

## РАСЧЕТ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

Составление теплового и влажностного баланса для кондиционируемого помещения производится общеизвестными методами, принятыми в отопительно-вентиляционной технике. Здесь должны быть учтены все факторы, влияющие на изменение состояния воздушной среды помещения.

Для составления теплового баланса помещения необходимо определить все поступления и потери тепла в помещении.

В помещениях различного назначения действуют две основные категории тепловых нагрузок:

- тепловые нагрузки, возникающие снаружи помещения (наружные);
- тепловые нагрузки, возникающие внутри зданий (внутренние).

**Наружные** тепловые нагрузки представлены следующими составляющими:

- тепlopоступления или тепlopотери в результате разности температур снаружи и внутри здания через стены, потолки, полы, окна и двери. Разность температур снаружи здания и внутри него летом является положительной, в результате чего имеет место приток тепла снаружи во внутрь помещения; и наоборот — зимой эта разность является отрицательной и направление потока тепла меняется;
- тепlopоступления от солнечного излучения через застекленные площади; данная нагрузка проявляется в форме ощущаемого тепла; солнечное излучение всегда создает положительную нагрузку как летом, так и зимой. Летом эта нагрузка должна быть компенсирована, а зимой она незначительная и интегрируется с теплом, вырабатываемым установкой искусственного климата;
- наружный вентиляционный воздух и

проникающий в помещения воздух (за счет инфильтрации) может иметь также различные свойства, которые, однако, почти всегда контрастируют с метеорологическими требованиями помещений: летом горячий и влажный (в некоторых широтах наоборот — сухой) наружный воздух существенно влияет на работу установки, охлаждающей и осушающей воздух; зимой холодный и сухой (или наоборот — влажный) наружный воздух должен быть подогрет и увлажнен. И только в промежуточный период между двумя этими временами года наружный воздух может в какой-то мере быть использован в форме бесплатного охлаждения помещений.

Следует отметить, что наружные тепловые нагрузки могут обладать различными свойствами, то есть могут быть положительными и отрицательными в зависимости от времени года и времени суток.

**Внутренние** тепловые нагрузки в жилых, офисных или относящихся к сфере обслуживания помещениях слагаются в основном из:

- тепла, выделяемого людьми;
- тепла, выделяемого лампами и осветительными приборами, электробытовыми приборами: холодильниками, плитами и т.д. (в жилых помещениях);
- тепла, выделяемого работающими приборами и оборудованием: компьютерами, печатающими устройствами, фотокопировальными машинами и пр. (в офисных и других помещениях);

В производственных и технологических помещениях различного назначения дополнительными источниками тепловыделений могут быть:

### § 6.3.1 Расчет теплового баланса помещения

- нагретое производственное оборудование;
- горячие материалы, в том числе жидкости и различного рода полуфабрикаты;
- продукты сгорания и химических реакций.

Все перечисленные внутренние тепловые нагрузки являются всегда положительными, и поэтому в летний период они должны быть устранены, а зимой за их счет снижается нагрузка на установки обогрева.

Далее рассмотрим более подробно основные составляющие теплового баланса помещений.

## ТЕПЛОПОСТУПЛЕНИЯ И ТЕПЛОПТЕРИ

### Теплопоступления и теплопотери в результате разности температур

Расчет поступления тепла через внешние ограждающие конструкции в летний период года затрудняется существенными колебаниями температуры наружного воздуха в течение суток и еще большими колебаниями теплового потока на наружных поверхностях ограждений за счет солнечного излучения. Значительное влияние на теплообмен оказывает и массивность ограждений, благодаря чему колебания температуры на их внутренней поверхности уменьшаются.

Потери тепла через ограждающие конструкции в зимний период года рассчитывают в предположении стационарного режима, так как зимой значительных колебаний температуры наружного воздуха и особенно колебаний температуры на наружной стороне ограждений не наблюдается. Все теплопоступления в помещения, как правило, переменны во времени. Часть из них зависит от изменения температуры наружного воздуха и притока тепла от солнечного излучения, а остальные являются функцией изменения условий внутри обслуживаемого помещения.

Расчет теплопередачи через ограждения помещений выполняется по известным зави-

симостям, согласно строительной теплотехнике СНиП 11-3-79\*. Расчетные наружные температуры ( $t_{n_{расч}}$ ) приведены в главе II, а внутренние ( $t_{в_{расч}}$ ) выбираются с учетом комфортных условий или технологических требований, предъявляемых к производственным процессам. Количество тепла  $Q_{огр}$ , передаваемое через каждое ограждение площадью  $F, м^2$ , имеющее коэффициент теплопередачи  $k$  ( $Вт/м^2 \cdot ^\circ C$ ), определяется по формуле

$$Q_{огр} = F \cdot k \cdot (t_{n_{расч}} - t_{в_{расч}}) \cdot \Psi,$$

где  $\Psi$  — поправочный коэффициент, принимаемый согласно указаниям норм СНиП 2.04.05-91\* или ведомственных рекомендаций.

