями технологического процесса такого рода укрытия не всегда можно использовать, поэтому часто прибегают к устройству общеобменной вентиляции.

Одной из весьма существенных особенностей расчета общеобменной вентиляции цехов с избытками тепла и влаги является определение количества ассимилированного тепла и влаги вентиляционным воздухом в пределах рабочей зоны.

Рабочей зоной, как известно, называют нижнюю часть объема цеха в пределах 2 *м* высоты, считая от пола. Часть объема цеха, находящуюся выше рабочей зоны, в дальнейшем условимся называть *верхней зоной.*

Так как в большинстве случаев обслуживающий персонал цехов во время работы находится в пределах рабочей зоны, то, естественно, параметры воздуха в этой зоне в процессе вентилирования помещения должны удовлетворять требованиям санитарных норм. Вместе с тем следует заметить, что параметры воздуха в горизонтальной плоскости цеха с избытками тепла и влаги практически не бывают одинаковы. Поэтому под параметрами рабочей зоны мы в дальнейшем условимся понимать усредненные параметры воздуха для тех участков цеха, которые не находятся в непосредственной близости к источникам выделения влаги и тепла и приточным отверстиям, через которые поступает свежий воздух.

Таким образом, основной задачей при расчете вентиляции цехов с избытками тепла и влаги является обеспечение необходимых параметров воздуха в рабочей зоне.

Рассмотрим далее методы вентиляции, применяемые для борьбы с избытками тепла и влаги. В тех случаях, когда не представляется возможным непосредственно удалять тепло и влагу от источников их выделения, применяют обычно общеобменную венти-

ляцию, при которой выделяющиеся вредности (тепло и влага) свободно распространяются по всему объему помещения и ассимилируются приточным воздухом.

Приточный воздух чаще подается в рабочую зону с выпуском воздуха на высоте 1,5 *м* от пола. Удалять воздух целесообразно из верхней зоны, где его теплосодержание более высокое, чем в рабочей зоне.

Если же источники выделения тепла и влаги по условиям технологического процесса могут быть оборудованы укрытиями в виде шкафов, зонтов, завес и т. п., то такая вентиляция носит название локализующей. Эти устройства, называемые *местными отсосами*, следует выполнять так, чтобы они максимально укрывали места выделения вредностей, обеспечивали наиболее эффективное их удаление и вместе с тем не мешали ходу технологического процесса.

Этот вид вентиляции более эффективен по сравнению с общеобменной вентиляцией. Однако местные отсосы имеют и отрицательные стороны, заключающиеся в том, что они загромождают и затемняют рабочие помещения.

Для создания обусловленных нормами параметров воздуха в рабочей зоне при разделении объема цеха на две зоны требуется знать количества тепла и влаги, поступающие как в рабочую зону, так и в верхнюю. Для решения этого вопроса в практических расчетах пользуются безразмерными коэффициентами α и β, определяемыми следующими выражениями [Л. 1]:

$$\alpha = \frac{I_р - I_п}{I_в - I_п} = \frac{\Delta I_р}{\Delta I_в}; \qquad \text{(III-31)}$$

$$\beta = \frac{d_р - d_п}{d_в - d_п} = \frac{\Delta d_р}{\Delta d_в}, \qquad \text{(III-32)}$$

где $I_р$ — среднее теплосодержание воздуха в рабочей зоне цеха;

$I_п$ — теплосодержание приточного воздуха;

$I_в$ — среднее теплосодержание воздуха, извлекаемого из верхней зоны;

$d_р$ — среднее влагосодержание воздуха в рабочей зоне цеха;

$d_п$ — влагосодержание приточного воздуха;

$d_в$ — среднее влагосодержание воздуха, удаляемого из верхней зоны.

Выражения III-31 и III-32 справедливы для того случая, когда воздух удаляется целиком только из верхней зоны.

Если же, кроме удаления воздуха из верхней зоны, его удаляют местными отсосами, обычно расположенными в рабочей зоне, то знаменатели этих выражений следует вычислять на основании аналитической формулы смеси воздуха различных параметров:

$$\Delta I_{ср}=\frac{\Delta I_в L_в+\Delta I_р L_р}{L_в+L_р}\ ; \qquad \text{(III-33)}$$

$$\Delta d_{ср}=\frac{\Delta d_в L_в+\Delta d_р L_р}{L_в+L_р}\ . \qquad \text{(III-34)}$$

В этом случае выражения III-31 и III-32 будут иметь вид:

$$\alpha=\frac{\Delta I_р}{\Delta I_{ср}}\ ; \qquad \text{(III-35)}$$

$$\beta=\frac{\Delta d_р}{\Delta d_{ср}}\ . \qquad \text{(III-36)}$$

Понятие о коэффициентах α и β впервые было введено А. В. Пузыревым.

В 1955 г. П. И. Андреевым была сделана попытка теоретического обоснования этих коэффициентов с помощью теории турбулентного переноса тепла и вещества. Исследованиями установлено, что значения коэффициентов α и β зависят от схемы распределения воздуха (т. е. нижняя или верхняя подача приточного воздуха) и расположения источников тепла и влаги. Числовые значения этих коэффициентов принимают на основании опытных данных или вычисляют по формулам, предложенным П. И. Андреевым.

Разница между значениями коэффициентов α и β, как показали опытные данные, невелика. Поэтому в практических расчетах при расположении источников тепла и влаги в нижней зоне в большинстве случаев можно принимать $\alpha=\beta$.

§ 7. ГРАФИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА В ПРОМЫШЛЕННЫХ ЦЕХАХ ПРИ ПОДАЧЕ ВОЗДУХА В РАБОЧУЮ ЗОНУ И УДАЛЕНИИ ЕГО ИЗ ВЕРХНЕЙ ЗОНЫ

Рассмотрим графический метод расчета воздухообмена и определения параметров удаляемого воздуха при общеобменной вентиляции с распределением воздуха по схеме снизу — вверх.

Расчет начинаем с летнего режима, являющегося наиболее невыгодным для помещений с избытками тепла и влаги.

Допустим, что расчетные параметры наружного воздуха в летний период соответственно равны $t_{нл}$ и $\varphi_{нл}$, угловой коэффициент луча процесса в помещении $\varepsilon_{пл}$. Кроме того, известны также значения коэффициентов α и β, причем $\alpha=\beta$ (см. § 6, гл. III).

Построение процесса начинаем с нанесения на $I-d$-диаграмму (рис. 37) точки H, соответствующей заданному состоянию наружного воздуха. Так как в летний период не предполагается производить какую-либо предварительную обработку наружного воздуха, то параметры точки H будут одновременно являться и параметрами приточного воздуха.

Далее через точку H проводим луч процесса в помещении. Точка P пересечения этого луча с изотермой, соответствующей допустимой температуре воздуха в рабочей зоне (принимаемой в соответствии с санитарными нормами), будет характеризовать состояние воздуха в рабочей зоне.

Если значение относительной влажности в точке P будет выше допустимых пределов, установленных санитарными нормами, это означает, что необходима соответствующая предварительная обра-

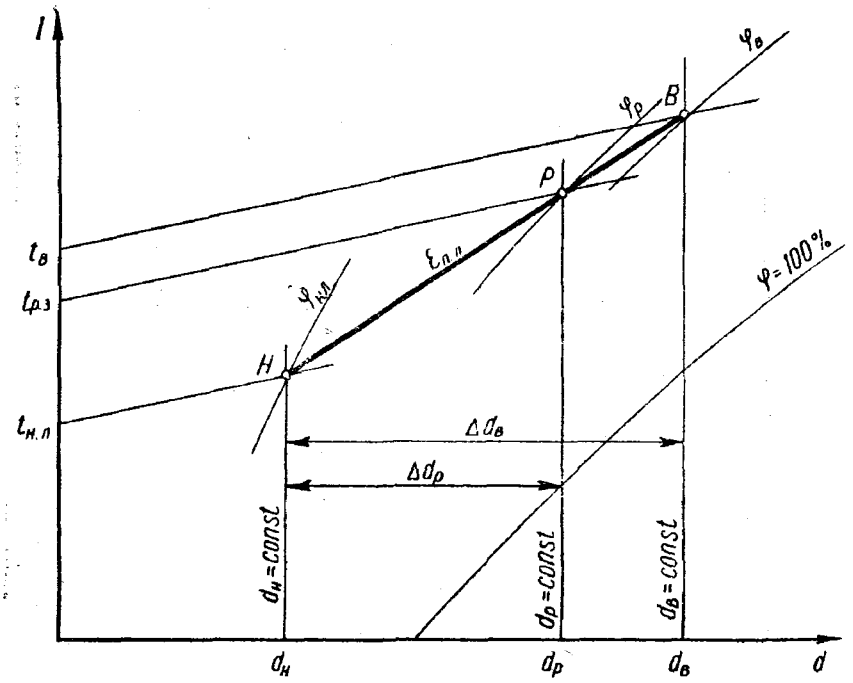


Рис. 37. Графический расчет воздухообмена при подаче приточного воздуха в рабочую зону и удалении из верхней зоны (летний режим)

ботка приточного воздуха (кондиционирование). Построение таких процессов будет рассмотрено ниже. Если же параметры точки P удовлетворяют требованиям санитарных норм, то можно определить величину $\Delta d_р$:

$$\Delta d_р = d_р - d_н.$$

Так как величина β по условию задачи известна, то не представляет особого труда определить величину $\Delta d_в$, пользуясь выражением III-32:

$$\Delta d_в = \frac{\Delta d_р}{\beta}.$$

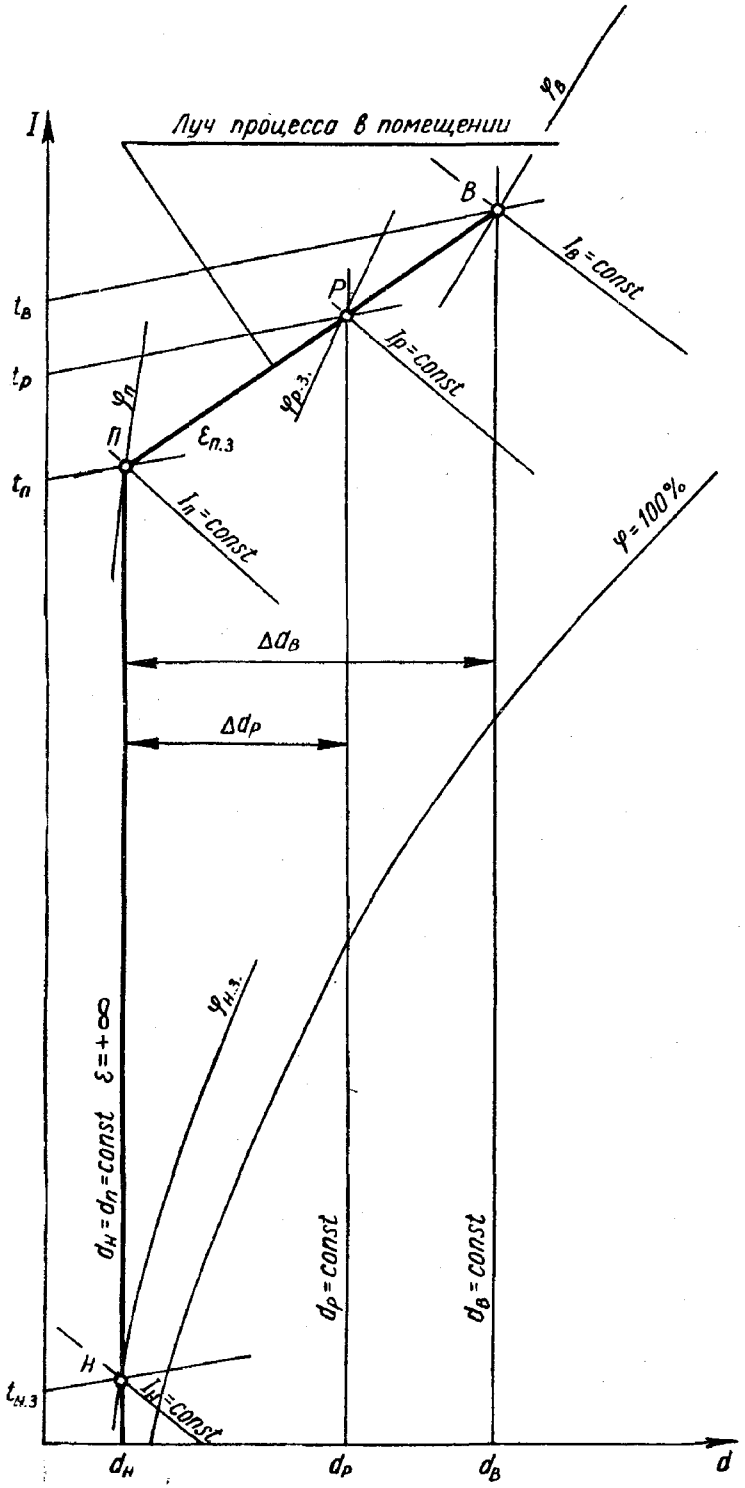


Рис. 38. Графический расчет воздухообмена при подаче приточного воздуха в рабочую зону и удалении из верхней зоны (зимний режим)

Если количество влаги, выделяющейся в помещении, равно $W+\Sigma G$ *кг/ч*, то количество вентиляционного воздуха будет равно:

$$L=\left(\frac{W+\sum G}{\Delta d_{в}}\right)10^{3}\ [кг/ч].$$

Для определения параметров удаляемого из помещения воздуха отложим от абсциссы точки H величину $\Delta d_{в}$ и проведем линию $d_{в}=\text{const}$ до пересечения с лучом процесса в помещении. Параметры $t_{в}$ и $\varphi_{в}$ полученной таким образом точки B будут являться искомыми параметрами.

Перейдем далее к рассмотрению расчета зимнего режима. Расчетное количество воздуха в зимний период принимаем равным количеству воздуха, полученному на основании расчета летнего режима.

Расчетные параметры наружного воздуха в зимний период соответственно равны $t_{нз}$ и $\varphi_{нз}$, температура в рабочей зоне $t_{р}$, значение углового коэффициента в зимний период $\varepsilon_{п}$ и по-прежнему $\alpha=\beta$.

Построение процесса начинаем также с нанесения на $I-d$-диаграмму точки H, характеризующей состояние наружного воздуха (рис. 38).

Поскольку количество вентиляционного воздуха и количество влаги, выделяющейся в помещении $W+\Sigma G$ *кг/ч*, известны, величину $\Delta d_{в}$ можно легко найти по формуле

$$\Delta d_{в}=\frac{W+\sum G}{L}\cdot 10^{3}.$$

Величина $\Delta d_{р}$ в соответствии с заданным значением коэффициента β равна:

$$\Delta d_{р}=\beta\Delta d_{в}.$$

Откладывая от абсциссы точки H величину $\Delta d_{р}$ и проводя линию $d_{р}=\text{const}$ до пересечения с изотермой $t_{р}$, получим точку P, характеризующую состояние воздуха в рабочей зоне помещения. Далее через точку P проводят линию луча процесса в помещении, а через точку H — луч процесса подогрева наружного воздуха $\varepsilon=+\infty$. Точка $П$ пересечения этих линий будет определять искомое состояние приточного воздуха.

Для определения параметров удаляемого воздуха отложим от абсциссы точки H величину $\Delta d_{в}$ и проведем линию $d_{в}=\text{const}$ до пересечения с лучом процесса в помещении в точке B, параметры которой $t_{в}$ и $\varphi_{в}$ соответствуют параметрам удаляемого воздуха в зимнее время.

§ 8. ГРАФИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА ДЛЯ ЦЕХОВ, ИМЕЮЩИХ ОХЛАЖДАЮЩИЕСЯ ПЕРЕКРЫТИЯ

При наличии охлаждающихся перекрытий в цехах с избытками тепла и влаги, имеющих высоту более 4 *м*, в некоторых случаях при-

ходится применять двухзональную подачу приточного воздуха с различными параметрами. В верхнюю зону воздух подается с более высокой температурой, чем в нижнюю. Это делают в целях предупреждения конденсации водяных паров на поверхностях охлаждающихся перекрытий.

Известно, что конденсация водяных паров на перекрытии возникает в том случае, если температура его внутренней поверхности τ ниже температуры точки росы. Поэтому во избежание конденсации водяных паров температура внутренней поверхности охлаждающегося перекрытия должна быть выше (не менее чем на 2°) температуры точки росы.

Устранить конденсацию водяных паров можно как правильным выбором параметров воздуха внутри цеха, так и обеспечением соответствующего значения коэффициента теплопередачи перекрытия.

Для стационарных условий теплопередачи через перекрытие можно написать равенство

$$K(t_{вз} - t_{нз}) = \alpha_в (t_{вз} - \tau), \qquad \text{(III-37)}$$

где K — коэффициент теплопередачи перекрытия;
$t_{вз}$ — температура воздуха в верхней зоне помещения;
$t_{нз}$ — расчетная зимняя наружная температура;
$\alpha_в$ — коэффициент тепловосприятия;
τ — температура внутренней поверхности перекрытия.

Если температура точки росы воздуха в помещении равна $t_{рос}$, то температура внутренней поверхности перекрытия τ, как об этом было указано выше, должна быть равна $\tau = t_{рос} + 2$. Подставив это значение в выражение III-37 и решив его относительно величины $t_{вз}$, получим искомое значение температуры воздуха, при которой не будет происходить конденсации водяных паров на внутренней поверхности охлаждающегося перекрытия:

$$t_{вз} = \frac{(t_{рос} + 2)\alpha_в + K t_{нз}}{\alpha_в - K}. \qquad \text{(III-38)}$$

Одним из мероприятий по борьбе с конденсацией на поверхности перекрытия является повышение температуры воздуха в рабочей зоне путем подачи в нее приточного воздуха с более высокой температурой.

Рассмотрим построение этого процесса для условий зимнего режима (процесс летнего режима строится обычным путем, описанным в § 7 гл. III).

Исходными данными для построения этого процесса будут являться: $t_{вз}$, определенная по формуле III-38, параметры наружного воздуха — $t_{нз}$ и $\varphi_{нз}$, угловой коэффициент луча процесса в помещении $\varepsilon_{пз}$, количество вентиляционного воздуха L, определенное расчетом летнего режима, и значение коэффициентов α и β (причем $\alpha = \beta$).

Зная количество выделяющейся влаги в зимнее время $(W+\Sigma G)$ *кг/ч*, можно определить величину $\Delta d_в$:

$$\Delta d_в = \frac{W + \sum G}{L} \cdot 10^3.$$

Отложив эту величину в масштабе влагосодержания от абсциссы точки H (рис. 38), характеризующей состояние наружного воздуха, и проведя линию $d_в = \text{const}$ до пересечения с изотермой $t_в$, получим точку B, определяющую параметры воздуха в верхней зоне помещения. Проведя далее через эту точку луч процесса в помещении до пересечения с лучом подогрева наружного воздуха, получим точку $П$, определяющую необходимые параметры приточного воздуха.

Количество тепла, потребное для подогрева приточного воздуха, будет равно:

$$Q = L(I_п - I_н).$$

Для определения параметров воздуха в рабочей зоне найдем предварительно величину $\Delta d_р$:

$$\Delta d_р = \beta \Delta d_в.$$

Эту величину отложим в масштабе влагосодержания от абсциссы точки H. Проведя линию $d_р = \text{const}$ до пересечения с лучом процесса в помещении, получим точку P, характеризующую параметры воздуха в рабочей зоне. Если эти параметры удовлетворяют требованиям санитарных норм, то на этом расчет зимнего режима можно считать законченным.

В тех случаях, когда полученные таким методом параметры воздуха в рабочей зоне не удовлетворяют требованиям санитарных норм, приходится прибегать к другому мероприятию, заключающемуся в комбинированной (двухзональной) подаче приточного воздуха.

При такой схеме распределения приточного воздуха одна часть его подается в рабочую зону при температуре на 4—6° ниже принятой температуры воздуха в рабочей зоне, а другая часть — в верхнюю зону с температурой 30—35°. Этот воздух, называемый продувочным, предназначается для повышения температуры воздуха в верхней зоне до такой величины $t_{вз}$, при которой не будет происходить конденсации влаги на поверхности охлаждающегося перекрытия.

Графический расчет воздухообмена при двухзональной подаче приточного воздуха производится следующим образом. Как обычно, его начинают производить с расчета летнего режима, при котором отсутствует охлаждение перекрытия и, следовательно, отпадает необходимость в подаче воздуха при различных температурах. Вследствие этого расчет производят так же, как при однозональной подаче (см. § 7 гл. III).

На основании расчета летнего режима определяют количество вентиляционного воздуха $L_н$, которое сохраняется и для зимнего режима. С помощью формулы III-38 определяют температуру удаляемого воздуха $t_{вз}$ и затем строят процесс на $I-d$-диаграмме.