Представленная формула не учитывает ряда факторов, влияющих на величину теплопотерь или теплопоступлений. В частности, необходимо вводить поправочные коэффициенты на ориентацию ограждения на сторону света, на обдувание ветром и его этажность, на проникновение в помещение наружного воздуха через открытые окна, двери и различного рода неплотности. Кроме этого, следует вводить поправку на солнечную радиацию. Все эти коэффициенты являются составными коэффициента  $\Psi$ .

Поглощение солнечного излучения стеной зависит от теплоты самой стены, которая постоянно отражает какую-то часть входящего тепла. Выбор цвета наружных стен является важным фактором ограничения или усиления теплопритоков. В расчетах учитывается определенный коэффициент поглощения тепла, который может достигать 0,9 для стены темного цвета, 0,7 для цвета серого и 0,5 для стены светлого цвета.

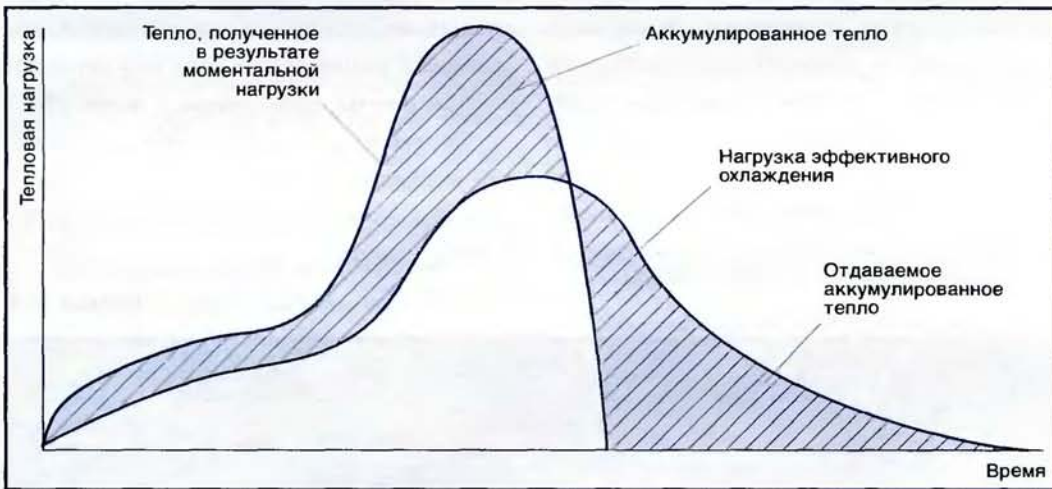
Солнечное излучение, направленное на стену или на крышу (потолок), проявляется в виде избыточного тепла, поступающего в помещение в течение некоторого времени, количество этого тепла зависит от характеристик самой стены. Солнечное излучение повышает температуру наружной поверхности, но так как температуры внутренней по-

верхности ниже, возникает интенсивный тепловой поток. Обычно чем больше массивность стены (вес стены на квадратный метр площади), тем больше время передачи тепла в помещение. В то же время очень легкая стена передает почти сразу полученное от солнечного излучения тепло в помещение. Такое явление очень важно при определении тепловых нагрузок в помещении. Действительно, очень толстая стена способна задерживать тепловую нагрузку на определенный период, уменьшая таким образом пиковую нагрузку. На *рис. VI.6.* это явление показано на примере двух кривых: верхняя кривая отражает значение моментальной тепловой нагрузки, нижняя кривая показывает, как это полученное тепло может быть задержано по времени толстой стеной (более длительная передача).

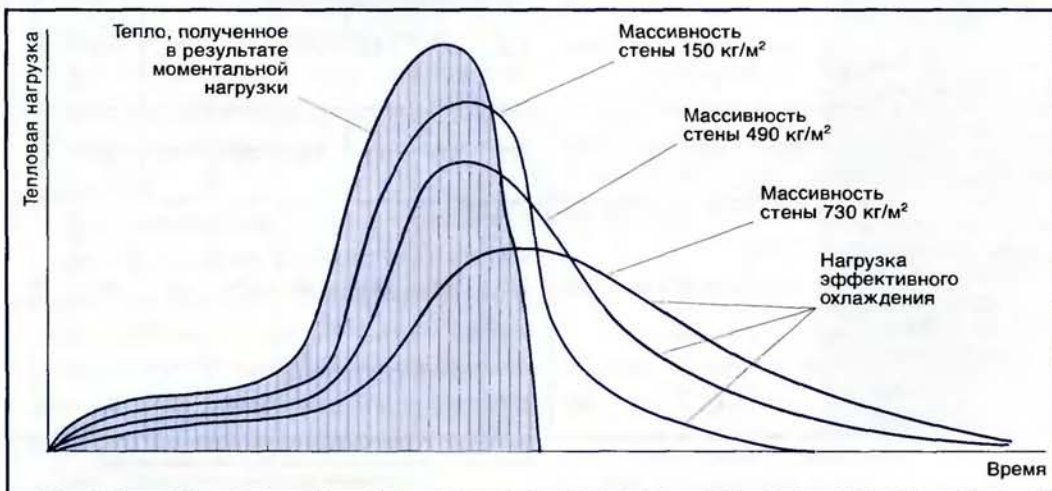
Верхняя кривая показывает моментальную нагрузку, нижняя кривая отражает эффективную тепловую нагрузку аккумуляции тепла стеной средней толщины.