Исходными данными в этом случае являются параметры наружного воздуха $t_{нз}$ и $\varphi_{нз}$, количество вентиляционного воздуха L, угло-

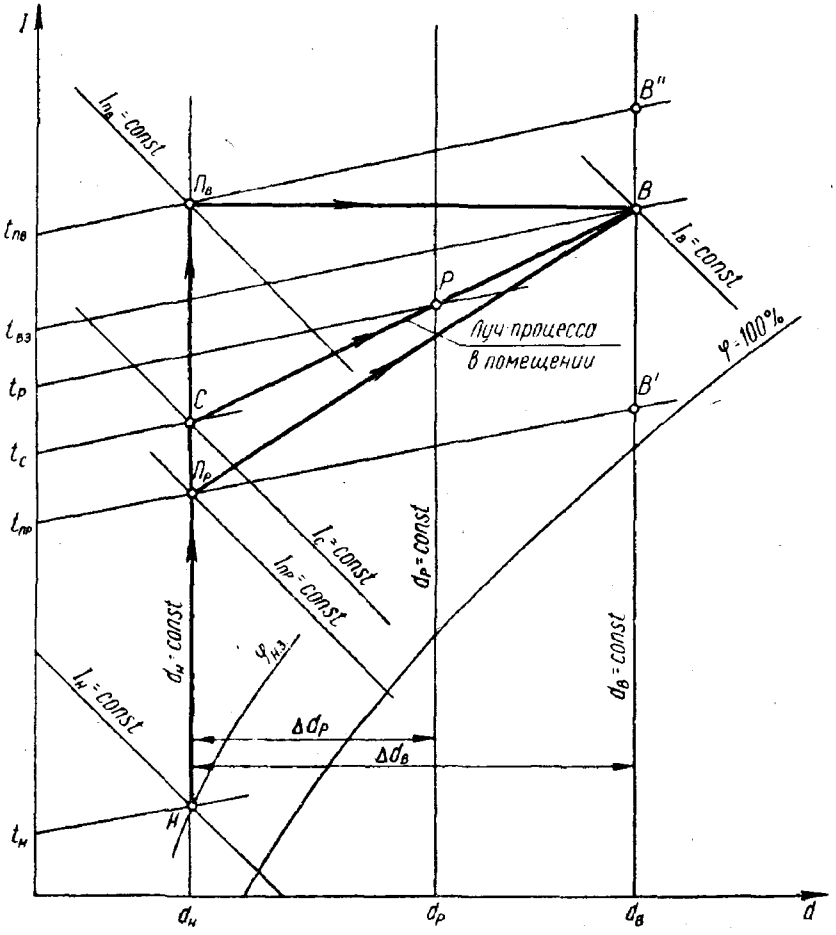


Рис. 39. Графический расчет воздухообмена при двухзональной подаче приточного воздуха

вой коэффициент луча процесса в помещении $\varepsilon_{пз}$, коэффициент β и температура продувочного воздуха $t_{пв}$.

Как и в предыдущих случаях, на поле $I-d$-диаграммы наносят точку H, характеризующую состояние наружного воздуха (рис. 39). Затем определяют величину $\Delta d_в = \dfrac{W + \sum G}{L} \cdot 10^3$, которую откладывают в масштабе влагосодержания от абсциссы точки H, и через абсциссу $d_в$ проводят линию $d_в = \text{const}$ до пересечения с изотермой

$t_{вз}$, определенной по формуле III-38. Полученная таким построением точка B будет иметь параметры воздуха, удаляемого из верхней зоны. Через точку B проводят луч процесса в помещении до пересечения с линией $d_н = \text{const}$.

Точка пересечения C при однозональной подаче могла бы характеризовать состояние приточного воздуха. Однако при двухзональной подаче воздуха при различных температурах эта точка может рассматриваться как точка, определяющая параметры смеси воздуха, подаваемого в рабочую и верхнюю зоны.

Чтобы найти температуру воздуха, подаваемого в рабочую зону, следует предварительно определить параметры воздуха в этой зоне. Для этого необходимо найти величину $\Delta d_р = \beta \Delta d_в$ и отложить ее от абсциссы точки H вправо, а затем через полученную точку $d_р$ провести линию $d_р = \text{const}$ до пересечения с лучом процесса в помещении. Полученная точка P будет с достаточным приближением характеризовать параметры воздуха в рабочей зоне.

Принимая температуру приточного воздуха, подаваемого в рабочую зону, $t_{пр} = t_р - (4 \div 6°)$, находим точку $П_р$, соответствующую параметрам этого приточного воздуха на пересечении изотермы $t_{пр}$ с линией $d_н = \text{const}$.

Далее на пересечении этой же линии ($d_н = \text{const}$) с изотермой 30—35° находим точку $П_в$, определяющую параметры приточного (продувочного) воздуха, который подается в верхнюю зону.

Количество воздуха, подаваемого в рабочую зону, $L_{рз}$ можно найти из пропорции

$$\frac{L}{П_р - П_в} = \frac{L_{рз}}{C - П_в},$$

откуда

$$L_{рз} = \frac{L(C - П_в)}{П_р - П_в}.$$

Количество воздуха, подаваемого в верхнюю зону, составляет:

$$L_{вз} = L - L_{рз}.$$

Количество тепла, потребное для подогрева воздуха, подаваемого в верхнюю зону, равно:

$$Q_{вз} = L_{вз}(I_{пв} - I_н).$$

Количество тепла, потребное для подогрева воздуха, подаваемого в рабочую зону, определится выражением

$$Q_{рз} = L_{рз}(I_{пр} - I_н).$$

Общий расход тепла составит

$$Q = Q_{вз} + Q_{рз}.$$

Сделаем на основе произведенного построения анализ возможных температурных условий в помещении при двухзональной пода-

че приточного воздуха. Выше было сказано, что точка P только приближенно определяет состояние воздуха в рабочей зоне помещения.

Насколько это справедливо, можно установить на основании следующих рассуждений. Если предположить, что продувочный воздух совершенно не влияет на процесс ассимиляции тепла и влаги воздухом, подаваемым в рабочую зону, то процесс изменения состояния этого воздуха будет совершаться по линии $П_р - B'$, а процесс изменения состояния продувочного воздуха — по линии $П_в - B''$. Затем произойдет мгновенное смешивание воздуха, процесс которого изображается линией $B' - B''$, и в результате получится смесь, состояние которой характеризуется точкой B.

Такое объяснение процесса взаимодействия продувочного и вентиляционного воздуха является весьма приближенным. Если предположить, что тот и другой воздух сразу же после поступления в цех смешались, то параметры смеси определились бы точкой C и процесс характеризовался бы лучом $C - B$.

Однако и это объяснение является приближенным, при котором, как и в первом случае, не учитывается постепенное взаимодействие продувочного и вентиляционного (подаваемого в рабочую зону) воздуха и вместе с тем их индивидуальная особенность изменять состояние при ассимиляции тепла и влаги.

Если учитывать взаимодействие продувочного и вентиляционного воздуха, вызываемое турбулентным обменом, а также и указанную выше особенность ассимиляции тепла и влаги на коротком отрезке времени, то более близкий к реальной действительности рассматриваемый процесс можно изобразить двумя самостоятельными лучами $П_в - B$ и $П_р - B$: первый изображает изменение состояния продувочного воздуха, а второй — вентиляционного. При этом конечные фазы изменения состояния как для продувочного, так и для вентиляционного воздуха будут определяться точкой B.

§ 9. ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА ДЛЯ ДВУХ СООБЩАЮЩИХСЯ ПОМЕЩЕНИЙ С РАЗЛИЧНОЙ СТЕПЕНЬЮ ЗАГРЯЗНЕННОСТИ ВОЗДУХА В НИХ

Допустим, что требуется рассчитать воздухообмен для двух смежных помещений $А$ и $Б$ (рис. 40), сообщающихся между собой проемом. В обоих помещениях происходит выделение как тепла, так и влаги. В помещении $Б$ имеется технологическое оборудование, выделяющее тепло, влагу и вредные пары. От этого оборудования предусматривается устройство местного отсоса.

Поскольку загрязненность воздуха в помещении $Б$ больше, чем в помещении $А$, следует предусмотреть подпор со стороны помещения $А$ во избежание перетекания более загрязненного воздуха через проем из помещения $Б$ в помещение $А$.

Оба помещения оборудуются общеобменной вентиляцией с удалением воздуха из верхней зоны. В помещение $А$ приточный воздух

подается в полном объеме, равном $L_{па}$, а в помещение *Б* объем приточного воздуха складывается из непосредственного притока $L_{пб}$ и воздуха $L_{ра}$, поступающего через проем из помещения *А* с параметрами рабочей зоны его. Количество извлекаемого воздуха из верхней зоны помещения *А* равно $L_{ва}=L_{па}-L_{ра}$. Количество воздуха, извлекаемого из верхней зоны помещения *Б*, равно $L_{вб}=(L_{пб}+L_{ра})-L_{рб}$.

Такое принятое распределение воздуха будет препятствовать перетеканию более загрязненного воздуха из помещения *Б* в помещение *А*.

Соотношение количества воздуха $L_{ра}:L_{пб}=n$ принимается в зависимости от местных условий.

Обычно расчетным режимом при определении воздухообмена для помещений с избытками тепла и влаги является летний. Поэтому вначале производим построение процесса изменения состояния воздуха для этого режима.

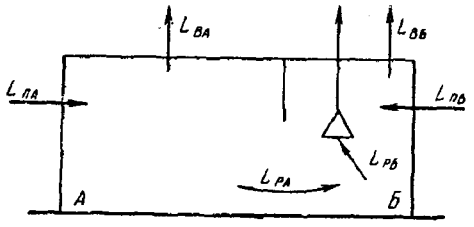


Рис. 40. Принципиальная схема вентиляции двух смежных сообщающихся между собой помещений с различной степенью загрязненности воздуха

Исходными данными для этого построения являются следующие: параметры наружного воздуха $t_{н\,л}$ и $\varphi_{н\,л}$, температуры воздуха в рабочих зонах помещений *А* и *Б* соответственно $t_{ра}$ и $t_{рб}$, угловые коэффициенты лучей процессов изменения состояния воздуха в них $\varepsilon_а$ и $\varepsilon_б$, угловой коэффициент изменения состояния воздуха в местном укрытии $\varepsilon_з$.

Вследствие того что рассматривается случай обычной вентиляции без кондиционирования воздуха, параметры приточного воздуха, подаваемого непосредственно в помещения *А* и *Б*, будут определяться точкой *1* (рис. 41, *а*), характеризующей состояние наружного воздуха. Через точку *1* проводится луч процесса изменения состояния воздуха в помещении *А*. Точка *2* пересечения этого луча с изотермой $t_{ра}$ будет характеризовать параметры воздуха в рабочей зоне этого помещения.

Температуру воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения *А*, можно с известным приближением найти по формуле

$$t_{уа}=t_{ра}+\psi(h-1{,}5), \qquad \text{(III-39)}$$

где ψ — нарастание температуры на каждый метр выше уровня рабочей зоны;

h — высота расположения вытяжного отверстия;

1,5 — высота рабочей зоны от уровня пола, *м*.

Значение коэффициента ψ в зависимости от местных условий может колебаться примерно в пределах от 0,5 до 2 *град/м*.

Точка *3* пересечения луча процесса с изотермой $t_{уа}$ будет определять параметры воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения *А*.

Так как общее количество приточного воздуха, поступающего в помещение *Б*, складывается из непосредственного притока $L_{пб}$ (с параметрами точки *1*) и воздуха в количестве $L_{ра}$ (с параметра-

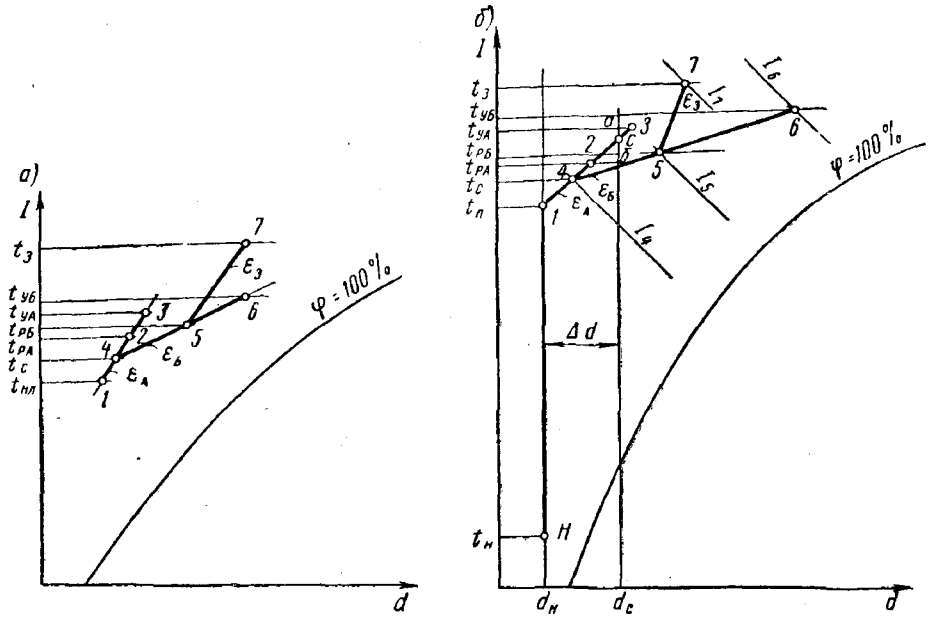


Рис. 41. Построение процесса летнего (а) и зимнего (б) режимов вентиляции

ми точки *2*), поступающего через проем из помещения *А*, то параметры смеси этого воздуха можно найти из пропорции при условии, что задано отношение $\frac{L_{ра}}{L_{пб}} = n$. Тогда имеем

$$\frac{L_{ра}}{L_{пб}} = n = \frac{4\text{-}1}{4\text{-}2}, \qquad \text{(III-40)}$$

или

$$\frac{4\text{-}1}{4\text{-}2} = \frac{(1\text{-}2) - (4\text{-}2)}{4\text{-}2} = n,$$

откуда

$$4\text{-}2 = \frac{1\text{-}2}{n+1}. \qquad \text{(III-41)}$$

Отложив от точки *2* длину отрезка *4-2*, получим положение искомой точки *4*, характеризующей состояние смеси приточного воздуха, поступающего в помещение *Б*. Через точку *4* проводим луч

процесса изменения состояния воздуха в помещении *Б* с угловым коэффициентом $\varepsilon_б$. Точка *5* пересечения этого луча с изотермой $t_{рб}$ будет характеризовать состояние воздуха в рабочей зоне помещения *Б*.

По формуле III-39 определяется температура воздуха $t_{уб}$, удаляемого из верхней зоны помещения *Б*. Точка *6* пересечения направления луча процесса изменения состояния воздуха с изотермой $t_{уб}$ определяет состояние воздуха, удаляемого из верхней зоны этого помещения.

Поскольку в местное укрытие воздух поступает с параметрами рабочей зоны, характеризуемыми точкой *5*, то через эту точку проводится луч процесса изменения состояния воздуха в укрытии. Точка *7* пересечения этого луча с заданной изотермой уходящего воздуха из укрытия $t_з$ определяет параметры воздуха, удаляемого из укрытия.

Если величина $\Sigma Q_{пу}$ является полным количеством тепла, выделяющимся в укрытии, то количество воздуха, удаляемого через это укрытие, будет равно:

$$L_{рб}=\frac{\sum Q_{пу}}{I_7-I_5}\ [кг/ч].$$

Количество тепла, удаляемого из помещения *Б* с воздухом, поступающим в укрытие, определится выражением

$$Q_{рб}=L_{рб}(I_5-I_4)\ [ккал/ч].$$

Если полное количество тепла, выделяющееся в помещении *Б*, равно $\Sigma Q_{пб}$, то количество воздуха, удаляемого из верхней зоны, можно найти из выражения

$$L_{вб}=\frac{\sum Q_{пб}-Q_{рб}}{I_6-I_4}\ [кг/ч].$$

Таким образом, полное количество воздуха, подаваемого и удаляемого из помещения *Б*, будет равно:

$$L_{об}=L_{рб}+L_{вб}\ [кг/ч].$$

Количество воздуха, поступающего через проем из рабочей зоны помещения *А* в помещение *Б*, равно:

$$L_{ра}=L_{об}-L_{пб}\ [кг/ч]. \qquad (III\text{-}42)$$

Решив совместно уравнения III-40 и III-42, получим:

$$L_{пб}=\frac{L_{об}}{n+1}\ [кг/ч];$$

$$L_{ра}=L_{об}\frac{n}{n+1}\ [кг/ч].$$

Количество тепла, удаляемого из рабочей зоны помещения *А* с воздухом, перетекающим через проем в помещение *Б*, будет равно

$$Q_{ра}=L_{ра}(I_2-I_1)\ [ккал/ч].$$

Если полное тепловыделение в помещении *А* равно $\Sigma Q_{па}$, то количество воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения, составит:

$$L_{ва}=\frac{\sum Q_{па}-Q_{ра}}{I_3-I_1}\ [кг/ч].$$

Таким образом, общее количество вентиляционного воздуха для помещения *А* будет равно:

$$L_{оа}=L_{ра}+L_{ва}=L_{па}\ [кг/ч].$$

Рассмотрим далее построение процесса изменения состояния воздуха в этих помещениях при зимнем режиме.

Исходными данными к этому построению являются параметры наружного воздуха ($t_н$ и $\varphi_н$), параметры воздуха в рабочих зонах помещений и угловые коэффициенты лучей процессов изменения состояния воздуха в этих помещениях, а также в укрытиях.

Количество воздуха, определенное расчетом летнего режима, сохраняется постоянным и для зимнего режима.

Построение процесса зимнего режима начинаем с нанесения на $I-d$-диаграмму (рис. 41, *б*) точки *Н*, характеризующей состояние наружного воздуха. Если влаговыделения в помещении *А* в зимнее время равны ΣW, то среднее влагосодержание воздуха, удаляемого из верхней и нижней зон, будет равно:

$$d_{ср}=d_н+\frac{\sum W}{L_{па}}\cdot 10^3\ [г/кг\ сух.\ возд].$$

По формуле III-39 определяем температуры $t_{уа}$ воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения *А*.

Проводя линию $d_с=\text{const}$ до пересечения с изотермами $t_{уа}$ и $t_{ра}$ соответственно в точках *а* и *б*, на основании пропорции определим положение точки *с*:

$$\frac{L_{па}}{аб}=\frac{L_{ва}}{бс},$$

откуда

$$бс=аб\,\frac{L_{ва}}{L_{оа}}.$$

Отложив от точки *б* на линии $d_с=\text{const}$ отрезок *бс*, получим точку *с*, характеризующую средние параметры удаляемого воздуха. Через эту точку проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении *А*, а через точку *Н* — луч подогрева приточного воздуха. Точка их пересечения *1* определяет параметры приточного

воздуха в зимнее время. Точка *2* пересечения направления луча процесса $\varepsilon_а$ с изотермой $t_{ра}$ характеризует параметры воздуха в рабочей зоне, а точка *3* пересечения этого луча с изотермой $t_{уа}$ определяет состояние воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения *А*.

Для определения точки *4* смеси приточного воздуха, поступающего в помещение *Б*, воспользуемся пропорцией

$$\frac{L_{об}}{1\text{-}2} = \frac{L_{пб}}{2\text{-}4},$$

откуда

$$2\text{-}4 = (1\text{-}2)\frac{L_{пб}}{L_{об}}.$$

Отложив от точки *2* длину отрезка *2—4*, получим положение искомой точки *4*.

Далее через точку *4* проводим луч процесса изменения состояния воздуха $\varepsilon_б$ в помещении *Б*. Точка *5* пересечения этого луча с изотермой $t_{рб}$ определяет состояние воздуха в рабочей зоне помещения *Б*.

Количество тепла, удаляемого из рабочей зоны этого помещения, составит:

$$Q_{рб} = L_{рб}(I_5 - I_4) \ [ккал/ч].$$

Если общее количество полного тепла, выделяющегося в помещении *Б*, составляет $\Sigma Q_{пб}$, то количество тепла, удаляемого из верхней зоны, будет равно:

$$Q_{вб} = \sum Q_{пб} - Q'_{рб} \ [ккал/ч].$$

Теплосодержание воздуха, удаляемого из верхней зоны, в этом случае будет равно:

$$I_6 = I_4 + \frac{Q_{вб}}{L_{вб}} \ [ккал/кг\ сух.\ возд].$$

Точка пересечения $I_6 = \text{const}$ с направлением луча процесса $\varepsilon_б$ определяет состояние воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения *Б*.

Через точку *5* проводится луч процесса изменения состояния воздуха в укрытии $\varepsilon_э$ до пересечения с линией $I_7 = \text{const}$ в точке *7*, характеризующей состояние воздуха, удаляемого из укрытия. Значение величины I_7 можно определить из выражения

$$I_7 = I_5 + \frac{\sum Q_{пу}}{L_{рб}} \ [ккал/кг\ сух.\ возд].$$

В заключение следует заметить, что отсутствие точных данных о распределении температуры и влагосодержания по высоте помещения придает изложенному методу расчета приближенный характер.