Для противодействия моментальной тепловой нагрузке было бы необходимым подбирать кондиционер на пиковую моментальную нагрузку. Для нейтрализации уменьшенной тепловой нагрузки достаточно кондиционера намного меньшей мощности, которая может действовать более длительное время. На *рис. VI.7.* для сравнения представлены эффекты сглаживания тепловой нагрузки стенами различной толщины; можно наблюдать, как снижается величина тепловой нагрузки по мере утолщения стены здания.

Из вышесказанного можно сделать вывод, что: в зданиях из легких конструкций



*Рис. VI.6.*  
Тепловая нагрузка от солнечного излучения на участок стены



*Рис. VI.7.*  
Развитие эффективной тепловой нагрузки излучения на стены различной толщины

эффективные тепловые нагрузки являются повышенными и быстро изменяющимися; в зданиях с тяжелыми стенами тепловые нагрузки ниже по величине и изменяются на протяжении длительного времени. Установка кондиционирования в последнем случае менее дорогостоящая.

### Теплопоступления от солнечного излучения через остекление

Избыточная теплота солнечного излучения немедленно поглощается средой помещения и, если речь идет о магазинах с большими застекленными витринами, зрелищных помещениях и пр., значительно увеличивает тепловую нагрузку. Действительно, в зависимости от типа стекла почти до 90% тепла солнечного излучения передается в помещение, а оставшая часть отражается. В большинстве случаев тепловая нагрузка от солнечного излучения в общественных и административных зданиях может составлять до 50% в общем балансе теплопоступления. Обычно максимальная тепловая нагрузка достигается при максимальном уровне излучения. Солнечное излучение состоит из двух компонентов: прямой составляющей

и рассеянной. Интенсивность солнечного излучения зависит от широты местности и варьируется в зависимости от времени года и времени суток.

Поступление тепла от солнечной радиации зависит от рода и структуры материала наружных ограждений, состояния и цвета их поверхности, угла, под которым солнечные лучи падают на поверхность, ориентации поверхности по странам света и др.

Наибольшее поступление тепла от солнечной радиации происходит через остекленные наружные поверхности: окна, фонари.

Расчетные количества тепла, поступающего от солнечной радиации ( $Вт/м^2 \cdot ч$ ) через остекленные поверхности, приведены в *табл. VI.8*.

Поступления тепла от солнечной радиации через остекленные поверхности, отличные от приведенных в *табл. VI.8*, необходимо умножать на соответствующие коэффициенты, приведенные в *табл. VI.9*.

Поступление тепла от солнечной радиации учитывается для летнего и переходного периодов, начиная от наружных температур  $+ 10^\circ C$  и выше.

Таблица VI.8

Характеристика остекленной поверхности	Стороны света и широты, град											
	юг			юго-восток и юго-запад			восток и запад			северо-восток и северо-запад		
	35	50	65	35	50	65	35	50	65	35	50	65
Окна с двойным остеклением (две рамы) с деревянными переплетами	128	145	169	99	140	167	145	157	169	76	76	70
То же, с металлическими переплетами	163	186	209	128	175	209	186	198	209	93	93	93
Фонарь с двойным остеклением с металлическими переплетами (прямоугольный и типа шеда)	151	186	198	128	175	198	186	198	209	99	99	93
То же, с деревянными переплетами	140	167	175	106	157	175	167	180	186	87	87	81

Примечания: 1. Теплопоступления от радиации через остекленные поверхности, ориентированные на север, не учитываются.  
2. Для А-образных фонарей расчетная поверхность принимается по горизонтальной проекции, т.е. в плане.

Таблица VI.9

Тип остекления	Поправочный коэффициент
Для окон с двойным остеклением в одной раме	1,45
Для окон с одинарным остеклением	1,25
Для фонарей с одинарным остеклением	1,15
Для обычно загрязненного стекла	0,80
Для сильно загрязненных остекленных поверхностей в литейных, кузницах и т.п.	0,70
Для забеленных остекленных поверхностей	0,60
Для поверхностей, остекленных обычным матовым стеклом	0,40
Для окон с устройством козырьков	0,25

ления, устройство штор, маркиз, козырьков, жалюзи. В результате применения указанных защитных приспособлений теплоступления от солнечной радиации могут быть уменьшены до 60%, а мощность холодильной установки — на 10–15%.

Снижения теплоступления от солнечной радиации при применении защитных противоинсоляционных приспособлений принимаются:

При шторах между оконными переплетами	50%
То же, при внутренних шторах на окнах	40%
При устройстве жалюзи	50%

За расчетное количество тепла, поступающего от солнечной радиации, для данного помещения принимается большее из двух следующих значений:

- а) количество тепла, поступающего через остекленную поверхность одной из стен, расположенной наиболее выгодно в отношении поступлению тепла от радиации или имеющей наибольшую световую поверхность, включая и тепло, поступающее через облучаемые поверхности фонарей и покрытия;
- б) 70% количества тепла, поступающего через остекленные поверхности двух взаимно перпендикулярных стен помещения, включая и тепло, поступающее через облучаемые поверхности фонарей и покрытия.

Для уменьшения теплоступлений от солнечной радиации рекомендуется по возможности ориентировать помещения световыми проемами на север, устраивать минимальное количество световых проемов, избегать устройства фонарей, применять защитные противоинсоляционные приспособления: двойное остекление, забелку остек-

### Теплоступления от инфильтрации

Инфильтрация, или проникновение наружного воздуха под действием ветра и разности температур через неплотности наружных ограждающих конструкций, является фактором, которым нельзя пренебрегать. Особенно ее надо учитывать для окон и дверей, расположенных с подветренной стороны.

Инфильтрация воздуха для незащищенных фонарей учитывается только с одной стороны фонаря. Массовое количество воздуха, инфильтрующегося через щели, определяется по формуле

$$M = \Sigma \cdot (a \cdot m \cdot l),$$

где  $a$  — коэффициент, зависящий от характера щелей, принимается по приведенным ниже данным;

$m$  — удельное количество воздуха, проникающего через 1 пог. м. длины в зависимости от скорости ветра  $кг/(г \times пог.м)$ , определяется по СНиП (см. табл. VI.10.)

$l$  — длина щели.

Значения коэффициента $a$	
Фрамуги окон и дверей:	
С одинарными деревянными переплетами	1,0
С двойными	0,5
С одинарными металлическими переплетами	0,65
С двойными	0,33
Двери и ворота	2,0

Расход тепла на подогрев воздуха, поступающего за счет инфильтрации.

$$Q_{инф} = M \cdot c_v \cdot (t_r - t_n).$$

Приведенные данные следует использовать для учета инфильтрации в зимнее время в кондиционируемых помещениях, имеющих оконные и другие притворы, к которым могут быть применены приведенные значения  $a$  и  $m$ . В других случаях можно использовать с достаточной степенью точности введение добавок на теплотери, оценивая их в размере от 10 до 20% в зависимости от характера и ориентировки наружных ограждений. Необходимо учитывать, что проникающий за счет инфильтрации зимний воздух несет отрицательную тепловую нагрузку. В этих случаях воздух будет охлаждать помещение. В летний период помещения с наружными окнами могут быть более подвержены действию инфильтрации, если на лето оставить одинарные рамы. Наружный воздух в летний период, имеющий большее теплосодержание, чем в помещении, является дополнительной нагрузкой на охлаждающее оборудование. Кроме того, с воздухом в помещение будет поступать и дополнительная влага. При тех же плотностях ограждений летом влияние инфильтрации меньше,

чем зимой, так как летом обычно меньше, чем зимой, скорости воздуха и меньшие разности температур.

В табл. VI.10 приведены данные, позволяющие определять приток наружного воздуха в результате естественной инфильтрации.

Для двойных створчатых окон к указанным значениям вводится коэффициент 0,5, а для дверей — 2,0. В расчетах принимаются только окна, двери и фонари, выходящие на наветренные стороны помещения.

Для помещений, которые оборудуются системой кондиционирования воздуха, необходимо все ограждения выполнять с максимальной герметичностью. Если притворы окон и фонарей имеют специальные уплотнения (плотная замазка, резиновые прокладки и т.п.), то инфильтрация воздуха не учитывается.

### Теплопоступления от людей

Поступление тепла от людей зависит от интенсивности выполняемой работы и параметров окружающего воздуха.

Тепло, выделяемое людьми, складывается из ощутимого (явного), т.е. передаваемого в воздух помещения путем конвекции и лучеиспускания, и скрытого тепла, затрачиваемого на испарение влаги с поверхности кожи и из легких. Соотношения между количеством ощутимого и скрытого тепла зависят от интенсивности мускульной работы,

Таблица VI.10.