§ 10. ПРИМЕНЕНИЕ ПСИХРОМЕТРИЧЕСКОЙ ДИАГРАММЫ ДЛЯ РАСЧЕТА ВОЗДУХООБМЕНА В ПОМЕЩЕНИЯХ С ИЗБЫТОЧНЫМ ТЕПЛОМ И ВЛАГОЙ

Выше было показано (см. гл. I, § 10), что угловой коэффициент ψ в психрометрической диаграмме определяется следующим выражением:

$$\psi = 1 - \frac{597{,}4}{\Delta I / \Delta d} = 1 - \frac{597{,}4}{\varepsilon}. \qquad \text{(а)}$$

Здесь ε — угловой коэффициент луча процесса при изображении его на $I-d$-диаграмме, который, как известно, определяется по формуле III-27 (см. гл. III, § 3):

$$\varepsilon = \frac{Q_т + W t_w + \sum Gi + Q_{от} - Q_п}{W + \sum G}. \qquad \text{(б)}$$

Подставив в формулу (а) выражение углового коэффициентна ε, после несложных преобразований получим:

$$\psi = \frac{(Q_т + W t_w + \sum Gi + Q_{от} - Q_п) - 597{,}4(W + \sum G)}{Q_т + W t_w + \sum Gi + Q_{от} - Q_п}. \qquad \text{(III-43)}$$

Необходимое количество вентиляционного воздуха можно определить по формуле

$$L = \frac{Q_т + W t_w + \sum Gi + Q_{от} - Q_п}{I_2 - I_1} \ [кг/ч]. \qquad \text{(III-44)}$$

Пример. Определить количество вентиляционного воздуха для помещения, в котором происходит выделение тепла и влаги. Количество явного тепла в помещении составляет $Q_т = 20\,000$ *ккал/ч*, количество испаряющейся влаги $W = 25$ *кг/ч* при температуре воды $t_w = +19°$; количество выделяющегося пара $G = 20$ *кг/ч* при теплосодержании $i = 640$ *ккал/кг*. Внутренняя температура $t_в = +22°$; относительная влажность воздуха внутри помещения $\varphi_в = 70\%$; наружная температура $t_{нз} = -15°$; $\varphi_{нз} = 80\%$.

Расчет нужно произвести для случая включенного отопления ($Q_п = Q_{от}$).

Обработка приточного воздуха должна заключаться только в его подогреве.

Решение. Величину углового коэффициента луча процесса изменения состояния воздуха в помещении определяем из выражения III-43 при условии $Q_{от} = Q_п$:

$$\psi = \frac{(20\,000 + 25 \cdot 19 + 20 \cdot 640) - 597{,}4(25 + 20)}{20\,000 + 25 \cdot 19 + 20 \cdot 640} = 0{,}2$$

Через точку *2* (рис. 42), характеризующую состояние внутреннего воздуха, проводим луч процесса в помещении с угловым коэффициентом $\psi = 0{,}2$.

Если состояние наружного воздуха определяется на диаграмме точкой *3*, то, проведя через нее луч подогрева с угловым коэффициентом $\psi = -1$ до пересечения с направлением луча процесса в помещении, получим точку *1*, параметры которой соответствуют параметрам приточного воздуха: $t_в = 15{,}9°$; $t_м = 4{,}8°$; $t_р = -18°$.

При помощи масштабной линейки определяем расстояние между линиями $t_м$=const, проходящими через точки *2* и *1*, а следовательно, и разность теплосодержаний $I_2 - I_1$=8,1 *ккал/кг*. Количество вентиляционного воздуха определяется по формуле III-44.

$$L = \frac{20\,000 + 25 \cdot 19 + 20 \cdot 640}{8,1} = 4130 \text{ кг/ч}.$$

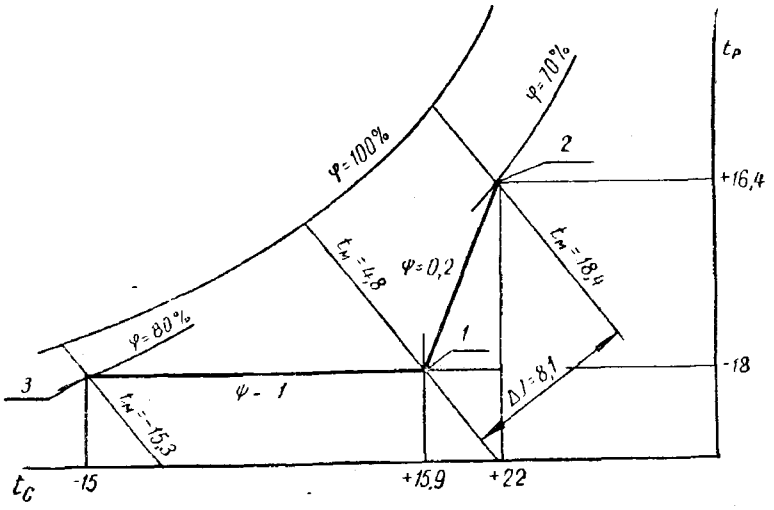


Рис. 42. Графический расчет воздухообмена при помощи психрометрической диаграммы

Глава IV

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О КОНДИЦИОНИРОВАНИИ ВОЗДУХА

§ 1. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА В ЛЕТНИЙ И ЗИМНИЙ ПЕРИОДЫ

Известно, что термодинамическое состояние воздушной среды в помещении изменяется в результате поступления в нее водяного пара и тепла. Если по условиям технологических и биологических процессов, протекающих в помещении, требуется поддерживать определенные параметры воздуха, то в этих случаях приходится предусматривать устройство кондиционирования воздуха.

Кондиционирование воздуха является высшей ступенью развития вентиляционной техники; все относящиеся сюда мероприятия дают возможность поддерживать в помещении определенное состояние воздуха независимо от изменения внешних факторов (погода, время года) и внутренних (изменение тепло- и влаговыделений в помещении).

В совокупности под кондиционированием воздуха понимают нагревание или охлаждение, увлажнение или осушение, очистку, дезодорацию и ионизацию воздуха. В настоящей главе рассмотрены только те случаи кондиционирования, которые связаны с тепловлажностной обработкой приточного воздуха.

Проанализируем с помощью $I-d$-диаграммы необходимость в кондиционировании воздуха для различных расчетных режимов при условии поддержания в помещении заданных параметров внутреннего воздуха.

Летний режим. Допустим, что точка B (рис. 43) соответствует заданному состоянию воздуха в помещении, точка $П$ — состоянию приточного воздуха, точка $Н$ — состоянию наружного.

В целях упрощения дальнейших рассуждений примем прямоточную схему обработки воздуха (т. е. без применения рециркуляции), при которой весь приточный воздух будет забираться снаружи, обладая при этом состоянием, соответствующим точке $Н$. Взаимное положение точек $Н$ и $П$, как это видно из рис. 43, показывает, что наружный воздух имеет более высокое тепло- и влагосодержание, нежели при заданном состоянии приточного воздуха (точка $П$).

Следовательно, для того чтобы получить приточный воздух с параметрами точки $П$, необходимо наружный воздух подвергнуть соответствующей тепловлажностной обработке, чтобы наружный воздух понизил влагосодержание на величину Δd, а теплосодержание — на величину ΔI (т. е. он должен быть охлажден и осушен).

Зимний режим. Примем, что точка B (рис. 44) определяет заданное состояние внутреннего воздуха, точка $П$ — приточного,

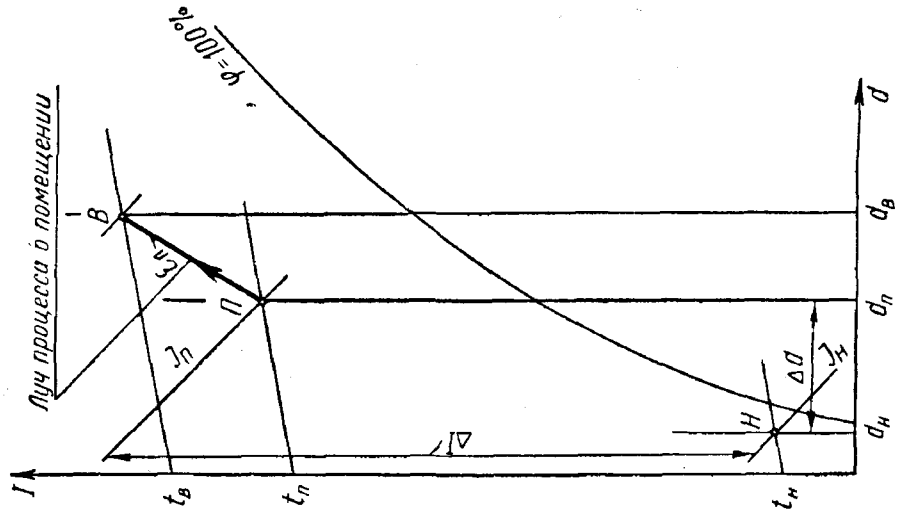


Рис. 44. Зимний режим

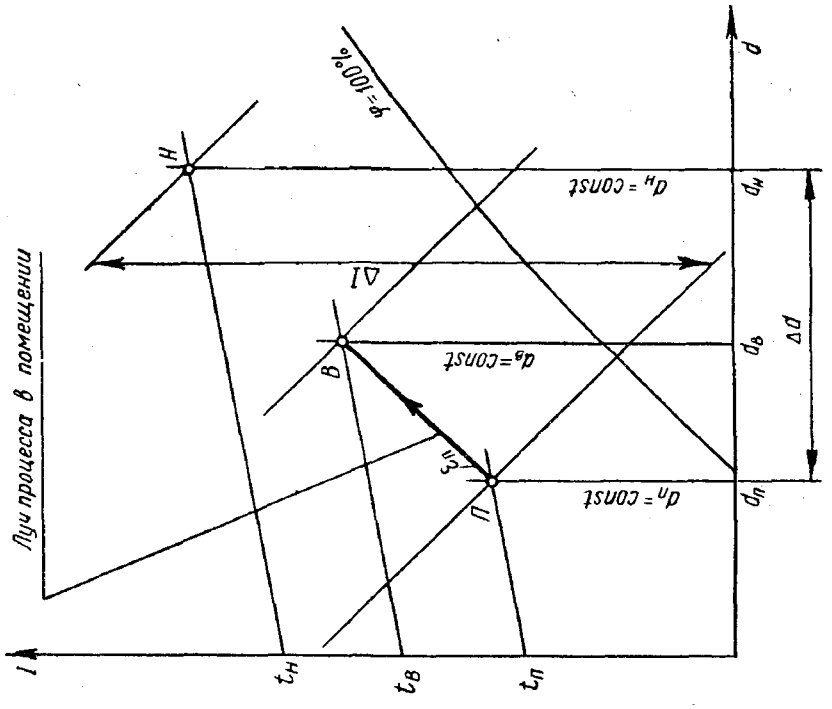


Рис. 43. Летний режим

точка H — наружного, а линия $П — В$ является лучом процесса изменения состояния воздуха в помещении.

Допустим, что в зимнее время, так же как и летом, применяется прямоточная схема. Из рис. 44 видно, что для получения заданного состояния приточного воздуха, отвечающего параметрам точки $П$, необходимо в процессе обработки наружного воздуха повысить его влагосодержание на величину Δd, а теплосодержание — на величину ΔI (т. е. нагреть и увлажнить).

Итак, на основании изложенного видно, что для поддержания постоянных параметров воздуха в помещении требуется в летнее время охлаждать и осушать его, а зимой — увлажнять и нагревать.

Такая тепловлажностная обработка воздуха обычно производится в специальных аппаратах, называемых кондиционерами.

Основные принципы работы кондиционирующих устройств описаны ниже.

§ 2. МЕТОДЫ ОХЛАЖДЕНИЯ И НАГРЕВАНИЯ, ОСУШЕНИЯ И УВЛАЖНЕНИЯ ВОЗДУХА, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В ТЕХНИКЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

Воздух охлаждают с помощью специальных теплообменных аппаратов — воздухоохладителей, которые бывают двух типов: поверхностные «сухие» и «мокрые». В «сухих» поверхностных охладителях воздух приходит в контакт с охлаждающей поверхностью гладких или ребристых труб, через которые пропускаются холодная вода, рассол или холодильный агент. В «мокрых» воздухоохладителях воздух охлаждается при соприкосновении его с каплями холодной воды (которая разбрызгивается с помощью форсунок в специальной камере) или со смоченной поверхностью слоя фарфоровых или металлических колец, орошаемых холодной водой или рассолом. В некоторых случаях для охлаждения воздуха используют натуральный дробленый лед, через слой которого пропускается охлаждаемый воздух.

Воздух может охлаждаться только в том случае, когда температура охлаждающих поверхностей будет ниже его температуры. Если температура поверхности «сухого» воздухоохладителя ниже температуры охлаждаемого воздуха по сухому термометру, но выше температуры точки росы, то процесс охлаждения происходит при постоянном влагосодержании; от воздуха отводится только явное тепло, вследствие чего его температура будет понижаться. Если же температура поверхности «сухого» воздухоохладителя ниже температуры точки росы, то процесс охлаждения уже не протекает по линии $d=$const, а станет сопровождаться конденсацией водяных паров из воздуха. В этом случае воздух будет не только охлаждаться, но и осушаться.

При непосредственном контакте воздуха с капельками разбрызгиваемой воды или смоченной поверхностью колец изменение со-

стояния его будет зависеть от температуры воды. Если температура воды ниже температуры воздуха по мокрому термометру, но выше температуры точки росы, то температура воздуха, приходящего в соприкосновение с водой, будет понижаться. При этом вследствие происходящего испарения воды содержание влаги в воздухе будет увеличиваться, а теплосодержание его будет понижаться. Последнее объясняется тем, что количество скрытого тепла, поступающего в воздух с водяными парами, меньше количества явного тепла, отданного воздухом при соприкосновении с водой.

Когда температура воды ниже температуры точки росы охлаждаемого воздуха, будет происходить охлаждение и осушение его точно так же, как и при контакте воздуха с твердыми охлаждающими поверхностями. Когда температура охлаждающей воды равна температуре точки росы, то охлаждение не насыщенного водяными парами воздуха могло бы происходить без выпадения конденсата или увлажнения воздуха, т. е. происходил бы чистый теплообмен без влагообмена. Последнее легко можно объяснить с помощью $I-d$-диаграммы. Если обратиться к рис. 45, на котором точка *1* соответствует начальному состоянию охлаждаемого воздуха, а точка *2* — состоянию воздуха в пограничном слое над поверхностью капель или пленки воды, имеющей температуру $t_2 = t_p$, то видно, что процесс охлаждения воздуха изображается прямой *1—2*, направленной по линии $d=\text{const}$.

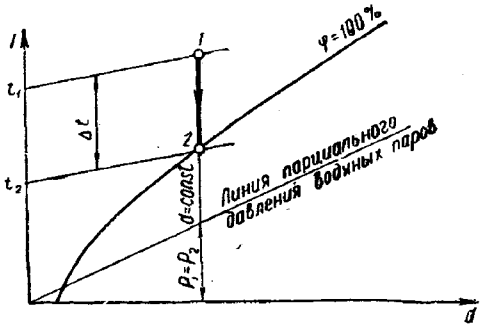


Рис. 45. Охлаждение воздуха, происходящее при $d=\text{const}$

Наличие разности температур $\Delta t = t_1 - t_2$ вызывает явный теплообмен между воздухом и водой. Что же касается влагообмена, то отсутствие потенциала переноса влаги ($\Delta p = p_2 - p_1 = 0$) исключает какой-либо перенос влаги.

При температуре разбрызгиваемой воды (пленки), равной температуре мокрого термометра, охлаждаемый воздух, приходя в соприкосновение с поверхностью воды, будет отдавать явное тепло, и температура его будет понижаться. Однако температура воды, несмотря на происходящий теплообмен, будет в этом случае оставаться постоянной и равной температуре мокрого термометра (так как тепло, отданное воздухом, полностью расходуется на испарение влаги, которая, поступая в парообразном состоянии в воздух, возвращает ему это тепло, но только в скрытом виде). Таким образом, в этом случае воздух понижает свою температуру, отдавая явное тепло при соприкосновении с водой, и вместе с тем увлажняется.

Теплосодержание воздуха в этом процессе сохраняется почти постоянным, поэтому такие процессы тепло- и влагообмена принято называть адиабатическими.

Изложенное наглядно иллюстрирует рис. 46, на котором точка *1* характеризует начальное состояние воздуха. Значение углового коэффициента луча процесса изменения состояния воздуха при контакте с водой, имеющей температуру, равную $t_м$, согласно выражению (I-69), будет равно $\varepsilon = t_м$. Проведя через точку *1* луч процесса с угловым коэффициентом $\varepsilon = t_м$ до пересечения с линией $\varphi = 100\%$, получим точку *2*, изотерма которой соответствует температуре мокрого термометра $t_{м1}$. При теоретическом процессе точка *2* определяет конечное состояние воздуха после его контакта с водой.

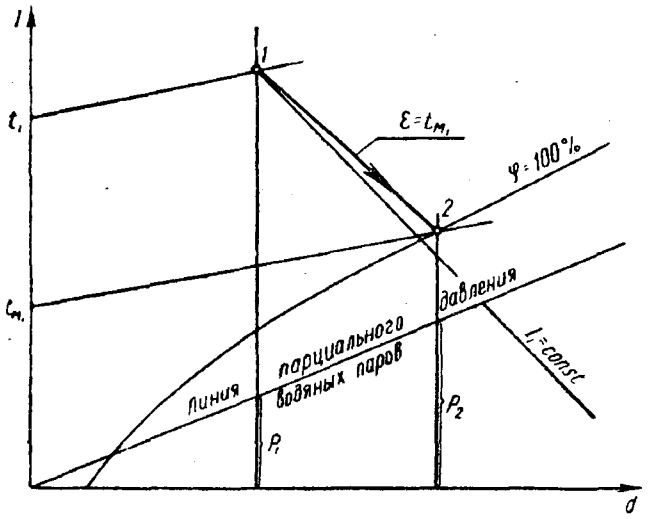


Рис. 46. Адиабатический процесс обработки воздуха

Анализируя сделанное построение, можно констатировать, что при малых значениях $t_м$ процесс будет настолько близок к адиабатическому, что без особой погрешности можно принимать $\varepsilon = t_{м1} = 0$, т. е. будем считать, что изменение состояния воздуха совершается по прямой $I = \text{const}$ (как это обычно принимается в практических расчетах кондиционирования воздуха). Потенциалом переноса тепла в этом случае является $\Delta t = t_1 - t_{м1}$, а потенциалом переноса влаги $\Delta p = p_2 - p_1$.

Принцип рассмотренного адиабатического процесса широко используется для снижения температуры приточного воздуха в летнее время в районах с пониженной относительной влажностью наружного воздуха.

Последнее объясняется тем, что чем меньше влажность наружного воздуха, тем на большее число градусов можно снизить его температуру, применяя адиабатический процесс. Однако при этом надо иметь в виду, что в результате такой обработки воздух при-

нимает относительную влажность, близкую к 100%. Поэтому использовать такой приточный воздух можно только для помещений со значительным выделением в них явного тепла и незначительным выделением влаги.

Увлажнять воздух можно путем разбрызгивания воды при температуре, значительно превышающей температуру увлажняемого воздуха по сухому термометру. В этом случае испарение влаги будет происходить за счет тепла остывающих при соприкосновении с воздухом капель воды. Наличие разности температур между капельками воды и воздухом будет вызывать явный теплообмен, сопровождающийся повышением температуры воздуха. Полное теплосодержание воздуха увеличится по сравнению с начальным как за счет явного, так и скрытого тепла, перенесенного в воздух вместе с водяным паром.

В некоторых случаях воздух увлажняют путем непосредственного подмешивания к нему водяного пара. Выше было показано (см. выражение I-35), что этот процесс характеризуется угловым коэффициентом $\varepsilon = i_п$ (где $i_п$ — теплосодержание водяного пара). Величина $i_п$ при нормальном барометрическом давлении и температуре 100° имеет величину 639 *ккал/кг*. При таком значении ε процесс увлажнения будет сопровождаться весьма незначительным повышением температуры воздуха.

При использовании для целей увлажнения перегретого пара можно значительно повысить температуру воздуха и тем самым избежать необходимости в специальном устройстве для дополнительного подогрева воздуха. Однако следует заметить, что пар для целей кондиционирования воздуха применяется весьма редко из-за свойственного ему неприятного специфического запаха.

Охлаждать и увлажнять воздух можно также с помощью перегретой воды. Принцип охлаждения воздуха в этом случае основан на использовании эффекта испарения при вскипании распыляемой перегретой воды. Расход тепла на парообразование в этом случае, как показали исследования, превышает теплосодержание разбрызгиваемой перегретой воды, вследствие чего недостающее количество тепла возмещается за счет явного тепла воздуха, температура которого при этом понижается. Испарившаяся вода поступает в воздух и повышает его влагосодержание.

Нагревать воздух можно с помощью калориферов, в которых нагревающей поверхностью служат гладкие или оребренные трубы. Процесс нагревания воздуха в калорифере, как это известно из предыдущего, протекает при постоянном влагосодержании. Однако с повышением температуры воздуха его относительная влажность падает.

Иногда для осушения воздуха применяют твердые или жидкие влагопоглощающие вещества. Процесс осушения в случае применения влагопоглощающих веществ обычно сопровождается повышением температуры осушаемого воздуха вследствие перехода скрытого тепла (при конденсации водяных паров) в явное.

§ 3. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ НЕПОСРЕДСТВЕННОМ КОНТАКТЕ ВОЗДУХА С ВОДОЙ

В практике кондиционирования воздуха для целей охлаждения и осушения довольно широко распространены аппараты, работающие при непосредственном контакте воздуха с водой.

Для подобных аппаратов при отсутствии потерь тепла в окружающую среду должен существовать тепловой баланс между количеством тепла, отданным воздухом, и количеством тепла, воспринятым водой, т. е.

$$L(I_1 - I_2) = W(t_{кв} - t_{нв}), \qquad \text{(IV-1)}$$

где L — количество воздуха, приходящее в контакт с охлаждающей водой, *кг/ч*;

I_1, I_2 — начальное и конечное теплосодержание воздуха, *ккал/кг сух. возд*;

W — количество воды, приходящее в контакт с воздухом, *кг/ч*;

$t_{нв}$ — начальная температура воды;

$t_{кв}$ — конечная температура воды.