### ИНФИЛЬТРАЦИЯ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ ДВЕРИ И ОКНА В $m^3/ч$ НА ЛИНЕЙНЫЙ МЕТР ПЕРИМЕТРА

Тип двери	Скорость ветра, м/с				
	2	4	6	9	11
Стекланные двери:					
щели до 3 мм	18	35,5	54,5	72,5	89,0
щели до 5 мм	26,5	55,5	78,0	111,5	134,0
металлические двери:					
с уплотнением	2,5	3,3	5,3	7,2	9,5
без уплотнения	5,0	6,7	10,0	14,5	18,4

Таблица VI.11

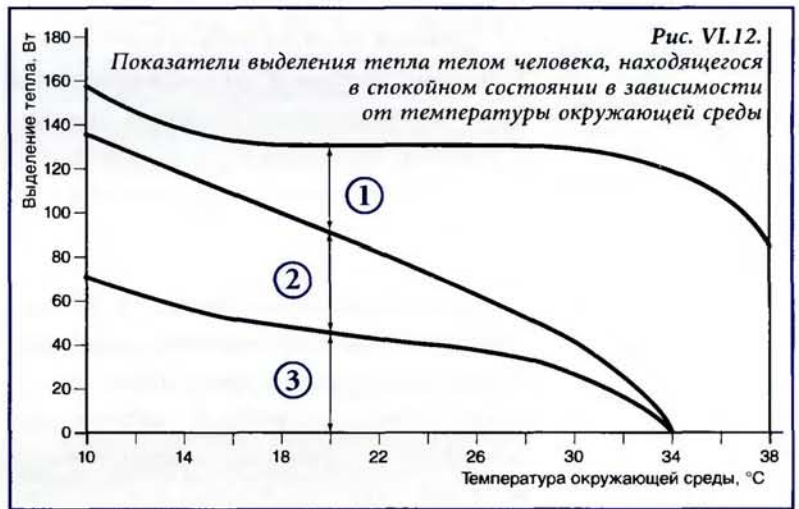
Температура внешней среды, °С	Положение сидя либо состояние отдыха			Положение стоя либо легкое движение			Тяжелая работа либо спокойный танец		
	явное	скрытое	общее	явное	скрытое	общее	явное	скрытое	общее
10	115	15	130	135	21	156	206	84	290
14	103	15	118	117	21	138	179	84	263
18	89	15	104	100	33	133	157	93	250
20	82	21	103	92	42	133	140	110	250
22	76	26	102	84	48	132	117	132	249
24	67	35	102	72	60	132	95	154	249
26	61	41	102	63	69	132	81	168	249
28	51	51	102	53	79	132	64	185	249
30	40	60	100	41	89	130	48	198	246
32	20	78	98	22	106	128	31	213	244

производимой человеком, и от параметров окружающего воздуха. С повышением интенсивности работы и температуры окружающего воздуха увеличивается доля тепла, передаваемого в виде скрытого тепла испарения. При температуре воздуха 36 °С все тепло, выработанное организмом, отдается путем испарения.

Показатели тепловыделений человека во внешнюю среду показаны в табл. VI.11.

В этой связи можно сделать несколько замечаний:

- вне зависимости от вида деятельности общее количество выделяемой телом тепловой энергии при низких температурах окружающей среды выше, чем при высоких;
- при низких температурах окружающей среды значение явного (ощутимого) тепла значительно выше показателей скрытого тепла, и наоборот, при высоких температурах преобладает выделение скрытого тепла;
- при температурах, соответствующих комфортному состоянию (24–26 °С), при сидячем роде занятий, общее количество выделяемого тепла распределяется в пропорции 60–65% явного тепла и 40–35% скрытого тепла. С повышением физических нагрузок начинает преобладать выделение скрытого тепла.



Показатели выделения тепла человека при различных температурах окружающей среды приведены на рис. VI.12.

При расчете поступления тепла телом от людей нужно принимать во внимание тот факт, что не всегда количество людей, заявленное в исходных данных будет соответствовать одновременному их присутствию в данном помещении. Этот факт обосновывает применение коэффициента одновременности присутствия. Чтобы сделать расчет более соответствующим реальности при проектировании СКВ, в учреждениях этот коэффициент принимается равным 0,95, т.е. количество людей на 5% меньше заявленного количества. В случае других потребителей

- 1 — скрытое тепло, выделяемое при испарении;
- 2 — явное тепло, выделяемое путем конвекции;
- 3 — явное тепло, выделяемое через тепловое излучение.;
- 2+3 — общее количество выделяемого явного тепла;
- 1+2+3 — общее количество выделяемого тепла

(объектов), например, гостиница, ресторан и пр., такой коэффициент должен быть установлен на основании опыта или на основании предположений заказчика.

### Теплопоступления от ламп и осветительных приборов

В настоящее время в основном используются два типа осветительных приборов: лампы накаливания и люминисцентные лампы.

Теплопоступления от ламп накаливания ( $Q_{осв}$ ) определяются по формуле:

$$Q_{осв} = \eta \cdot N_{осв},$$

где  $\eta = 0,92-0,97$  — коэффициент перехода электрической энергии в тепловую;

$N_{осв}$  — установочная мощность ламп.

**Рис. VI.13.** Невентилируемый потолок со встроенным осветительным плафоном. 100% выделенного тепла поступают в окружающее пространство: 50% непосредственно и остальные 50% косвенно

Световая нагрузка должна быть задана. Если она неизвестна, то для предварительных расчетов для хорошо освещенных помещений можно принимать  $N_{осв} = 50-100$  Вт/м<sup>2</sup>.

При использовании люминисцентных ламп принимают  $\eta = 0,5-0,6$ .

В некоторых помещениях, особенно в таких, как магазины, выставочные залы, торговые залы и пр., нагрузка от осветительных приборов составляет существенную часть в общей тепловой нагрузке. В торговом деле освещение является определяющим условием для успешных продаж, и освещение организовано, главным образом, внутри помещения. Кроме того, в современных учреждениях освещение поддерживается в рабочем состоянии на протяжении целого рабочего дня. Однако необходимо учитывать, что тепловыделения от осветительных приборов могут и не совпадать по времени с тепловыделениями от солнечной радиации и др. Поэтому, в зависимости от месторасположения светильников и принятой схемы кондиционирования воздуха, необходимо определить количество тепла, подлежащего ассимиляции от электросветильников.

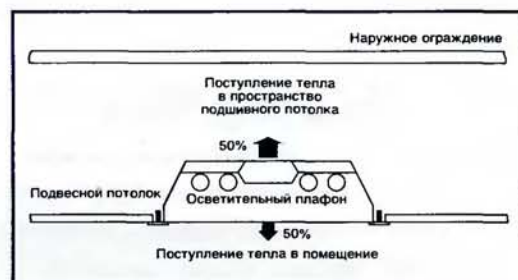
Чтобы определить количество выделяемого в окружающее пространство тепла, необходимо также учитывать тип осветитель-

ных приборов, устанавливаемых на подвесном потолке.

Приведем три типичных случая:

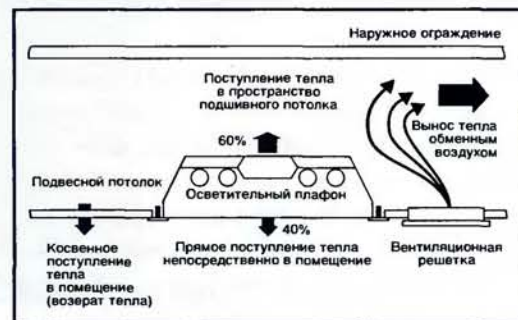
**Помещения с подвесным неventилируемым потолком.** Элементы освещения встроены в подвесном потолке (рис. VI.13.). При такой установке 50% выделяемого тепла уходит непосредственно в помещение, а остальные 50% вначале задерживаются на некоторое время в самом подвесном потолке и только затем поступают в помещение. Таким образом, все 100% выделенного тепла поступают в помещение.

**Помещения с вентилируемым подвесным потолком.** Подвесной потолок используется как вытяжной короб, а окружаю-

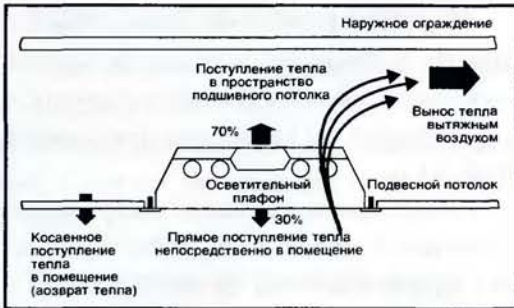


щий воздух помещения поступает в короб через специальные отверстия или решетки (рис. VI.14.). Около 40% выделяемого тепла поступает непосредственно в помещение. Из оставшихся 60% часть тепла уносится обменным воздухом (около 30-40%), а остальное тепло (20-30%) впоследствии тоже поступает в помещения, что в сумме составляет 60-70% от всего выделенного тепла.

В помещении с вентилируемым потолком и с вытяжкой через плафон (рис. VI.15).



**Рис. VI.14** Вентилируемый подвесной потолок, используемый в качестве вытяжного короба, со встроенным осветительным плафоном. Выделяемое тепло в количестве около 60-70% поступает в окружающее пространство помещения



Прямое поступление тепла в помещение составляет до 30%, из остальной части выделенного тепла (70%) около 40–50% отбирается вытяжным воздухом, в то время как 20–30% возвращается в помещение, поэтому количество тепла, поступающего в помещение, составляет 50% от общего.