Выражение IV-1 можно представить в виде

$$I_1 - I_2 = \frac{W}{L}(t_{кв} - t_{нв}). \qquad \text{(IV-2)}$$

Отношение $W : L$ в технике кондиционирования воздуха называют коэффициентом орошения, представляющим собой количество разбрызгиваемой воды, приходящееся на 1 *кг* сухого воздуха. Если величину этого отношения обозначить через μ, то выражение IV-2 будет иметь вид:

$$I_1 - I_2 = \mu(t_{кв} - t_{нв}). \qquad \text{(IV-3)}$$

В § 2 настоящей главы указывалось, что теплообмен между воздухом и водой может происходить как при непосредственном контакте воздуха с водой, так и при соприкосновении воздуха с охлаждающей твердой поверхностью гладких или оребренных труб. Непосредственный контакт воздуха с водой является более общим случаем, так как теплообмен здесь почти всегда сопровождается влагообменом. Явление влагообмена во втором случае возможно лишь тогда, когда температура охлаждающей поверхности ниже температуры точки росы.

Отличительной особенностью явного теплообмена является то, что он происходит только под влиянием разности температур, тогда как скрытый теплообмен (происходящий в результате испарения или конденсации) обусловлен наличием разности парциальных давлений у поверхности жидкости и в окружающем воздухе.

В общем случае полное количество обмененного тепла между воздухом и водой можно выразить в следующей дифференциальной форме [Л. 22]:

$$dQ_o = dQ_я + dQ_c, \qquad \text{(IV-4)}$$

где dQ_o — общее количество тепла;
$dQ_я$ — количество явного тепла;
dQ_c — количество скрытого тепла.

Теплообмен в кондиционерах (в общем случае) происходит тремя путями: конвекцией, излучением и испарением или конденсацией влаги.

Теплообмен излучением в кондиционерах, работающих при скорости воздуха 2—3 *м/сек*, незначителен (по данным исследований Зворыкина), вследствие чего практически им можно пренебречь. Таким образом, под явным теплообменом, происходящим в кондиционерах, в дальнейшем будем подразумевать только тепло, переданное конвекцией.

Если рассматривать конвективный теплообмен, происходящий на бесконечно малом элементе поверхности dF, то количество тепла, переданного путем конвекции, будет определяться следующим выражением:

$$dQ_я = Lc_p dt = \alpha_к (t - t_п)\, dF, \qquad \text{(IV-5)}$$

где c_p — теплоемкость воздуха при постоянном давлении, *ккал/кг · град*;
$\alpha_к$ — коэффициент конвективного теплообмена, *ккал/м² ч · град*;
t — температура воздуха, *град*;
$t_п$ — температура охлаждающей поверхности (капелек воды или твердой поверхности), *град*;
dF — поверхность теплообмена, *м²*.

Условимся в дальнейшем считать положительным такое направление потока тепла в уравнении IV-5, при котором он направлен от воздуха к воде.

Величина $\alpha_к$ является функцией ряда факторов, из которых основным является скорость воздуха. Для локальных капель, омываемых воздухом, величину $\alpha_к$ определяют из выражения II-27.

Разность парциальных давлений водяного пара у поверхности капли воды и в воздухе, приходящем с ней в соприкосновение, обусловливает возникновение процесса влагообмена. Количество обмененной влаги при контакте воздуха с поверхностью dF (капелек воды) можно выразить при нормальном барометрическом давлении уравнением II-4, написанным в дифференциальной форме:

$$dW = Ld\left(\frac{d}{1000}\right) = \beta'(p - p_п)\, dF, \qquad \text{(IV-6)}$$

где β' — коэффициент влагообмена;
p — парциальное давление водяных паров в основной массе воздуха;
$p_п$ — парциальное давление водяных паров в пограничном слое воздуха у поверхности воды.

В дальнейшем будет удобнее пользоваться не разностью парциальных давлений, а разностью влагосодержаний.

Так как обычно кондиционеры работают с температурой воздуха до 20°, для этих температур можно приближенно принимать

$$\frac{p-p_{\text{п}}}{d-d_{\text{п}}}=A\approx \text{const}.$$

В этом случае величину β' следует заменить величиной $\beta''=\beta' A$.

Приняв это допущение, выражение IV-6 можно переписать в следующем виде:

$$dW=Ld\left(\frac{d}{1000}\right)=\beta''\left(\frac{d-d_{\text{п}}}{1000}\right)dF, \qquad \text{(IV-7)}$$

где d — влагосодержание в основной массе воздуха;

$d_{\text{п}}$ — влагосодержание воздуха в пограничном слое, которое принимается при температуре поверхности воды и полном насыщении воздуха водяными парами.

Количество скрытого тепла, обмененного между воздухом и водой, будет равно:

$$dQ_{\text{с}}=rdW=Lr\,d\left(\frac{d}{1000}\right)=\beta''\left(\frac{d-d_{\text{п}}}{1000}\right)r\cdot dF, \qquad \text{(IV-8)}$$

где $r=597{,}4-0{,}57\,t$ — теплота испарения, *ккал/кг*.

Подставив выражения IV-5 и IV-8 в уравнение IV-4 и вынеся за скобки величину β'', будем иметь:

$$dQ_{\text{о}}=LdI=\alpha_{\text{к}}(t-t_{\text{п}})\cdot dF+\beta''r\left(\frac{d-d_{\text{п}}}{1000}\right)dF=$$

$$=\beta''\left[\frac{\alpha_{\text{п}}}{\beta''}(t-t_{\text{п}})+r\left(\frac{d-d_{\text{п}}}{1000}\right)\right]dF. \qquad \text{(IV-9)}$$

Исследованиями установлено, что при испарении жидкости в условиях турбулентного движения отношение $\alpha_{\text{к}}:\beta''$ с достаточным приближением можно принимать равным величине теплоемкости влажного воздуха [Л. 57], т. е.

$$\frac{\alpha_{\text{к}}}{\beta''}\approx c_{\text{р}}=0{,}24+0{,}43\frac{d}{1000}. \qquad \text{(IV-10)}$$

Для условий ламинарного движения на основе тех же исследований это отношение можно принять равным

$$\frac{\alpha_{\text{к}}}{\beta''}=0{,}92c_{\text{р}}. \qquad \text{(IV-11)}$$

Исследования показали также, что отношение $\alpha_{\text{к}}:\beta''$ зависит от интенсивности теплообмена между воздухом и водой. В условиях сравнительно небольшой интенсивности теплообмена, происходящего в кондиционерах, в которых температура воды изменяется в

пределах до 5°, это отношение с достаточным для практических условий приближением можно принимать равным теплоемкости влажного воздуха, не усложняя вывода поправками, так как до настоящего времени зависимости, определяющие коэффициенты $\alpha_к$ и β'', еще недостаточно изучены.

Подставив значения $\alpha_к : \beta'' = c_р$ и величину r в раскрытом виде в выражение IV-9, после соответствующих преобразований получим:

$$dQ_о = L\,dI = \beta''\left[c_р(t - t_п) + r\left(\frac{d - d_п}{1000}\right)\right]dF =$$

$$= \beta''\left[\left(0{,}24t + 0{,}43t\frac{d}{1000} + 597{,}4\frac{d}{1000}\right) - \left(0{,}24t_п + 0{,}43t_п\frac{d_п}{1000} + \right.\right.$$

$$\left.\left. + 597{,}4\frac{d_п}{1000}\right) - 0{,}57\frac{d - d_п}{1000}t_п\right]dF. \qquad \text{(IV-12)}$$

Анализ выражения IV-12 показывает, что суммы членов, находящихся в круглых скобках правой части уравнения, представляют собой соответственно теплосодержание воздуха перед контактом его с водой I и теплосодержание воздуха после контакта его с водой $I_п$.

В теоретических условиях тепло- и влагообмена величина $I_п$ должна соответствовать температуре поверхности воды $t_п$ и состоянию полного насыщения $d_п$.

Слагаемое $-\left(0{,}57\frac{d - d_п}{1000}t_п\right)$ в правой части уравнения IV-12 представляет собой теплосодержание испарившейся или сконденсировавшейся влаги, учитывающее теплоту перегрева водяных паров. Так как эта величина весьма незначительна по сравнению с разностью теплосодержаний $(I - I_п)$, то ею без особой погрешности можно пренебречь. В этом случае уравнение IV-12 можно переписать в следующем виде:

$$dQ_о = L\,dI = \beta''(I - I_п)dF = \beta''\Delta I\,dF. \qquad \text{(IV-13)}$$

Выражение IV-13 является основным дифференциальным уравнением теплообмена, происходящего при непосредственном контакте воздуха с водой. Однако это уравнение характеризует процесс теплообмена между воздухом и водой только с количественной стороны, так как с помощью его можно определить лишь теплосодержание воздуха после обработки его водой.

§ 4. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ВОЗДУХА ПРИ НЕПОСРЕДСТВЕННОМ КОНТАКТЕ ЕГО С ВОДОЙ

Практические расчеты кондиционирования воздуха обычно связаны с необходимостью построения на $I - d$-диаграмме процессов изменения состояния воздуха при контакте его с водой или твердой («сухой») охлаждающей поверхностью.

Для того чтобы установить характер линии, изображающей процесс в координатах $I - d$, разделим выражение IV-13 на IV-7. В результате получим дифференциальное уравнение изменения состояния воздуха:

$$\frac{dI}{d\left(\frac{d}{1000}\right)} = \frac{I - I_{\text{п}}}{\frac{d - d_{\text{п}}}{1000}}. \qquad \text{(IV-14)}$$

Если бы в процессе тепло- и влагообмена параметры $I_{\text{п}}$ и $d_{\text{п}}$ оставались постоянными, то это выражение стало бы уравнением прямой, проходящей через точки с параметрами I, d и $I_{\text{п}}$, $d_{\text{п}}$. В реальных условиях температура охлаждающей поверхности не является постоянной, а изменяется вследствие нагревания воды за счет происходящего теплообмена.

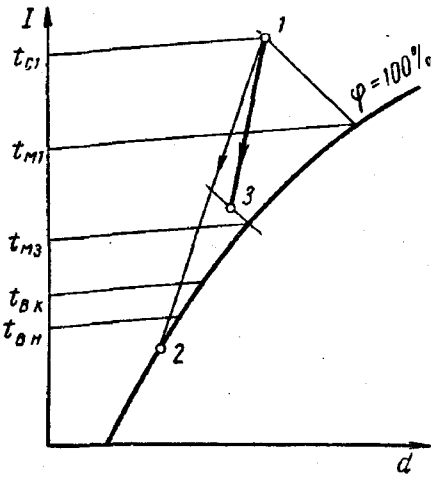


Рис. 47. Процессы охлаждения и осушения воздуха

Единственным случаем сохранения постоянной температуры поверхости тепло- и влагообмена является адиабатический процесс, при котором температура воды (см. выражение I-69) равна температуре мокрого термометра.

Так как в условиях политропических процессов $I_{\text{п}}$ и $d_{\text{п}}$ не являются постоянными ($t_{\text{п}}$ в процессе теплообмена непрерывно изменяется), то выражение IV-14 будет являться уравнением кривой, причем кривизна этой линии зависит от изменения величины $t_{\text{п}}$ и взаимного направления воздуха и воды. Однако в реальных камерах орошения при непосредственном контакте между воздухом и водой не представляется возможным установить взаимное направление воздуха и охлаждающей воды, так как в них в чистом виде ни параллельного тока, ни противотока практически не существует.

Наблюдениями установлено, что в теплообменных аппаратах с непосредственным контактом между воздухом и водой температура воды за счет происходящего теплообмена повышается обычно не больше чем на 4—5°. В этой связи с достаточным для практических расчетов приближением кривизной линии процесса можно пренебречь и считать, что процесс совершается по закону прямой *1—2* (рис. 47), проходящей через точку *1*, соответствующую начальному состоянию воздуха, и точку *2* на пограничной кривой в месте пересечения ее с изотермой, соответствующей температуре воды $t_{\text{в}}$.

Значение $t_{\text{в}}$ в соответствии с исследованиями, проведенными А. А. Гоголиным в 1940 г., в среднем определялось точкой, лежав-

шей на кривой $\varphi = 100\%$ и имевшей температуру, равную температуре воды после контакта ее с воздухом (т. е. конечную температуру воды $t_{вк}$).

Учитывая, что луч процесса имеет направление на точку, характеризующую конечную температуру воды, можно сделать вывод о том, что в дождевом пространстве форсуночного кондиционера преобладает параллельный ток и воздух в конце камеры соприкасается с уже нагревшимися капельками воды, движущимися вместе с воздухом к выходному сепаратору. При этом можно было бы считать, что при теоретическом процессе охлаждения и осушения воздуха его конечная температура приближается к конечной температуре воды. Однако в реальных условиях процесса тепло- и влагообмена конечные параметры воздуха обладают более высокой температурой, чем $t_{вк}$, и относительной влажностью, меньшей 100%. Точка *3*, определяющая это конечное состояние, лежит несколько правее линии *1—2*, причем значения относительной влажности конечного состояния воздуха, как показали исследования, колеблются в пределах примерно $\varphi = 90—97\%$ в зависимости от степени эффективности процесса тепло- и влагообмена, происходящего в камере. В практических расчетах кондиционирования эту точку с учетом указанных пределов относительной влажности находят путем построения процесса кондиционирования воздуха на $I—d$-диаграмме (см. гл. V).

Вследствие того что пока не разработана строгая теория расчета форсуночных кондиционеров, современные способы расчета этих аппаратов основываются на опытных данных, применимых только для испытанных типов кондиционеров. Ряд попыток обобщить эти опытные данные с помощью аппарата теории подобия пока не дал достаточно надежных результатов.

Зарубежные исследователи считают, что минимальное теплосодержание воздуха, достигаемое в форсуночных кондиционерах, не может быть ниже теплосодержания насыщенной воздушно-паровой смеси при конечной температуре охлаждающей воды.

Допустим, что начальные параметры обрабатываемого воздуха определяются точкой *1* (рис. 47), а конечные параметры — точкой *3*, положение которой найдено на основании сделанного построения процесса кондиционирования воздуха на $I—d$-диаграмме с учетом предельных значений относительной влажности. В этом случае процесс изменения состояния воздуха будет направлен от точки *1* к точке *3*. Следовательно, для условий теоретического процесса конечная температура воды должна быть равна температуре точки *3* по мокрому термометру $t_{мз}$. Но как показали исследования, конечная температура воды обычно бывает ниже значения $t_{мз}$.

В этой связи было введено понятие о коэффициенте эффективности процесса тепло- и влагообмена, происходящего в форсуночной камере, выражаемого формулой

$$E_0 = 1 - \frac{t_{мз} - t_{вк}}{t_{мн} - t_{вн}}, \qquad \text{(IV-15)}$$

где $t_{м1}$ — температура точки *1* по мокрому термометру;

$t_{вн}$ — начальная температура воды.

Если рассматривать теоретический процесс тепло- и влагообмена, происходящий в форсуночном кондиционере, то величина E_0 будет равна 1,0 и при этом $t_{мз}=t_{вк}$. В реальных условиях конечная температура воды бывает несколько ниже $t_{мз}$ (см. рис. 47). В большинстве случаев она отличается от начальной не более чем на 5°.

В заключение следует сказать, что описанное выше представление о механизме тепло- и влагообмена между каплями воды и воздухом носит приближенный характер, так как вопрос этот исследован еще недостаточно и в настоящее время эти исследования продолжаются.

§ 5. ОБЛАСТЬ ВОЗМОЖНЫХ ИЗМЕНЕНИЙ СОСТОЯНИЯ ВОЗДУХА ПРИ НЕПОСРЕДСТВЕННОМ КОНТАКТЕ ЕГО С ВОДОЙ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ЕЕ ТЕМПЕРАТУРАХ

В § 4 гл. IV было доказано, что при непосредственном контакте воздуха с водой процесс изменения состояния воздуха в $I-d$ диаграмме с достаточным приближением изображается прямой, проходящей через точку начального состояния воздуха и точку, соответствующую конечному состоянию.

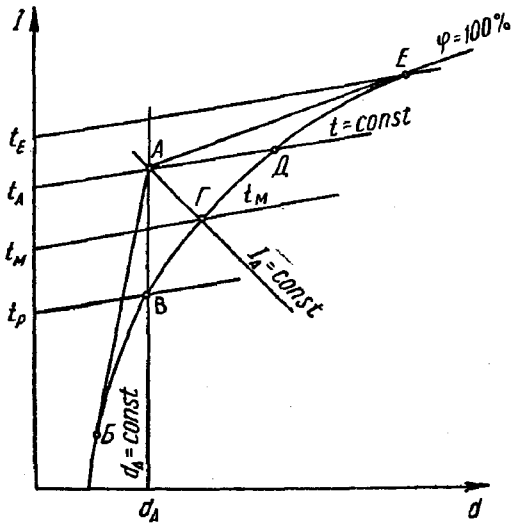


Рис. 48. Область возможных изменений состояния воздуха в теплообменном аппарате при начальном состоянии, характеризуемом точкой *A*, и всех возможных температурах воды или твердой охлаждающей поверхности

Все рассуждения предшествующего параграфа в основном велись применительно к условиям политропического процесса охлаждения и осушения воздуха.

Пользуясь установленной закономерностью, рассмотрим другие случаи, при которых воздух с начальным состоянием, характеризуемым точкой *A* (рис. 48), вступает в контакт с водой при различных ее температурах.

При этом следует иметь в виду, что температура воды, разбрызгиваемой в камере, не может быть ниже нуля градусов. Однако при использовании для обработки воздуха поверхностных воздухоохладителей температура охлаждающей поверхности может быть ниже нуля. В этом случае границей области возможных изме-

нений состояний воздуха при его охлаждении и осушении будет касательная *АБ*, проведенная из точки *А* к кривой $\varphi=100\%$.

Другой линией, ограничивающей область возможных изменений состояния воздуха при непосредственном его контакте с водой, будет касательная *АЕ*.

Таким образом, область криволинейного треугольника *БАЕ* является геометрическим местом точек возможных изменений состояния воздуха в теплообменных аппаратах. Следует иметь в виду, что в реальной действительности точки, характеризующие конечное состояние воздуха, обычно лежат несколько выше кривой $\varphi=100\%$.

На рис. 48 нанесены линии наиболее характерных процессов, которые могут происходить в теплообменных аппаратах, предназначенных для обработки воздуха.

В целях более подробного рассмотрения тепло- и влагообмена, свойственного этим характерным процессам, воспользуемся выражением IV-9, переписав его в следующем виде:

$$dQ_0=\beta''\left[c_p(t-t_п)+r\left(\frac{d-d_п}{1000}\right)\right]dF. \qquad \text{(IV-16)}$$

Оба слагаемых правой части этого выражения, заключенных в квадратные скобки, в зависимости от знака разности температур и влагосодержаний, могут быть положительными, отрицательными или равными нулю.

При охлаждении воздуха и осушении его (линия *АБ*) оба слагаемых будут иметь положительные знаки; при охлаждении воздуха, происходящем при $d_а=\text{const}$ (линия *АВ*), первое слагаемое имеет положительный знак, а второе обращается в нуль.

Адиабатический процесс (линия *АГ*) характерен тем, что первое слагаемое имеет знак плюс, а второе — минус, причем с достаточным приближением можно считать, что абсолютные значения этих слагаемых равны между собой, вследствие чего $dQ_0=0$. Это, однако, не говорит о том, что процесс теплообмена и влагообмена не происходит, а лишь показывает, что в этом случае общее теплосодержание воздуха в начале и в конце процесса сохраняется (так как явное тепло, отданное воздухом воде, возвращается ему обратно вместе с водяными парами, но только в скрытом виде).

Изотермический процесс, изображенный линией *АД*, протекает при полном отсутствии явного теплообмена, поскольку $t_а=t_д$, вследствие чего первое слагаемое обращается в нуль; значение же второго слагаемого имеет конечную величину, но с отрицательным знаком (он показывает, что теплообмен за счет скрытого тепла происходит в направлении от воды к воздуху).

Линия *АЕ* изображает процесс, при котором температура воды выше температуры воздуха. В этом случае как первое, так и второе слагаемое будут иметь отрицательные знаки, показывающие, что поток как явного, так и скрытого тепла направлен от воды к воздуху.

В заключение следует заметить, что все рассуждения, относящиеся к процессам, находящимся в пределах треугольника *АБВ*, справедливы и для случая, когда воздух контактирует не только непосредственно с водой, но и с твердой поверхностью, имеющей температуру ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха. Процессы, при которых может происходить испарение влаги (лежащие в пределах треугольника *АВЕ*), возможны только при непосредственном контакте обрабатываемого воздуха с поверхностью воды.

§ 6. ФОРСУНОЧНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

В § 1 гл. IV было показано, что для поддержания заданных параметров воздуха в помещении требуется соответствующая обработка приточного воздуха. В зимнее время тепловлажностная обработка обычно заключается в нагревании и увлажнении воздуха, а летом, когда тепло- и влагосодержание наружного воздуха выше заданного тепло- и влагосодержания воздуха в помещении, приточный воздух подвергается охлаждению и осушению.

Все перечисленные процессы обработки воздуха можно осуществлять с помощью форсуночных кондиционеров. Конструкции центральных форсуночных кондиционеров весьма разнообразны, что связано с особенностями обработки воздуха в каждом конкретном случае. По этим признакам аппараты для кондиционирования воздуха можно подразделить на три группы:

а) кондиционеры, работающие только на наружном воздухе (прямоточная схема кондиционирования воздуха);

б) кондиционеры, работающие только с первой рециркуляцией, при которой подмешивание рециркуляционного воздуха производится до камеры орошения;

в) кондиционеры, работающие с первой и второй рециркуляцией. В этих кондиционерах в отличие от группы «б» применяется второе подмешивание рециркуляционного воздуха после камеры орошения.

Кроме перечисленных групп, могут встречаться и другие модификации устройства кондиционеров, о которых будет сказано ниже.

На рис. 49 изображена схема устройства форсуночного кондиционера с первой и второй рециркуляцией. Наружный воздух поступает через жалюзийную решетку *1*, проходит через фильтр *2* и поступает в калорифер первого подогрева *3*, снабженный обходным клапаном *4* и клапанами *5*, предназначенными для регулирования подачи теплоносителя в калориферы. После калориферов первого подогрева наружный воздух смешивается с воздухом первой рециркуляции, и затем смесь поступает в форсуночную камеру, где она орошается водой, разбрызгиваемой из форсунок. В зависимости от температуры разбрызгиваемой воды воздух, соприкасаясь с капельками воды, может только увлажняться или увлажняться и нагреваться, или охлаждаться и осушаться одновременно.

Капельки разбрызгиваемой воды после контакта с воздухом выпадают в поддон камеры *14*, откуда с помощью трубы *15* забираются насосом *16* и вновь нагнетаются в форсунки. В результате такой рециркуляции воды последняя принимает температуру мокрого термометра, вследствие чего процесс в камере протекает адиабатически. Если требуется охлаждение и осушение воздуха, то воду из поддона камеры направляют в испаритель холодильной установки, в котором она охлаждается до заданной температуры, и затем вновь поступает в форсунки.

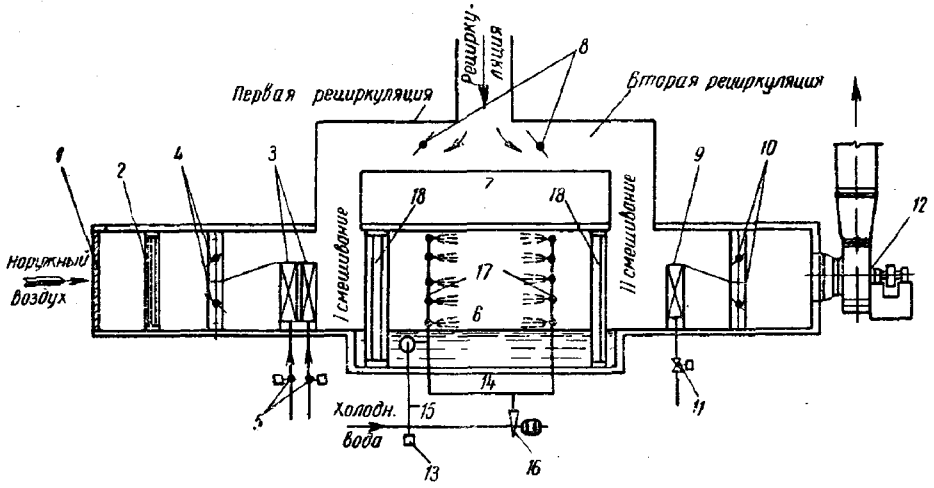


Рис. 49. Схема устройства форсуночного кондиционера с первой и второй рециркуляцией

Температуру воды регулируют с помощью трехходового смесительного крана *13*, позволяющего производить смешивание холодной воды с водой, забираемой из поддона камеры по трубе *15*. Форсунки, служащие для разбрызгивания воды, размещают в поперечном сечении камеры так, чтобы их факелы перекрывали все поперечное сечение. Вода подается к форсункам через трубные гребенки *17*, изготовляемые из газовых оцинкованных труб.

Число рядов (трубных гребенок) форсунок и направление факелов воды зависят от предельной эффективности камеры: обычно делают от 2 до 4 рядов, чаще 2—3. Перед входом и на выходе из камеры орошения устанавливают сепараторы *18*, предназначенные для улавливания капель воды, прорывающихся за пределы камеры. Кроме того, первый сепаратор по ходу воздуха способствует выравниванию скорости потока воздуха, поступающего в оросительную камеру.

После камеры орошения воздух вторично смешивается с рециркуляционным (2-я рециркуляция) и затем поступает в калорифер второго подогрева *9*, снабженный воздушными регулирующими смесительными клапанами *10* и клапанами *11*, регулирующими подачу теплоносителя.

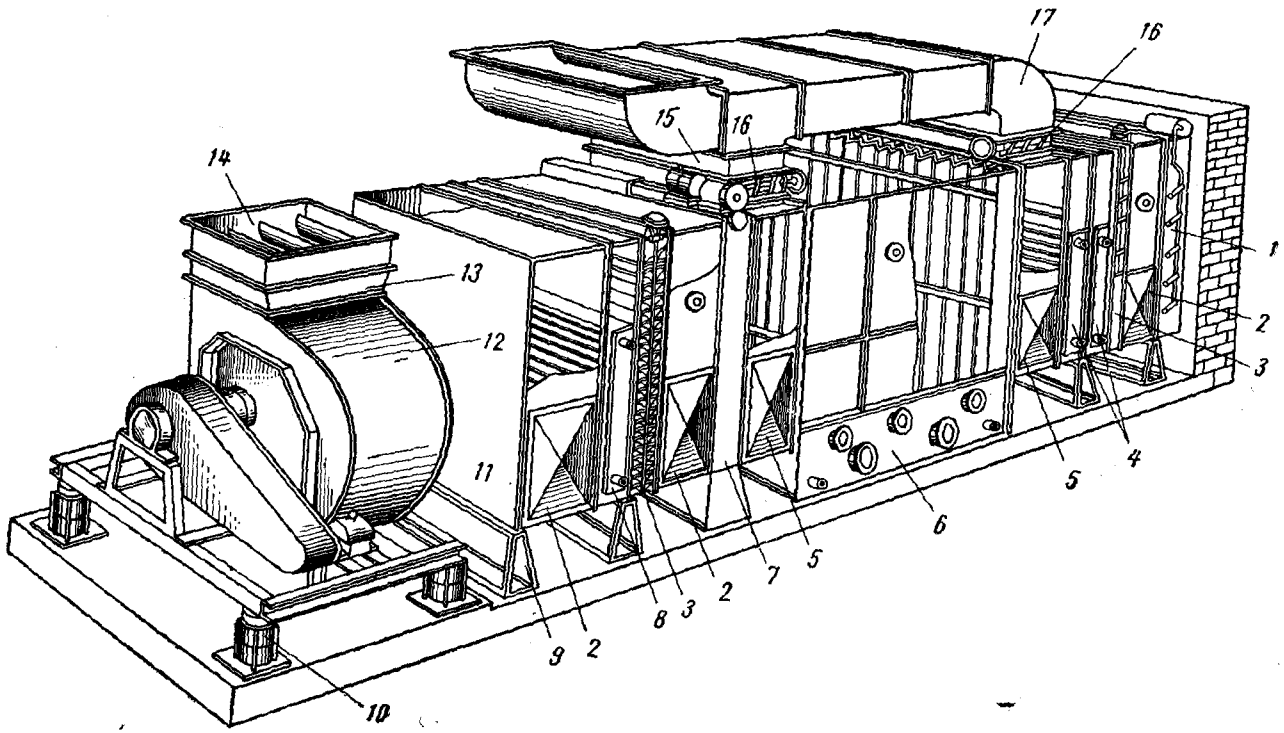


Рис. 50. Внешний вид центрального кондиционера из типовых секций:

1 — приемный утепленный клапан; *2* — промежуточная секция; *3* — сдвоенный клапан с пневматическим приводом; *4* — секция первого подогрева; *5* — смесительная секция; *6* — промывная камера; *7* — секция самоочищающихся фильтров; *8* — секция второго подогрева воздуха; *9* — подставки под секции; *10* — виброамортизационная рама; *11* — переходная секция к вентилятору; *12* — вентиляторная установка; *13* — клапан вентилятора; *14* — воздуховод, подающий воздух в кондиционируемое помещение; *15* — воздуховод второй рециркуляции; *16* — проходной клапан с пневматическим приводом; *17* — воздуховод первой рециркуляции

По выходе из калорифера второго подогрева воздух приобретает заданное состояние и затем с помощью центробежного вентилятора *12* нагнетается в воздуховоды приточной системы.

Рассмотренная выше схема кондиционера относится к группе «в».

Остальные схемы являются разновидностями данной, отличающимися в случае «а» отсутствием первой и второй рециркуляции, а в случае «б» отсутствием второй рециркуляции.

Схему обработки воздуха в кондиционере выбирают на основе расчета теплового и влажностного режима в помещении, для которого устраивается кондиционирование воздуха.

В настоящее время наша промышленность изготовляет форсуночные кондиционеры, состоящие из типовых секций (подогрева, форсуночной камеры, смесительных и промежуточных камер и т. д.). На рис. 50 представлен общий вид подобного кондиционера. Эти типовые кондиционеры рассчитаны на производительность от 10 000 до 240 000 $м^3$ воздуха в час.

§ 7. ФОРСУНКИ

Тепло- и влагообмен между воздухом и водой происходит более интенсивно в том случае, когда воздух соприкасается не с плоской поверхностью воды, а с мелкими каплями. Объясняется это тем, что при разбрызгивании воды достигается весьма развитая ее поверхность, вступающая в контакт с воздухом. Так, при диаметре капелек 0,1 *мм* общая поверхность 1 *л* воды составляет около 60 $м^2$. Кроме того, разность парциальных давлений у выпуклой поверхности капли больше, чем у плоской, вследствие чего интенсивность влагообмена увеличивается. Это увеличение упругости пара на поверхности капли по сравнению с плоской поверхностью выражают следующим образом:

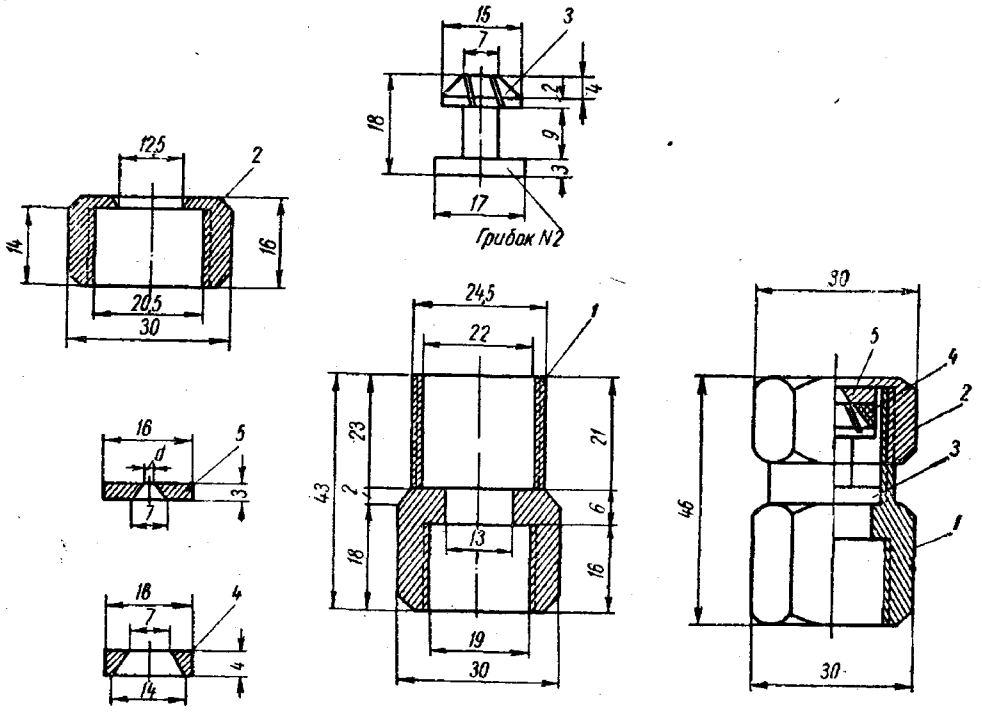
$$\Delta p_к = \frac{2\delta}{r} \cdot \frac{\gamma_п}{\gamma_ж}, \qquad \text{(IV-17)}$$

где δ — поверхностное натяжение, $кГ/м$;

r — радиус капли, $м$;

$\gamma_п$, $\gamma_ж$ — плотности пара и жидкости, $кг/м^3$.

Выше было указано, что раздробление воды на капли сильно развивает поверхность тепло- и влагообмена. В этой связи возникает вопрос о величине расчетной поверхности тепло- и влагообмена в данный момент. Эта расчетная поверхность должна быть равна сумме поверхностей того количества капель, которое в каждый данный момент находится в пределах объема камеры. Например, если длительность пребывания капель в камере равна 1 *сек*, то расчетная поверхность, образующаяся при разбрызгивании 1 *л* воды в час при диаметре капель 0,1 *мм*, составит: $60 : 3600 = 0{,}016$ $м^2$. Однако надо иметь в виду, что все эти рассуждения в значительной степени носят теоретический характер, так как практически опреде-



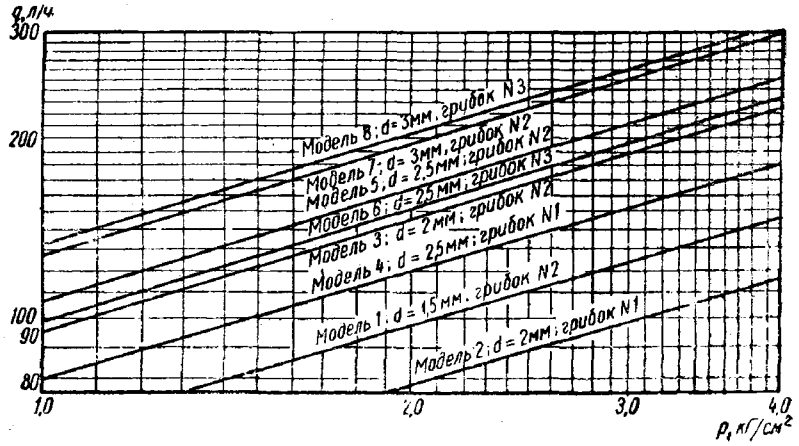


Рис. 51а. Прямоточная форсунка типа П-1:
1 — корпус; *2* — гайка; *3* — грибок; *4* — шайба; *5* — пластинка

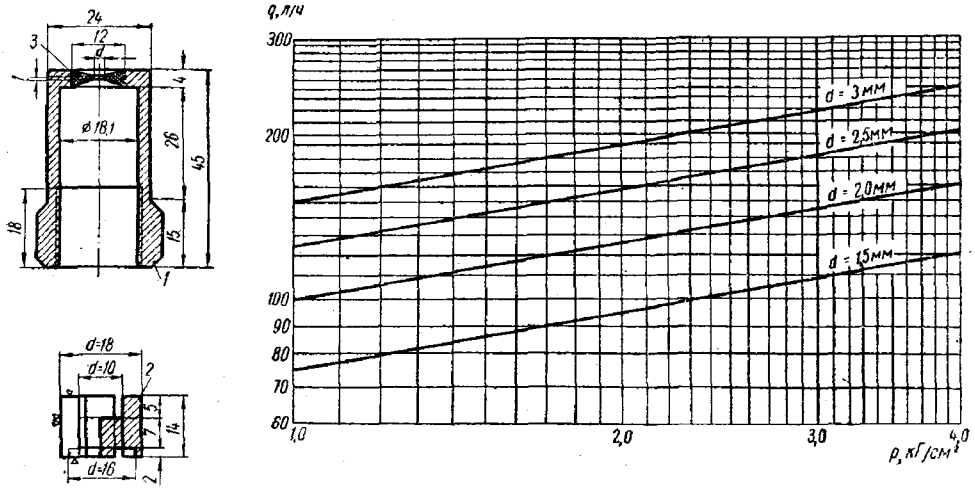


Рис. 51б. Прямоточная форсунка типа П-2:
1 — корпус; *2* — вкладыш; *3* — втулка

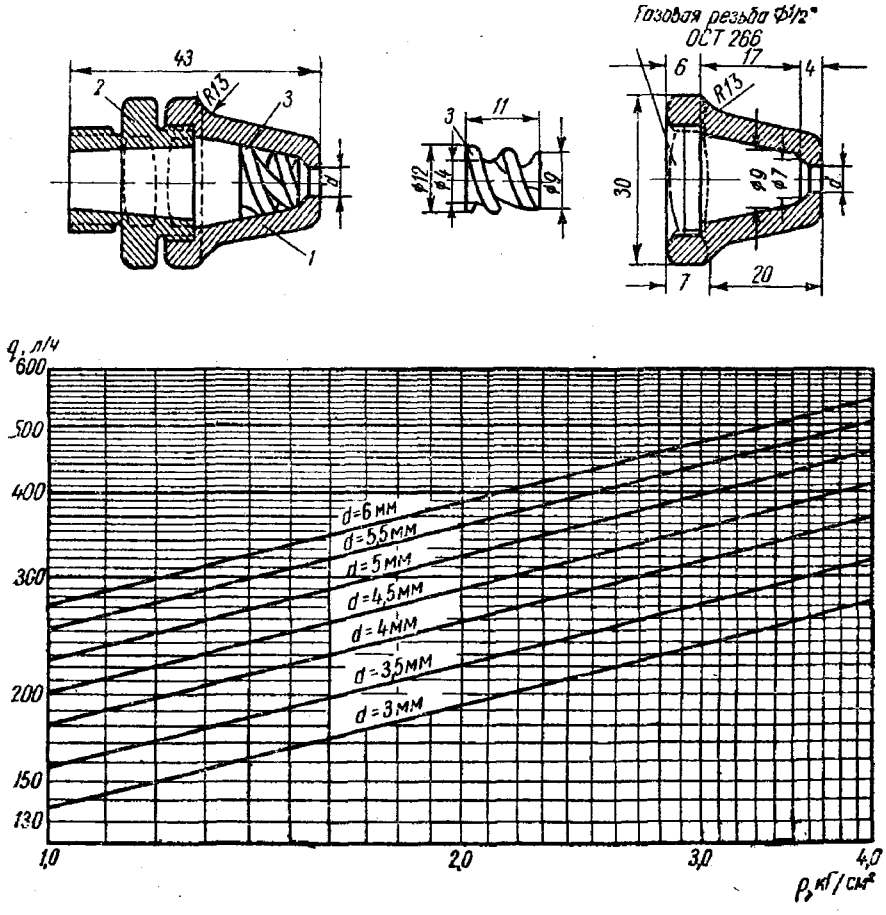


Рис. 51в. Прямоточная форсунка типа П-3:
1 — корпус; *2* — втулка; *3* — направляющий двухходовой винт

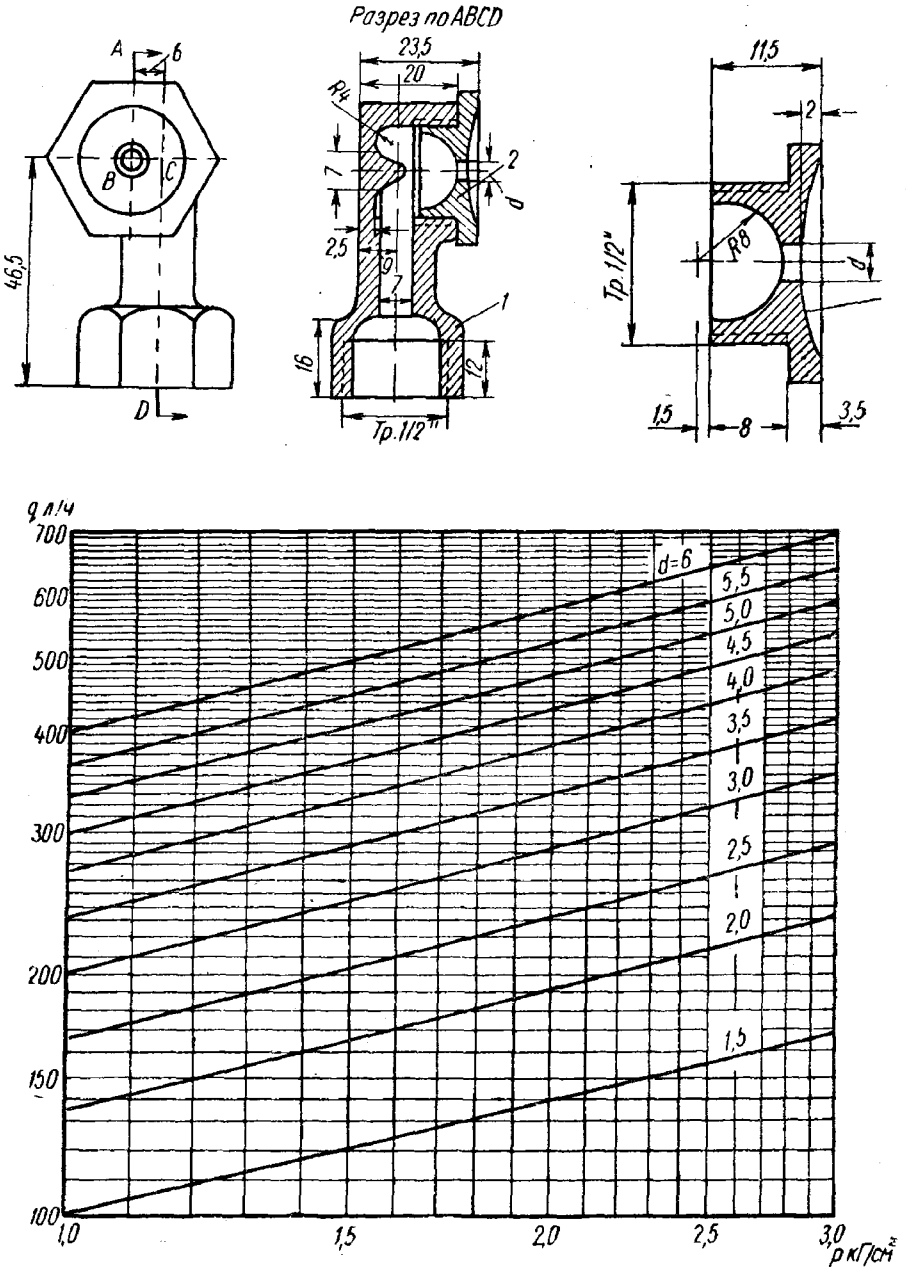


Рис. 52. Угловая форсунка типа У-1:
1 — корпус; *2* — крышка

лить эту расчетную поверхность весьма трудно вследствие различных диаметров капель, явления агломерации и ряда других причин. Поэтому практически за расчетную поверхность условно принимают площадь поперечного сечения камеры.