В отношении некоторых учреждений могут применяться коэффициенты одновременности использования освещения с учетом отсутствия служащих.

### Упрощенная экспресс-методика расчета теплопритоков

Данная экспресс-методика в основном используется для разработки СКВ на базе несложного (в проектом отношении) климатического оборудования, такого, как: кондиционеры сплит-систем, а также кондиционеры оконного типа и моноблочного исполнения.

Для подбора необходимого по холодопроизводительности кондиционера надо рассчитать тепло, поступающее в помещение от солнечной радиации, освещения, людей, оргтехники и т.д.

Основные теплопритоки в помещение складываются из следующих составляющих:

- 1) Теплопритоки, возникающие за счет разности температур внутри помещения

и наружного воздуха, а также солнечной радиации  $Q_1$ , рассчитываются по формуле

$$Q_1 = V \cdot q_{уд}$$

где  $V = S \cdot h$  — объем помещения;

$S$  — площадь помещения;

$h$  — высота помещения;

$q_{уд}$  — удельная тепловая нагрузка,

принимается:

30–35 Вт/м<sup>3</sup> — если нет солнца в помещении,

35 Вт/м<sup>3</sup> — среднее значение;

35–40 Вт/м<sup>3</sup> — если большое остекление с солнечной стороны;

- 2) Теплопритоки, возникающие за счет находящейся в нем оргтехники  $Q_2$ . В среднем берется 300 Вт на 1 компьютер в полной комплектации (или 30% от мощности оборудования).

- 3) Теплопритоки, возникающие от людей, находящихся в помещении  $Q_3$ . Обычно для расчетов принимается: 1 человек — 100 Вт (для офисных помещений),

100–300 Вт (для ресторанов, помещений, где люди занимаются физическим трудом),

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

К подсчитанным теплопритокам прибавляется 20% на неучтенные теплопритоки:

$$Q_{общ} = (Q_1 + Q_2 + Q_3) \cdot 1,2 \text{ Вт.}$$

В случае использования в помещении дополнительного тепловыделяющего оборудования (электроплит, производственного оборудования и т.п.) соответствующая тепловая нагрузка должна быть также учтена в данном расчете.

Рис. VI.15. Вентилируемый потолок с вытяжкой воздуха через осветительный плафон

## § 6.3.2 Расчет тепловлажностного баланса помещения

### Влаговыделения в помещении

Второй составляющей микроклимата, существенно влияющей на метеорологические условия в помещении, является влажность.

Источниками влаговыделений в жилых и офисных зданиях являются люди, находящиеся в помещении. Возможными источниками влаговыделений в производственном помещении, кроме людей, могут быть:

- ◆ открытые водные поверхности, испаряющие влагу;
- ◆ влажные материалы, высыхающие в помещении;
- ◆ химические реакции, при которых выделяется влага, например, процессы горения;
- ◆ утечки пара через неплотности производственного оборудования и коммуникаций;
- ◆ смоченные поверхности оборудования и полов.

Следует отметить, что некоторое количество влаги может поступать в жилые, офисные и производственные помещения с инфильтрационным (наружным) воздухом.

Рассмотрим более подробно основные виды поступлений влаги в помещения.

**Влаговыделения от людей.** Приток влаги от людей зависит не только от интенсивности мускульной работы, но и температуры воздуха, его подвижности, а также температуры окружающих поверхностей.

Таблица VI.16

Характер работы	Влаговыделение W, кг/ч, при температуре воздуха, °С				
	15	20	25	30	35
Состояние покоя	0,35	0,40	0,62	0,94	0,150
Легкая физическая работа	0,82	0,125	0,175	0,230	0,300
Работа средней тяжести	0,130	0,180	0,240	0,300	0,350
Тяжелая физическая работа	0,240	0,310	0,365	0,400	0,430

Средние значения выделения влаги человеком, в зависимости от интенсивности мускульной работы и температуры воздуха  $t_0$  при средней его влажности, приведены в табл. VI.16.

Общее количество влаги, поступающей в помещение от людей ( $W_{лр}$ , кг/ч) определяется по формуле

$$W_{лр} = d \cdot n \text{ (кг/ч)},$$

где  $d$  — количество влаги, выделяемой одним человеком, кг/ч;  
 $n$  — количество людей, находящихся в помещении.