Разбрызгивание воды обычно производится специальными форсунками, конструкции которых весьма разнообразны. По общим конструктивным признакам форсунки подразделяют на прямоточ-

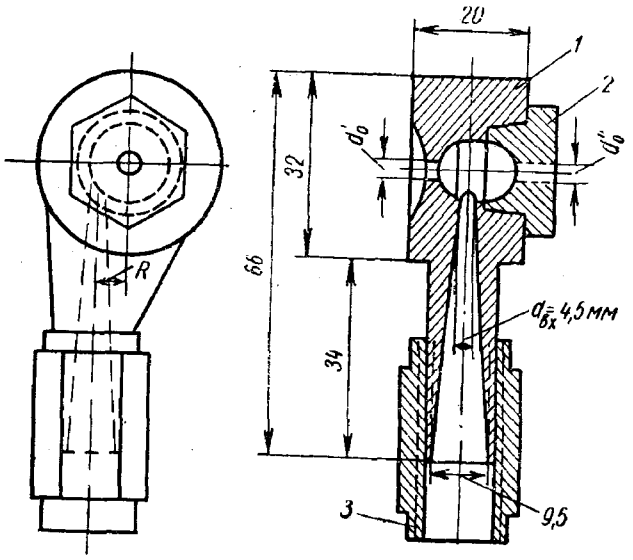


Рис. 53. Центробежная форсунка двустороннего распыления:
1 — корпус; *2* — грибок; *3* — соединительная муфта эбонитовая

ные, с осевым входом (тип П), и угловые, с тангенциальным входом воды (тип У).

К основным типам форсунок отечественного производства относятся следующие:

1) прямоточная типа П-1 системы Григорьева — Поляка (рис. 51а);
2) прямоточная типа П-2 (рис. 51б);
3) прямоточная типа П-3 (рис. 51в);
4) угловая типа У-1 (рис. 52).

Все эти типы форсунок являются форсунками одностороннего распыления.

За рубежом применяют центробежные форсунки двустороннего распыления. На рис. 53 изображена такая форсунка, изготовляемая немецкой фирмой «Wiesner» из фарфора.

Не производя подробного описания устройства форсунок (конструктивные детали последних хорошо видны на соответствующих рисунках), кратко рассмотрим принцип распыления воды.

Раздробление воды, выходящей из отверстия форсунки, достигается за счет сообщения воде одновременно поступательного и вращательного движений. Последнее обеспечивается с помощью различного рода направляющих грибков (в форсунках типа П-1, позиция *3*), втулок (в форсунках типа П-2), направляющих двухходовых винтов (в форсунках типа П-3), а также специальных камер с тангенциальным подводом в них воды (в форсунках типа У) и т. д.

Для изготовления форсунок применяют весьма разнообразные материалы: медь, бронзу, латунь, пластмассы и т. п. За рубежом форсунки изготовляют также из керамических материалов. Выходные отверстия форсунок того или иного типа делают различными, причем диаметры этих отверстий бывают от 1,5 до 6,0 *мм*.

Величина диаметра выходного отверстия влияет на тонкость распыла. Чем меньше диаметр отверстия, тем больше тонкость распыла. Однако следует иметь в виду, что отверстия диаметром менее 3,0 *мм* часто засоряются.

По тонкости распыла различают три категории распыления: тонкое, среднее и грубое. Однако такое деление не имеет объективных качественных показателей, подтвержденных убедительными экспериментами. Имеющийся по этому вопросу экспериментальный материал позволяет приближенно считать, что тонкое распыление дают форсунки типа У-1 с диаметром выходного отверстия до 2,0 *мм*, типа У-2 с диаметром 3,4 *мм*, типа У-3 с диаметром 2,3 *мм*, П-1 и П-2 с диаметром выхода до 2,5 *мм* при давлении воды 2,5 *ати* и выше.

Средний распыл обеспечивают форсунки У-1, П-1 и П-2 с диаметром выхода 3,0 *мм* при давлении воды около 2,0 *ати*. Грубый распыл дают форсунки У-1 и П-3 с диаметром выходного отверстия от 4 до 6 *мм* при давлении воды от 0,5 до 1,8 *ати*.

Рассмотрим далее влияние тонкости распыла на процесс тепло- и влагообмена, происходящий в форсуночной камере при различных режимах ее работы. Наблюдениями установлено, что форсунки грубого распыла универсальны, т. е. с их помощью в камере можно получить любой режим (увлажнение или охлаждение с осушением), тогда как форсунки тонкого распыла применяют главным образом для камер, работающих на режимах увлажнения воздуха.

Последнее объясняется тем, что в условиях режима работы камеры на охлаждение и осушение форсунки тонкого распыла вызывают нежелательное явление увлажнения воздуха. Увлажнение происходит вследствие того, что часть наиболее мелких капелек воды успевает более быстро нагреться, чем основная ее масса. В результате этого начинается процесс испарения с поверхности этих капелек, вызывающий увлажнение воздуха. Поэтому в камерах, работающих на режимах охлаждения и осушения воздуха, применяют форсунки грубого распыла, поскольку они более надежно обеспечивают осушение воздуха. В камерах же, работающих на

адиабатических режимах (увлажнение воздуха), рекомендуется применять форсунки тонкого и среднего распыла.

Вместе с тем следует указать, что затраты, связанные с фильтрацией воды при применении форсунок грубого распыла, имеющих бóльшие диаметры выходных отверстий, значительно меньше, чем при форсунках тонкого распыла. Для фильтрации воды в первом случае можно ограничиться применением простых сеток с отверстиями 1—3 *мм*, в то время как во втором случае воду фильтруют в двух ступенях, из которых первая представляет коксовый или гравийный фильтр, а вторая — сетку с отверстиями 0,5×0,5 *мм*.

В текстильной промышленности ввиду наличия волокнистой пыли в рециркулирующей воде во всех случаях требуется более тщательная двухступенчатая очистка воды. Поэтому в указанных условиях можно применять форсунки как грубого, так и тонкого распыла. Тем не менее для осуществления адиабатического режима работы камер, свойственного установкам кондиционирования воздуха на текстильных предприятиях, применение форсунок тонкого распыла оказывается все же более предпочтительным.

Производительность форсунок, как показали экспериментальные исследования, зависит от диаметра выходного отверстия, давления воды перед форсункой и ее типа.

Математическое описание этой зависимости имеет следующий вид:

$$q = K\, d\, p^m \ [л/ч]\ ^*, \qquad \text{(IV-18)}$$

где d — диаметр выходного отверстия, *мм*;

p — давление воды перед форсункой, *ати*;

K, m — коэффициент и показатель степени, зависящие от конструкции форсунок.

Графическая интерпретация этой зависимости в логарифмической сетке для каждого типа форсунок приведена на рисунках 51 и 52. С помощью этих графиков обычно производится подбор форсунок.

Производительность форсунок двустороннего распыления определяют по следующему выражению:

$$q_д = 60{,}2\, p^{0{,}47} (f_o' + f_o'')^{0{,}515} \ [л/ч], \qquad \text{(IV-19)}$$

где p — давление воды перед форсункой;

f_o', f_o'' — площади выходных отверстий.

Установку форсунок в поперечном сечении оросительных камер производят на трубных гребенках.

В форсуночных камерах производительностью до 80 000 $м^3/ч$ применяют гребенки с нижним расположением коллектора (рис. 54, *а*), а в камерах производительностью более 80 000 $м^3/ч$ коллектор располагают посередине высоты камеры (рис. 54, *б*).

---

* В системе единиц СИ производительность измеряется в $м^3/сек$.

Для обеспечения равномерной работы форсунок скорость воды в коллекторах и стояках следует принимать небольшую.

В некоторых случаях при работе камер на охлаждение и осушение с целью устранить доувлажнение воздуха при проходе его

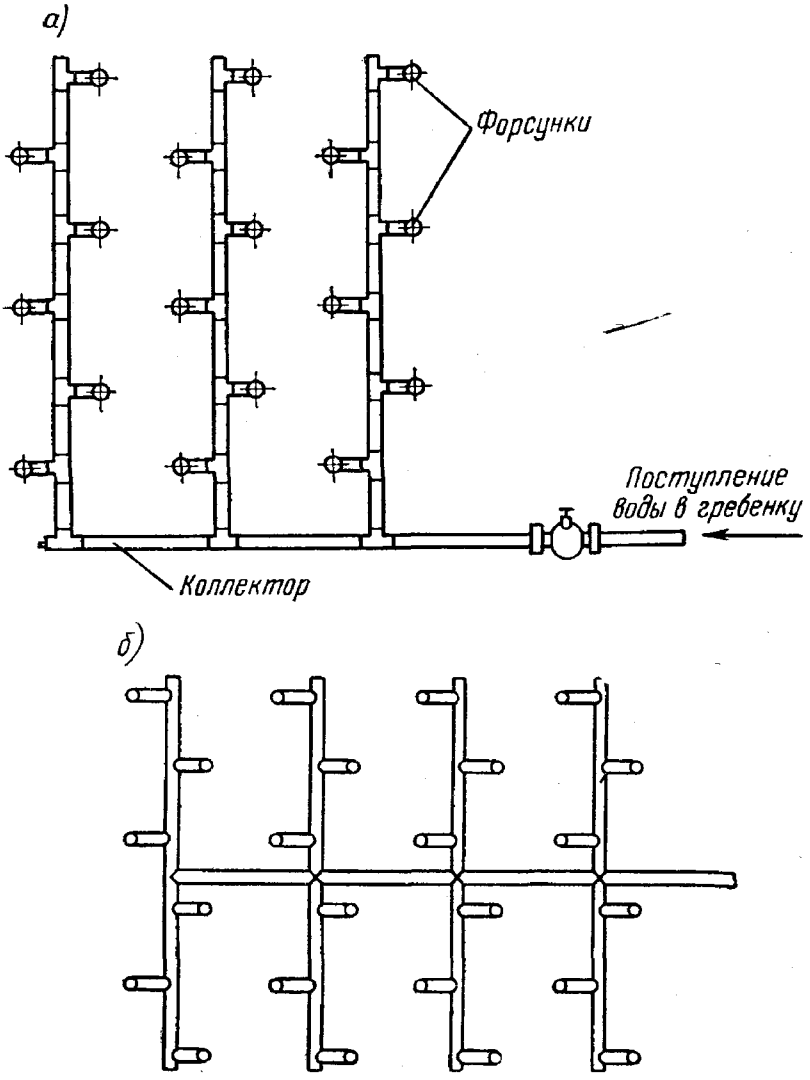


Рис. 54. Трубные гребенки:
а — с нижним расположением коллектора; *б* — с расположением коллектора посередине

через сепаратор устанавливают специальные форсунки для его орошения охлажденной водой. Для этого обычно применяют специальные форсунки типа С-1. Орошение сепаратора повышает его каплеулавливающую способность, так как к смоченной поверхности капли прилипают лучше. В типовых камерах орошение не предусматривается.

§ 8. СЕПАРАТОРЫ

Сепараторы предназначены для улавливания капелек воды, увлекаемых воздухом из оросительной камеры. Первый сепаратор (по ходу воздуха), выполняя указанное назначение, вместе с тем может рассматриваться в качестве распределительной решетки, выравнивающей поток воздуха по сечению камеры. Второй сепаратор (по ходу воздуха) предназначен только для улавливания капелек воды, увлекаемых потоком воздуха, выходящего из камеры орошения.

На рис. 55 изображены сепараторы различных конструкций. Капли воды отделяются от воздуха в сепараторе вследствие резких изменений направления его движения, в результате чего капли воды оседают на поверхности лопастей сепаратора и затем стекают по ним вниз, в поддон камеры.

В целях более эффективного улавливания капелек воды из воздуха сепараторы на выходе из камеры применяют более широкие и с большим числом поворотов. Сепараторы обычно изготовляют из оцинкованной или нержавеющей листовой стали.

Выше было сказано, что в некоторых случаях вторые по ходу воздуха сепараторы при работе камер на охлаждение и осушение дополнительно орошают с помощью специальных форсунок. Это орошение имеет цель устранить дополнительное увлажнение воздуха, проходящего через сепаратор. Непрерывное орошение сепаратора холодной водой смывает со стенок сепаратора осевшие капли воды, которые вследствие более высокой температуры по сравнению с температурой основной массы воды являются причиной нежелательного доувлажнения воздуха. Расход воды на орошение сепаратора принимают от 1000 до 2000 *л/ч* на 1 *м* его ширины (или ширины камеры орошения), но не менее 600 *л/ч* на 1 $м^2$ поперечного сечения камеры. Непрерывное орошение сепаратора холодной водой позволяет рассматривать его поверхность (при охлаждении и осушении) как дополнительную поверхность тепло- и влагообмена.

§ 9. ФОРСУНОЧНЫЕ КАМЕРЫ

Корпус камеры орошения обычно имеет прямоугольное сечение (по ходу воздуха), по которому воздух может проходить в вертикальном или горизонтальном направлении; в зависимости от этого различают вертикальные и горизонтальные камеры. Более распространены горизонтальные камеры.

Корпус оросительной камеры состоит из двух боковых вертикальных стенок, перекрытия и поддона, находящегося в нижней его части. Материалом для изготовления корпуса могут служить листовая сталь или монолитный железобетон. Железобетонные корпуса обычно делают при сечениях оросительной камеры, превышающих 4×3 *м*.

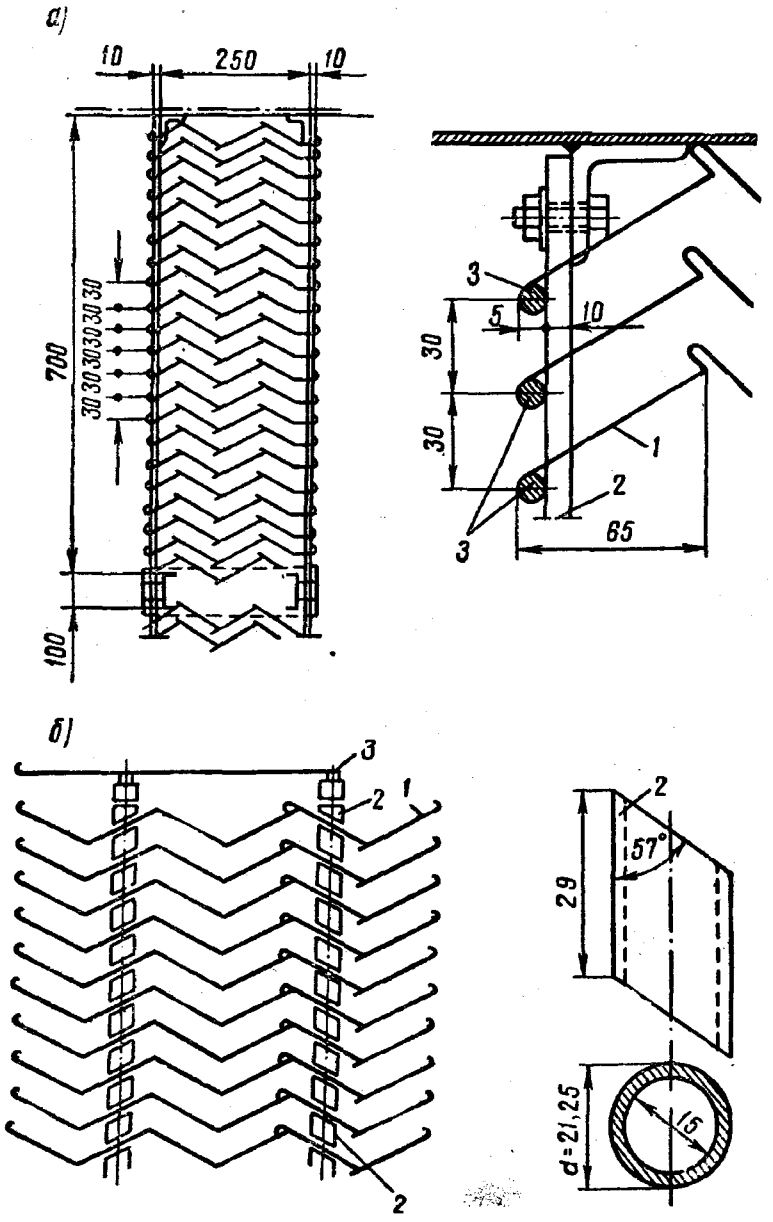


Рис. 55. Сепараторы:

а — собранный на штырях; *1* — пластины; *2* — несущая планка; *3* — штыри; *б* — собранный на стяжных болтах; *1* — пластины; *2* — распорные трубки; *3* — стяжные болты

Металлические камеры с внешней стороны следует покрывать тепловой изоляцией при толщине последней, соответствующей коэффициенту теплопередачи до 1 *ккал/м² · ч · град.*

Поверхность изоляции в целях защиты от механических воздействий покрывают цементной штукатуркой по металлической сетке. Стенки и поддон металлических камер с внутренней стороны в целях защиты их от коррозии окрашивают свинцовым суриком на олифе, а с внешней стороны — масляной краской.

Стенки и поддон железобетонных оросительных камер покрывают гидроизоляцией и обкладывают метлахскими плитками. Внутри камера орошения должна быть оборудована электрическим освещением в герметичной арматуре. Для доступа внутрь камеры орошения в одной из боковых стенок предусматривается устройство остекленного люка.

На рис. 56 изображена металлическая двухрядная камера орошения типового центрального кондиционера конструкции НИИ сантехники с указанием всего оборудования дождевого пространства и поддона [Л. 46].

Рассмотрим устройство поддона камеры, предназначаемой для сбора разбрызгиваемой форсунками воды. Поддон, изображенный на рис. 56, относится к так называемым глубоким поддонам, которые одновременно выполняют функции резервуара запасной емкости воды, обеспечивающего плавную работу насосов.

Помимо глубоких поддонов, изготовляют также мелкие, в которых вода не задерживается и стекает в приемные баки или в емкие гравийные или коксовые фильтры для воды. Однако следует указать, что современные кондиционеры в большинстве случаев не имеют коксовых или гравийных фильтров, и поэтому мелкие поддоны встречаются крайне редко.

Глубокие поддоны (см. рис. 56) оборудованы штуцерами для подвода воды к форсункам, переливной трубой, работающей в основном в летний период (когда объем воды в системе увеличивается за счет осушения воздуха). Поддоны имеют, кроме того, шаровые клапаны для поддержания постоянства объема воды в системе в зимний период (когда объем воды в системе уменьшается вследствие происходящего испарения) и отвод к насосу от сетчатого фильтра, установленного в поддоне. Для удаления избытка воды к последнему присоединены две переливные трубы.

Поддоны, как правило, изготовляют из листовой стали толщиной 3—4 *мм* и снабжают ребрами жесткости. В целях обеспечения доступа при обслуживании поддон устанавливают на 400—500 *мм* выше уровня пола.

С расширением производства синтетических материалов открываются перспективы для использования их при изготовлении аппаратов кондиционирования воздуха.

Форсуночная камера представляет собой гидравлическое сопротивление проходящему через нее обрабатываемому воздуху. Полное сопротивление камеры складывается из сопротивления входного

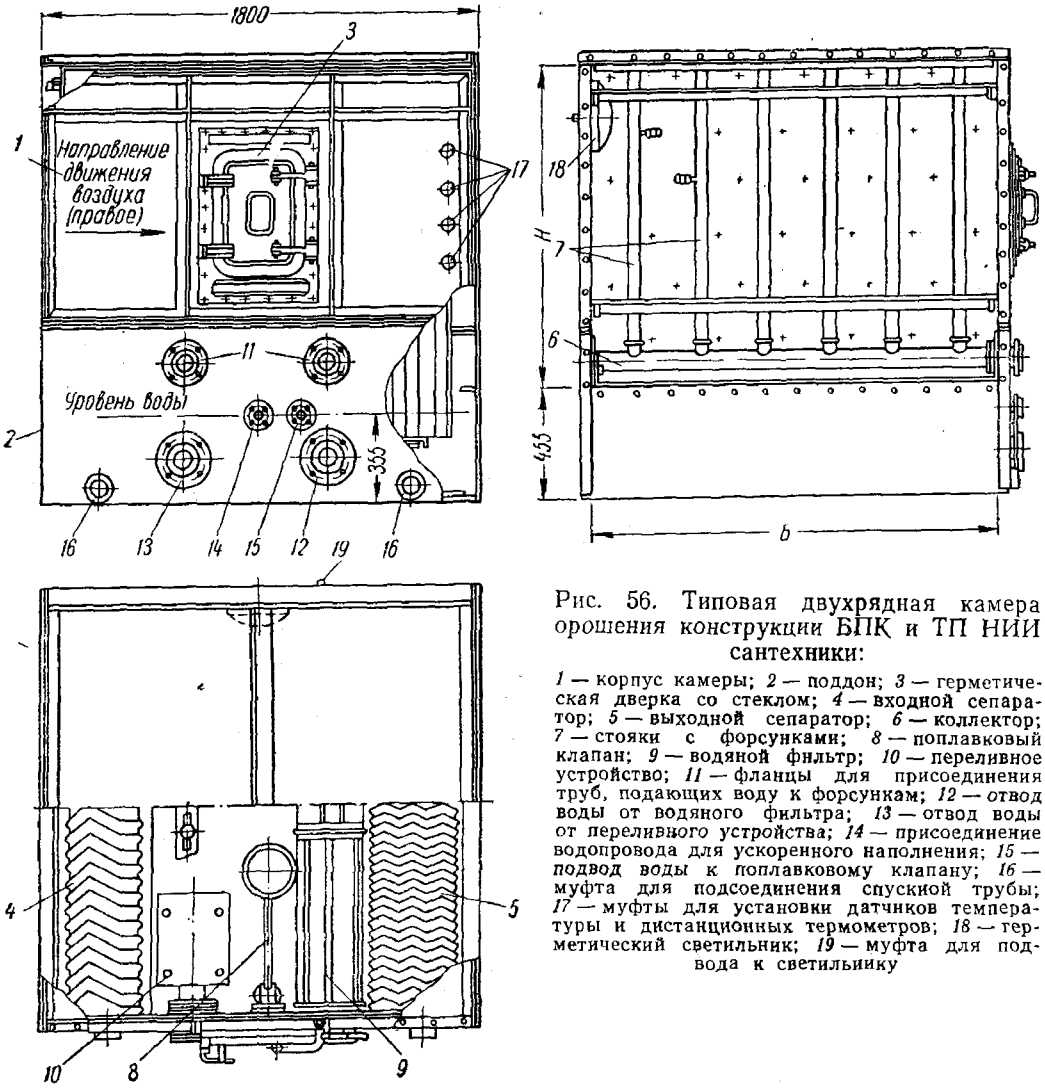


Рис. 56. Типовая двухрядная камера орошения конструкции БПК и ТП НИИ сантехники:

1 — корпус камеры; *2* — поддон; *3* — герметическая дверка со стеклом; *4* — входной сепаратор; *5* — выходной сепаратор; *6* — коллектор; *7* — стояки с форсунками; *8* — поплавковый клапан; *9* — водяной фильтр; *10* — переливное устройство; *11* — фланцы для присоединения труб, подающих воду к форсункам; *12* — отвод воды от водяного фильтра; *13* — отвод воды от переливного устройства; *14* — присоединение водопровода для ускоренного наполнения; *15* — подвод воды к поплавковому клапану; *16* — муфта для подсоединения спускной трубы; *17* — муфты для установки датчиков температуры и дистанционных термометров; *18* — герметический светильник; *19* — муфта для подвода к светильнику

и выходного сепараторов, трубных гребенок и сопротивления, связанного с взаимным направлением факелов воды и воздуха. Таким образом, полное гидравлическое сопротивление форсуночной камеры можно определить с помощью следующего выражения:

$$H_к = \xi_{с1} \frac{v_с^2}{2g} \gamma + \xi_{с2} \frac{v_с^2}{2g} \gamma + \xi_р z \frac{v_к^2}{2g} \gamma + 12 \eta p \mu \ [кГ/м^2], \quad \text{(IV-20)}$$

где $\xi_{с1}$, $\xi_{с2}$ — коэффициенты местного сопротивления первого и второго сепараторов [Л. 22];

$\xi_р$ — коэффициент местного сопротивления одного ряда форсунок, принимаемый равным 0,1;

$v_с$ — скорость воздуха в сепараторе, *м/сек*;
$v_к$ — скорость воздуха в камере орошения, *м/сек*;
z — число рядов форсунок;
μ — коэффициент орошения;
p — давление воды перед форсунками, *ати*;
η — коэффициент, принимаемый: при направлении факелов воды по движению воздуха $\eta = -0{,}22$; при направлении факелов воды против движения воздуха $\eta = +0{,}13$; при встречном направлении $\eta = +0{,}075$.

Следует учитывать, что живое сечение сепаратора по воздуху меньше живого сечения форсуночной камеры примерно на 10—25%. Поэтому при использовании значений коэффициентов местных сопротивлений сепараторов [Л. 22] в формуле IV-20 следует принимать $v_с = (1{,}2 \div 1{,}3) v_к$.

Скорость воздуха в камере $v_к$ зависит от тонкости распыла воды. При тонком распыле эту скорость принимают не выше 1,8 *м/сек*, а при грубом ее можно увеличить до 3,5 *м/сек*.

Указанные пределы обусловлены каплеулавливающей способностью выходных сепараторов. При больших значениях скорости воздуха в камере наблюдается унос капель за пределы выходного сепаратора.

Гидравлическое сопротивление двухрядных типовых камер при номинальных производительностях составляет $H_к = 11—14$ *кГ/м²*; а трехрядных $H_к = 14—19$ *кГ/м²*.

§ 10. ФИЛЬТРЫ ДЛЯ ВОДЫ

Фильтрацию циркулирующей в камере орошения воды производят во избежание засорения форсунок. Наиболее широко распространены сетчатые фильтры для воды. Такие фильтры изготовляют из латунной сетки с размерами отверстий, принимаемыми в зависимости от тонкости распыления воды.

В табл. 16 приведены размеры отверстий фильтрующих сеток в зависимости от тонкости распыла, а также их расчетная производительность.

Таблица 16

№ п/п.	Тонкость распыла	Размеры отверстий сетки, *мм*	Производительность, $м^3/ч \cdot м^2$
1	Грубый распыл воды	1,25×1,25	15—30
2	Средний распыл воды	0,9×0,9	12—15
3	Тонкий распыл воды	0,5×0,5	10

При грубом распыле воды сетчатые фильтры обычно устанавливают в поддоне (глубоком, см. стр. 56). Конструкция фильтров должна позволять легко извлечь их из поддона для периодической

их очистки от шлама. На рис. 57 приведена конструкция подобного фильтра. При тонком распылении воды сетчатые фильтры имеют несколько иную конструкцию (рис. 58, *а*). Эти фильтры называют бутылочными. Устанавливают их вне камеры, на нагнетательном трубопроводе.

Бутылочный фильтр состоит из металлического цилиндра *1*, в котором соосно установлен цилиндр из латунной сетки. Загрязненная вода из насоса поступает внутрь сетчатого цилиндра по трубе *3*. Затем вода проходит через сетку *2*, в которой задерживаются

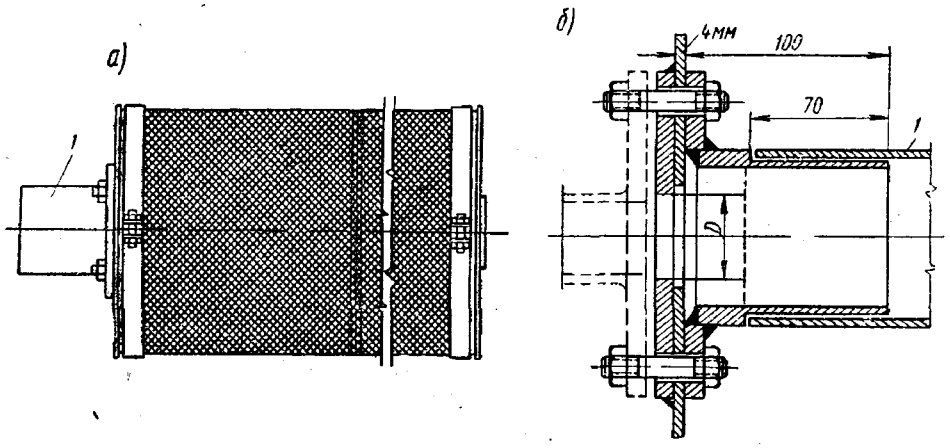


Рис. 57. Сетчатый фильтр для воды, устанавливаемый в поддоне кондиционера:
а — фильтр; *1* — патрубок фильтра; *б* — укрепление на поддоне втулки для фильтра

взвеси, и далее в отфильтрованном виде поступает в кольцевое пространство между сеткой и металлическим цилиндром. Шлам в процессе работы фильтра оседает на внутренней поверхности сетки. Из кольцевого пространства очищенная вода поступает в трубу *4*, по которой она подается к форсункам. Очистка такого фильтра от осевшего шлама производится промывкой обратным током воды (рис. 58, *б*).

При наличии в рециркуляционном воздухе волокнистой пыли (например, в установках кондиционирования воздуха на текстильных предприятиях) очистку воды производят с помощью коксовых или гравийных фильтров (рис. 59). Такие фильтры представляют собой металлические или железобетонные резервуары, состоящие из трех отделений. В левое крайнее отделение по трубе *1* стекает загрязненная волокнистой пылью вода, далее поступающая во второе отделение (отделенное от грязного отделения глухой стенкой *2*), в котором проходит через слой фильтрующего материала (кокса или гравия). Из второго отделения отфильтрованная вода через сетку *4* переливается в чистое отделение фильтра, откуда с помощью насоса нагнетается в бутылочные фильтры, являющиеся второй, более тонкой ступенью очистки.

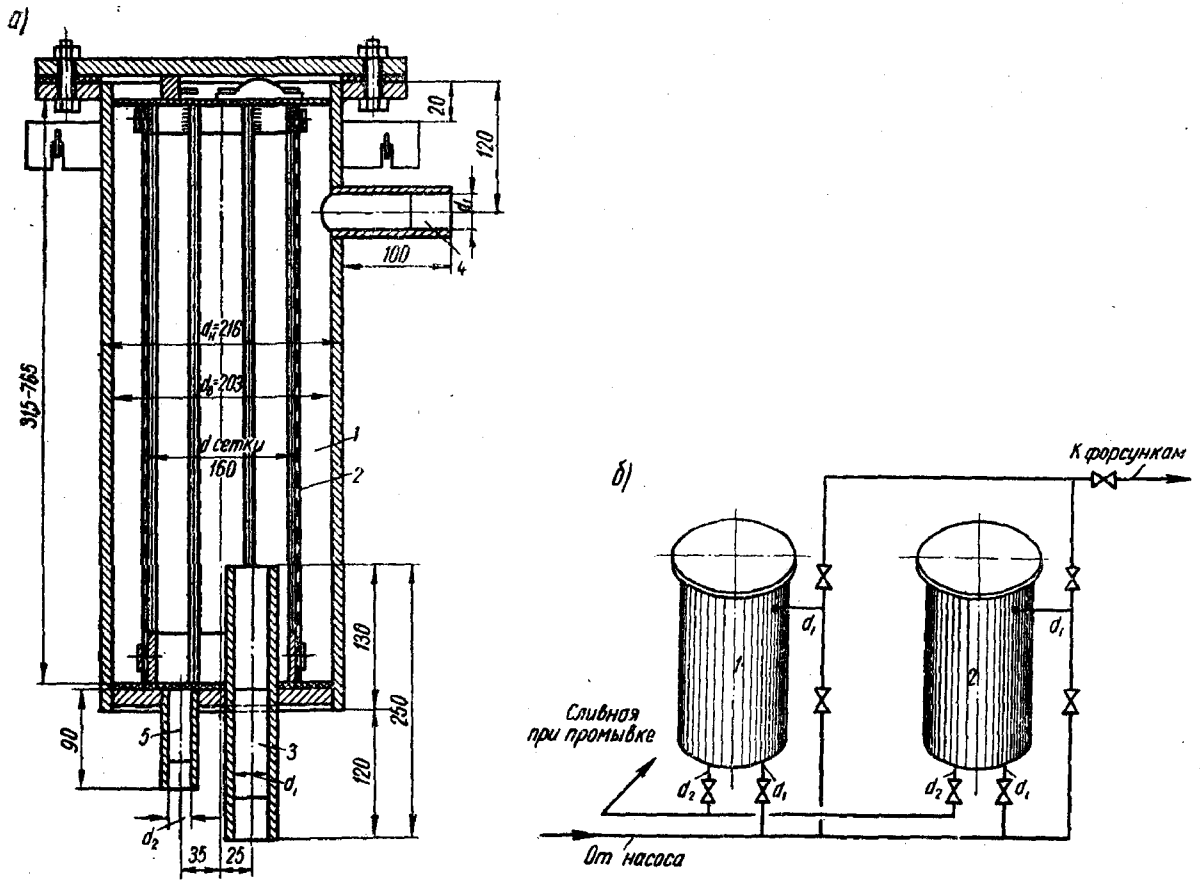


Рис. 58. Бутылочные сетчатые фильтры для воды:

1 — корпус; *2* — сетка; *3* — подающий трубопровод от насоса; *4* — выход из фильтра к форсункам; *5* — промывное устройство

Фильтрующий материал (кокс или гравий) располагают на колосниковой решетке 3, и состоит он из трех слоев различной крупности. Нижний слой содержит более крупные куски размером до 40 *мм*, размеры кусков второго слоя до 20 *мм* и третьего — до 10 *мм*. Толщина каждого из слоев равна 100 *мм*. Таким образом, общая толщина фильтрующего материала составляет 300 *мм*.

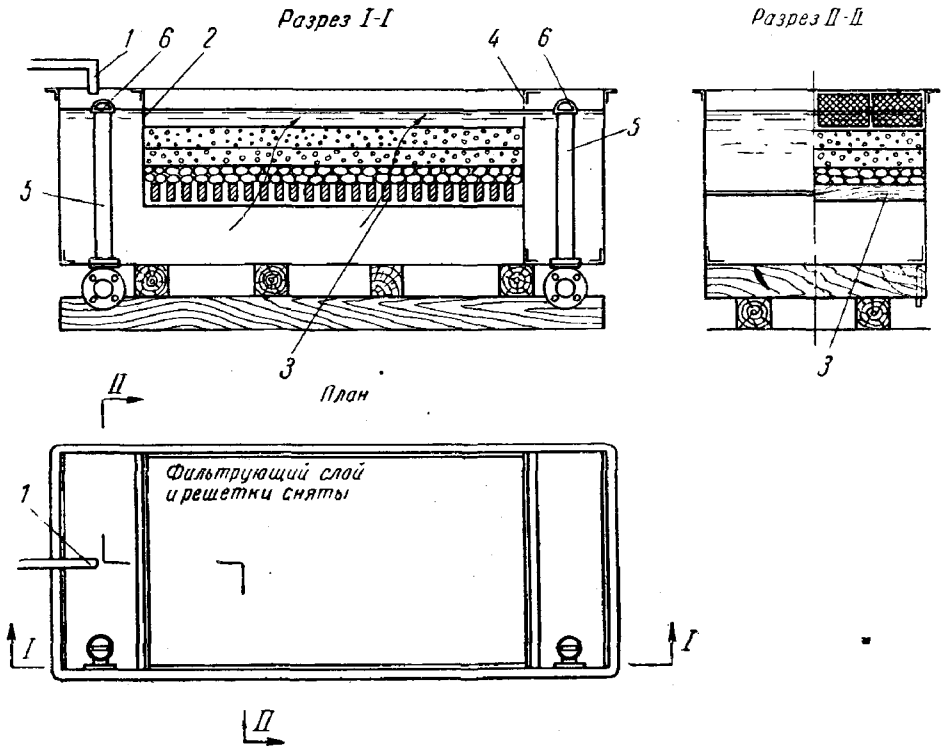


Рис. 59. Коксовый фильтр для воды

Для спуска воды из фильтра предусматривают специальные спускные отверстия, закрываемые пробками на штангах 5, имеющих ручки 6. Очистка фильтра производится промывкой его в направлении сверху вниз с помощью брандспойта. При сильном запылении воздуха вместо промывки можно производить полную смену фильтрующего материала. Производительность таких фильтров принимается в зависимости от степени загрязнения воздуха 5000÷8000 *л/ч* на 1 $м^2$ лобовой поверхности.

§ 11. НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ И ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ВОДЯНОЙ СЕТИ

Вода в системе форсуночных кондиционеров обычно перемещается центробежными насосами, создающими давление 1,0—3,0 *ати* при применении форсунок грубого распыла и 4—5 *ати* — при форсунках тонкого распыла. Как правило, соединение насосов с двигателем следует делать на одной оси.

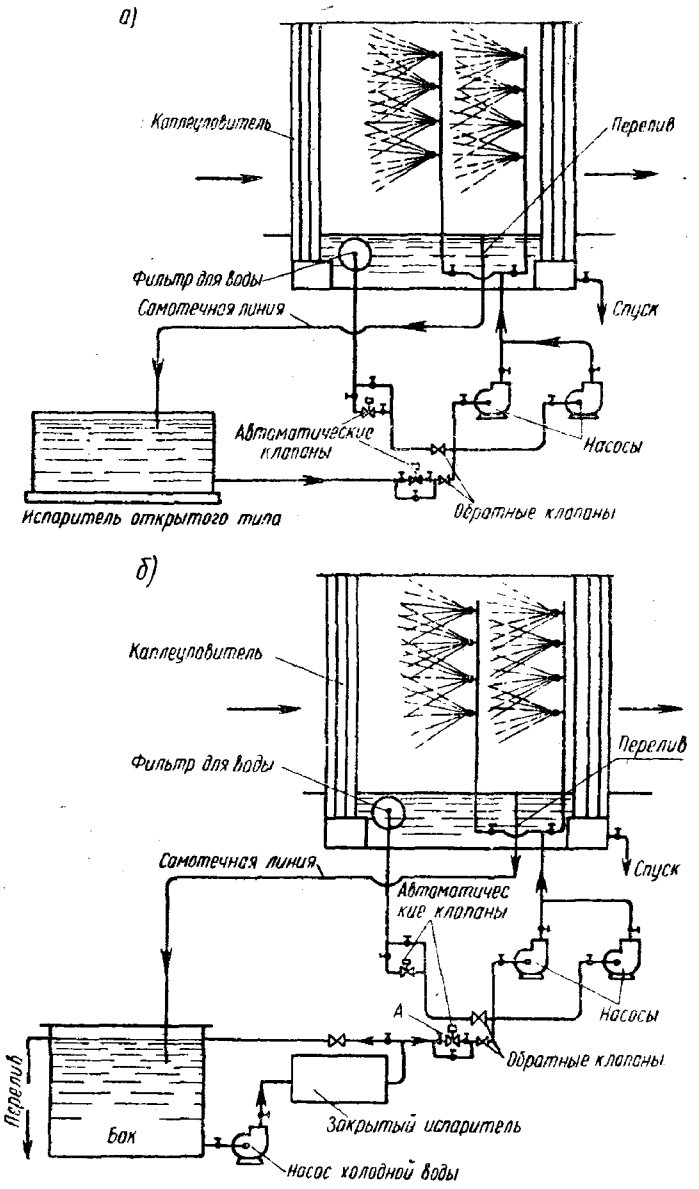


Рис. 60. Принципиальные схемы устройства водяной сети:

а — схема с испарителем открытого типа; *б* — схема с испарителем закрытого типа

Давление, которое должны создавать насосы, складывается из давления перед форсунками, давления, потребного на преодоление сопротивления на всасывающем и нагнетательном трубопроводах и манометрической высоты подъема воды насосом.

Рекомендуется устанавливать два насоса, суммарная производительность которых равна максимальному расходу воды. Последнее позволяет рациональнее эксплуатировать насосную установку. В летнее время при максимальном расходе будет работать два насоса, а зимой, когда требуется меньший расход, достаточно одного насоса.

На рис. 60 показаны две принципиальные схемы водяной сети. При установке испарителя открытого типа применяется схема, изображенная на рис. 60, *а*. Испаритель холодильной установки в этом случае устанавливают ниже поддона кондиционера с таким расчетом, чтобы обеспечить самотек воды, сливающейся из поддона.

При установке испарителей закрытого (кожухотрубного) типа используется схема, изображенная на рис. 60, *б*, из которого видно, что в этом случае предусматривается промежуточный бак и дополнительный насос, перекачивающий воду в летнее время из бака в форсунки (второй насос работает только в зимний период). Промежуточный бак необходим для обеспечения равномерной работы холодильных установок. Наличие в баке запаса воды (примерно равного 6—10-минутному расходу ее) позволяет реже включать и выключать компрессор.

§ 12. ФИЛЬТРЫ ДЛЯ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА ОТ ПЫЛИ

Для очистки воздуха, проходящего через форсуночный кондиционер, используют фильтры. При прямоточной схеме кондиционирования воздуха очистке подвергается только наружный воздух, вследствие чего фильтры устанавливают при входе наружного воздуха в кондиционер.

В системах кондиционирования воздуха, использующих рециркуляцию воздуха, обычно предусматривают очистку всего воздуха, проходящего через кондиционер, т. е. как наружного, так и рециркуляционного.

Для очистки воздуха в кондиционирующих аппаратах в последнее время широко применяют масляные самоочищающиеся фильтры (рис. 61). Такой фильтр состоит из двух последовательно установленных панелей, из которых каждая представляет собой непрерывную ленту из сетки.

При монтаже каждая из панелей натягивается между двумя валиками, из которых верхний является ведущим, а нижний — натяжным. Верхние валики закреплены в подшипниках и приводятся во вращение от электродвигателя через двухступенчатый червячный редуктор. На пути движения панели проходят через масляную ванну, в которой очищаются от осевшей пыли. В донной части ванны

предусмотрена ручная мешалка для взмучивания осадка перед удалением отработанного масла.

Ванну фильтра заполняют маслом. В процессе работы уровень масла можно контролировать щупом. Масло заменяют после того, как его пыленасыщенность составит 0,3 *кг/л*. Продолжительность непрерывной работы без смены масла зависит от начальной запыленности воздуха.

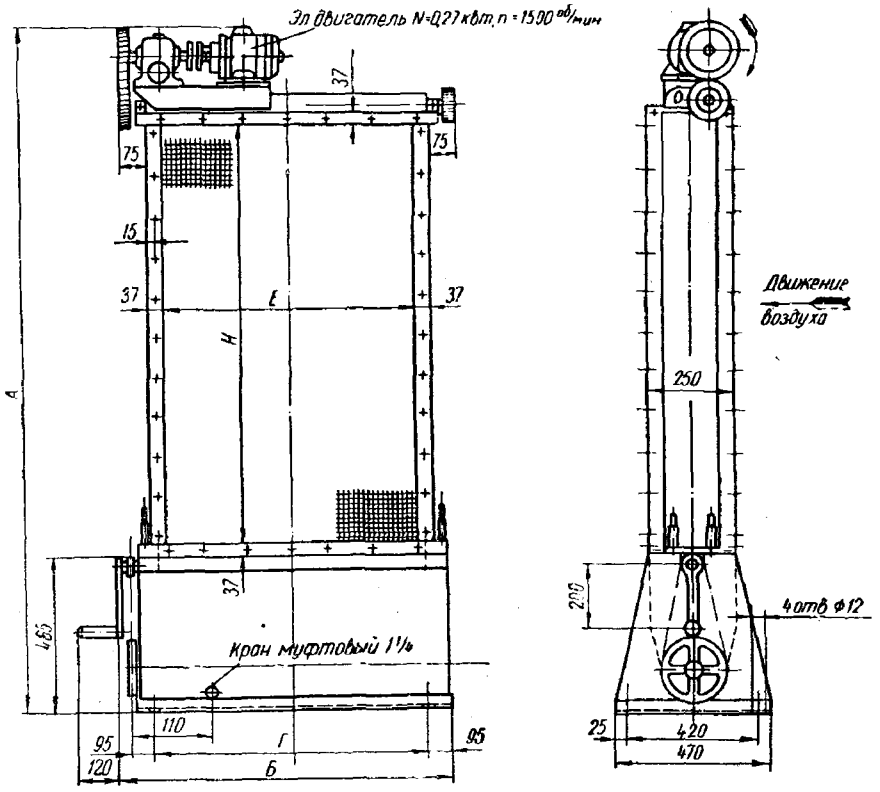


Рис. 61. Масляный самоочищающийся фильтр для очистки воздуха от пыли

Отработанное масло удаляется из ванны через нижний кран самотеком или с помощью масляного насоса. Два раза в год нужно промывать панель горячим 10%-ным водным раствором каустической соды. Для этой цели раствор заливают в ванну, и панели прокручиваются в ней в течение 3 *ч*, после чего раствор сливают и фильтр промывают водой из брандспойта. После заливки бака маслом и полуторачасовой работы фильтра его останавливают на $^1/_2$ часа, в течение которых с сеток стекает избыток масла.

Допускаемая удельная производительность указанного типа фильтров достигает 10 000 $м^3/м^2 \cdot ч$. Гидравлическое сопротивление фильтра при указанной нагрузке составляет 10 $кГ/м^2$. Мощность электродвигателя фильтра $N=0{,}27$ *квт*. Для заливки фильтра при-

меняют веретенное или парфюмерное масло № 2. Средний коэффициент очистки достигает примерно 95%.

В табл. 17 приведены основные технические данные масляных самоочищающихся фильтров типовых кондиционеров.

Таблица 17

Технические данные самоочищающихся масляных фильтров

Технические данные	Типы фильтров		
	$К_д$1006А	$К_д$2006А	$К_д$4006А
Производительность, $м^3/ч$	10 000	20 000	40 000
Удельная нагрузка, $м^3/м^2 \cdot ч$	10 000	10 000	11 650
Расчетное сопротивление, $кГ/м^2$	10	10	10
Площадь лобовой поверхности, $м^2$	1,01	2	3,43
Полезная емкость масляного бака, $л$	75	135	175
Размеры, *мм*:			
А	2130	2130	2630
Б	1010	1650	2160
Г	750	1510	2020
Е	776	1536	2046
Н	1300	1300	1800
Вес, $кГ$	213	292	485

§ 13. КАЛОРИФЕРЫ

Нагревание воздуха в форсуночных кондиционерах производится с помощью калориферов. Для типовых форсуночных кондиционеров изготовляют типовые секции подогрева, работающие на горячей, перегретой воде с температурой до 150° или на паре давлением до 6 *ати*.

Секция подогрева состоит из стального корпуса с нагревательными элементами и крышками (рис. 62). Нагревательные элементы представляют собой оцинкованные спиральноребренные трубки, приваренные к трубным решеткам. Перегородки в крышках трубных решеток обеспечивают многоходовое движение теплоносителя. Секции изготовляют с одним, двумя или тремя рядами нагревательных элементов. В верхней части секции имеется обводной канал (в последнее время стали изготовляться секции без такого канала). Регулирование теплопроизводительности осуществляют при помощи сдвоенного секционного клапана, устанавливаемого вместе с секцией, который пропускает часть воздуха через обводной канал. Теплопроизводительность при теплоносителе-воде можно регулировать путем изменения расхода теплоносителя.

Секции подогрева, работающие на теплоносителе-воде, имеют горизонтальное расположение греющих элементов с последовательным движением теплоносителя по ним. При теплоносителе-паре греющие элементы располагают вертикально и имеют параллельное

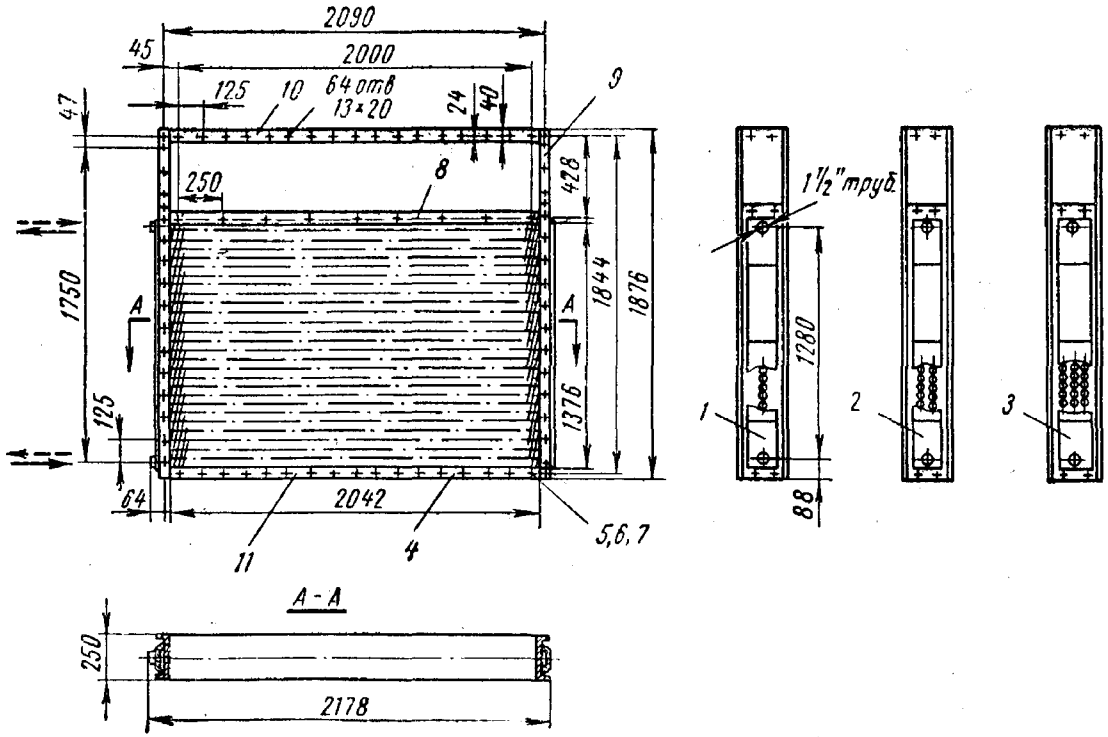


Рис. 62. Секция подогрева с обводным каналом производительностью 40 000 *м³/час* в металлическом исполнении:

1 — секция однорядная (1); *2* — секция двухрядная (1); *3* — секция трехрядная (1); *4* — прокладка (1); *5* — болт М10×30(76); *6* — гайка М10 (76); *7* — шайба 10 (76); *8* — перегородка (1); *9* — стенка боковая (2); *10* — стенка (1); *11* — стенка (1)

Примечание. Обозначение подводов и отводов теплоносителей: вода —→пар - - -→

движение теплоносителя. Коэффициент теплопередачи секций подогрева определяют по формулам:

при теплоносителе-воде:

$$K = 12(v\gamma)^{0,5}w^{0,1} \text{ при } w \geqslant 0,4 \text{ м/сек}; \qquad \text{(IV-21)}$$

при теплоносителе-паре:

$$K = 13,25(v\gamma)^{0,55}, \qquad \text{(IV-22)}$$

где $v\gamma$ — весовая скорость воздуха в живом сечении калорифера (по воздуху), *кг/м² · сек*;

w — скорость воды в трубках калорифера, *м/сек*.

Сопротивление калориферов проходу через них воздуха вычисляют по формулам, приведенным в табл. 18.

Таблица 18

Сопротивление калориферов проходу воздуха

Тип секций подогрева	Формула для определения сопротивления h, *кГ/м²*	Тип секций подогрева	Формула для определения сопротивления h, *кГ/м²*
Теплоноситель-вода		Теплоноситель-пар	
Однорядные	$h_1 = 0,16\ (v\gamma)^{1,8}$	Двухрядные	$h_1 = 0,29\ (v\gamma)^{1,89}$
Двухрядные	$h_2 = 0,22\ (v\gamma)^{1,86}$	Трехрядные	$h_2 = 0,50\ (v\gamma)^{1,75}$
Трехрядные	$h_3 = 0,312\ (v\gamma)^{1,86}$	Четырехрядные	$h_3 = 0,65\ (v\gamma)^{1,75}$

В соответствии с рассчитанной поверхностью теплообмена калориферные установки могут состоять из нескольких секций, устанавливаемых последовательно по воздуху. При установке секций подогрева последовательно по воздуху общее сопротивление калориферной установки определяют как сумму сопротивлений отдельных секций, подсчитанных по формулам, приведенным в табл. 18.

В табл. 19 приведены основные данные изготовляемых типовых секций подогрева, работающих на теплоносителе-воде (наиболее часто применяемых в установках кондиционирования воздуха).

§ 14. ПОВЕРХНОСТНЫЕ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ

В практике кондиционирования для охлаждения и осушения воздуха широко применяют гладкотрубные и ребристые теплообменные аппараты. Эти аппараты обобщенно называют поверхностными воздухоохладителями.

Последние могут быть как гладкотрубные, так и ребристые.

Наиболее широкое распространение получили ребристые воздухоохладители вследствие их большей компактности. Эти аппараты

Таблица 19

Основные данные секций подогрева, работающих на теплоносителе-воде

Технические данные секций	Производительность по воздуху, $м^3/ч$		
	10 000	20 000	40 000
Однорядные			
Живое сечение для прохода воздуха, $м^2$	0,353	0,698	1,24
Поверхность теплообмена, $м^2$	13,57	26,85	47,6
Живое сечение для прохода воды, $м^2$	0,0005	0,00102	0,001275
Двухрядные			
Живое сечение для прохода воздуха, $м^2$	0,353	0,698	1,24
Поверхность теплообмена, $м^2$	27,14	53,7	95,2
Живое сечение для прохода воды, $м^2$	0,00102	0,00204	0,00255
Трехрядные			
Живое сечение для прохода воздуха, $м^2$	0,353	0,698	1,24
Поверхность теплообмена, $м^2$	40,71	80,55	142,8
Живое сечение для прохода воды, $м^2$	0,00153	0,00306	0,003825

изготовляют со спиральнонавитыми ребрами, круглыми насадными ребрами или с пластинчатым оребрением. В последние годы начали выпускать воздухоохладители со спиральнонакатными ребрами. Поверхностный воздухоохладитель представляет собой теплообменный аппарат, аналогичный секциям подогрева. В отличие от последних по трубкам поверхностных воздухоохладителей пропускается не теплоноситель, а хладоноситель (холодная вода или рассол), вследствие чего воздух, проходя через такой теплообменный аппарат и соприкасаясь с холодными поверхностями труб и оребрения, охлаждается. Если температура поверхности воздухоохладителя ниже температуры точки росы, то одновременно с охлаждением будет происходить и осушение воздуха. При температуре охлаждающей поверхности выше температуры точки росы воздух будет охлаждаться при постоянном влагосодержании.

Для центральных кондиционеров в НИИ сантехники разработано два типа поверхностных оребренных воздухоохладителей, работающих на хладоносителе-воде. Первый тип изготовляют из стальных труб с навитыми стальными ребрами, а второй тип — из алюминиевых ребристых труб. При номинальной производительности этих воздухоохладителей в 10, 20 и 40 тыс. $м^3/ч$ их изготовляют трех- и четырехрядные. При номинальной производительности в

120 тыс. $м^3/ч$ воздухоохладители бывают двух- и четырехрядными. На рис. 63 показаны трех- и четырехрядные типовые секции поверхностных воздухоохладителей производительностью от 10 до 40 тыс. $м^3/ч$. Как видно из рисунка, взаимное соединение отдельных рядов по теплоносителю принято последовательное. Основные кон-

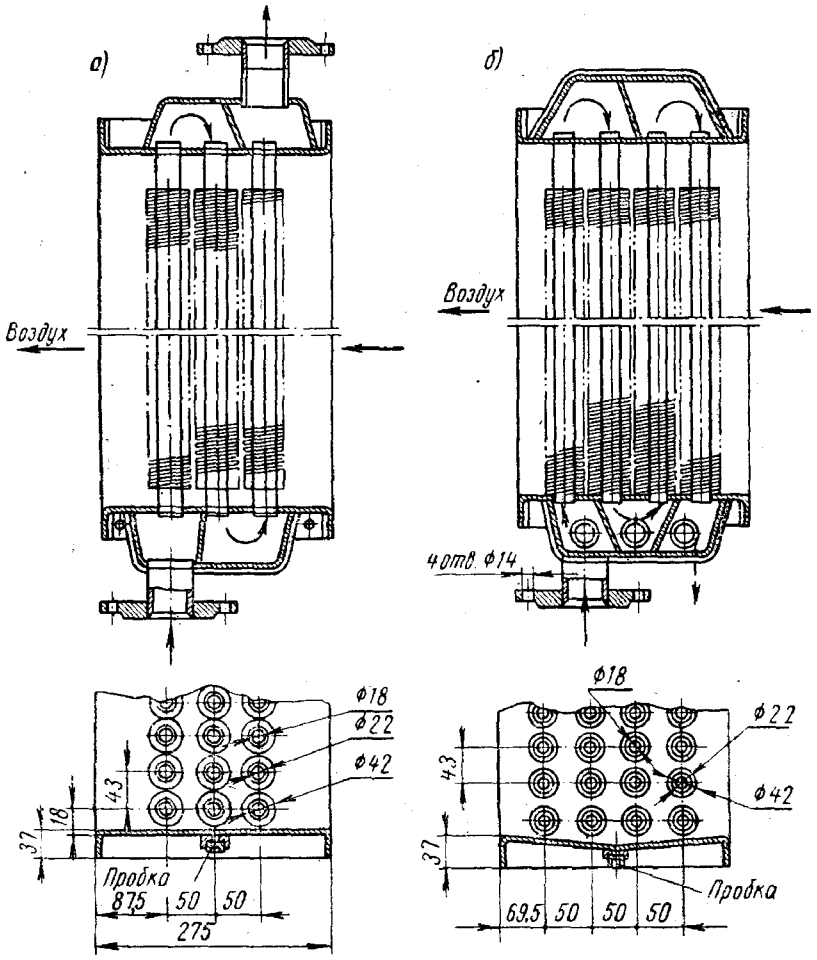


Рис. 63. Типовые секции поверхностных воздухоохладителей:
а — трехрядная секция; *б* — четырехрядная секция

структивные данные типовых стальных поверхностных воздухоохладителей приведены в табл. 20.

Для обеспечения стока конденсата с охлаждающей поверхности ребер последние нужно располагать в вертикальной плоскости. Для сбора стекающего конденсата под поверхностными воздухоохладителями предусмотрен поддон, удаление конденсата из которого в канализацию производят через специальную трубу (рис. 63).

Таблица 20

Основные конструктивные данные типовых поверхностных воздухоохладителей

Характеристика воздухоохладителя	Единица измерения	Производительность по воздуху, $м^3/ч$					
		10 000		20 000		40 000	
		трехрядн.	четырехрядн.	трехрядн.	четырехрядн.	трехрядн.	четырехрядн.
		Кд1004т—01г	Кд1004т—02г	Кд2004т—01г	Кд2004т—02г	Кд4004т—01г	Кд4004т—02г
Живое сечение	$м^2$	0,445	0,445	0,88	0,88	1,64	1,64
Поверхность теплообмена	$м^2$	51	68	100,9	134,5	188	250,9
Число труб в одном ряду теплообменника	шт.	30	30	30	30	42	42
Число ходов для хладоносителя	шт.	3	4	3	4	3	4
Сечение для прохода воды в трубках	$м^2$	0,00762	0,00762	0,00762	0,00762	0,0107	0,0107
Шаг навивки ленты	*мм*	4	4	4	4	4	4
Вес (без воды)	*кГ*	216	269	375	479	649	833

Поддерживать определенную влажность воздуха в помещении с помощью таких аппаратов невозможно. Однако совместная установка этих теплообменников с увлажнительной камерой создает возможность круглогодичного кондиционирования воздуха, обеспечивающего поддержание не только температурных условий, но и заданных значений влажности воздуха. Самостоятельно металлические теплообменные аппараты широко применяют для охлаждения воздуха в различных технологических процессах.

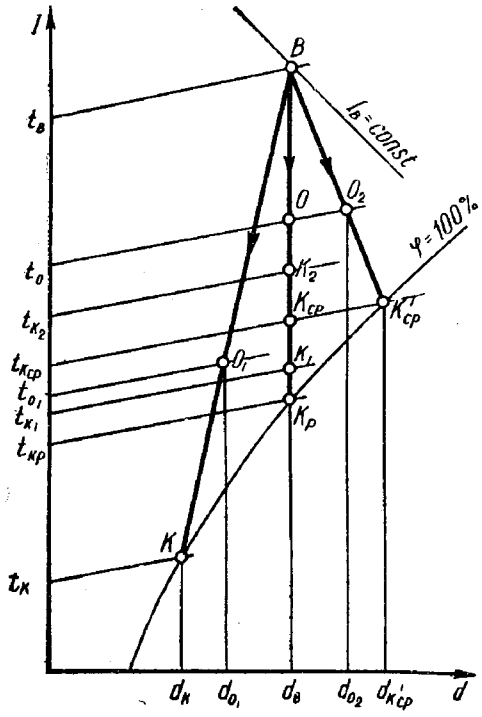


Рис. 64. Особенности изменения состояния воздуха при соприкосновении его с твердыми охлаждающими поверхностями

Процесс охлаждения и осушения воздуха, происходящий при контакте его с твердой охлаждающей поверхностью, изображается на $I-d$-диаграмме совершенно так же, если бы этой поверхностью являлась поверхность капель воды, разбрызгиваемой в оросительной камере. Однако в других случаях имеются некоторые особенности, которые рассматриваются ниже.

Допустим, что состояние воздуха до воздухоохладителя определяется точкой B (рис. 64), а после — точкой O, т. е. процесс охлаждения должен происходить при $d_в = \text{const}$. Тепло, отдаваемое воздухом в воздухоохладителе, воспринимается хладоносителем (холодной водой или рассолом), который вследствие этого нагревается, повышая свою температуру от $t_{к1}$ до $t_{к2}$. Расчетная температура поверхности воздухоохладителя в этом случае приближенно равна $\frac{t_{к1} + t_{к2}}{2} = t_{кп}$, а процесс охлаждения будет изображаться лучом $BK_{ср}$.

В качестве хладоносителя (вместо воды или рассола) можно применять хладоагент (например, фреон), который испаряется в воздухоохладителе. В этом случае температура поверхности теплообмена в процессе охлаждения сохранится постоянной и равной температуре испарения хладоагента (так как теплообмен при этом происходит только за счет теплоты испарения хладоагента).

Если вместо твердой поверхности воздух соприкасается с капельками разбрызгиваемой воды, имеющей среднюю температуру такую же, как и в предыдущем случае, т. е. $t_{к\,ср}$, то процесс изобразился бы линией $BK'_{ср}$, причем при охлаждении воздуха до темпе-