### Влаговыделения от открытых водяных поверхностей

Количество влаги, испаряющейся в помещении с открыто расположенной поверхности некипящей воды ( $W_{от}$ , кг/ч), может быть определено по формуле

$$W_{от} = F \cdot (a + 0,0174 \cdot V) \cdot (P_1 - P_2) \cdot \frac{760}{P_{бар}},$$

где  $a$  — фактор скорости движения (подвижности) окружающего воздуха; значение фактора «а» для диапазона изменения температур воздуха в помещении от 15 до 30 °С, в зависимости от температуры испаряющейся воды, принимают в следующих пределах:

Таблица VI.17

Температура воды, °С	До 30	40	50	60	70	80	90	100
Фактор скорости «а»	0,022	0,028	0,033	0,037	0,041	0,046	0,051	0,057

$v$  — относительная скорость движения воздуха над поверхностью испарения, м/с;

$P_1$  — упругость водяного пара, соответствующая полному насыщению воздуха при его температуре, равной температуре поверхности воды, мм рт.ст. (если испарение происходит без подведения тепла к воде, значение  $P_1$  определяется температурой окружающего воздуха по мокрому термометру);

$P_2$  — упругость водяного пара в воздухе помещения, мм рт.ст.;

760 — нормальное барометрическое давление, мм рт.ст.;

$P_{бар}$  — расчетное барометрическое давление для данного географического пункта, мм рт.ст.;

$F$  — площадь поверхности испарения, м<sup>2</sup>.

### Влаговыделения от влажных материалов

Влаговыделения от влажных материалов и полуфабрикатов в процессе их сушки определяются весовым методом (опытным путем), т.е. путем взвешивания их до и после сушки.

### Влаговыделения от химических реакций

Влаговыделения от химических реакций, например, процессов горения, зависят от вида используемого топлива и составляют:

При сгорании:

1 кг ацетилена .....	0,7 кг влаги
1 кг бензина .....	1,4 кг влаги
1 кг водорода .....	9,0 кг влаги
1 кг природного газа .....	1,3 кг влаги

### Влаговыделения через неплотности оборудования

Прорыв пара через неплотности производственного оборудования и коммуникаций при правильной их эксплуатации сводится к минимуму, которым можно пренебречь. Но в некоторых проектных случаях, при составлении влажностного баланса, прорыв пара через неплотности соединений оценивается в 2% от количества протекающего пара в данном оборудовании.

### Влаговыделения от смоченных поверхностей

Влаговыделения со смоченной поверхности оборудования и пола ( $W_n$ , кг/ч) определяют по приближенной формуле:

$$W_n = 0,006 \cdot F_1 \cdot (t_c - t_m),$$

где  $F_1$  — площадь мокрой поверхности пола;  
 $t_c$  и  $t_m$  — температура воздуха в помещении соответственно по сухому и мокрому термометру, °C.

### Приток влаги с инфильтрационным воздухом

Инфильтрационный воздух может содержать как большее количество влаги, так и меньшее, чем внутренний воздух в помещении. Поэтому увеличение или уменьшение влаги воздуха в помещении от инфильтра-

ции ( $W_{инф}$ , кг/ч) определяется по следующим формулам:

при влагосодержании наружного воздуха, большем внутреннего:

$$W_{инф} = G \cdot (d_n - d_r),$$

где  $G$  — количество инфилирующего воздуха, кг/ч;

$d_n$  и  $d_r$  — влагосодержание соответственно, наружного и внутреннего воздуха, кг/кг.

При влагосодержании наружного воздуха, меньшем внутреннего:

$$W_{инф} = G \cdot (d_n - d_r),$$

В том случае, когда в кондиционируемом помещении создается подпор, инфильтрация и приток с ней влаги и тепла не учитываются.

Кроме влаговыделений, в помещении могут быть и влагопоглощения, как например: поглощение влаги гигроскопическими материалами, которое определяется опытным путем.

Расчетное количество влаги, на которое рассчитывается воздухообмен, определяется как разность между влаговыделениями от всех источников и влагопоглощениями, если таковы имеются в помещении. Следовательно, баланс влаги в помещении выразится формулой

$$W_{вт} = \Sigma W_{выд} - \Sigma W_{погл}.$$

### Основные характеристики влажного воздуха

В системах кондиционирования воздух подвергается различным видам обработки, при которых существенно меняются его тепловые и влажностные состояния.

Атмосферный воздух состоит из сухой части (азота, углерода, инертных газов) и водяных паров. Причем, если содержание газов в сухой части воздуха относительно стабильно, то количество водяных паров изменяется в широких пределах и зависит от времени года и местных климатических условий.

Поскольку в атмосферном воздухе всегда находится какое-то количество водяных паров, в проектировании СКВ он рассматривается как влажный воздух.

При обработке в системах кондиционирования влажного воздуха изменяется количество водяных паров, содержащихся в воздухе, содержание же сухого воздуха остается постоянным. Поэтому при расчетах процессов, связанных с увлажнением и осушкой воздуха, пользуются единицей измерения влажности, которая выражает отношение переменного количества водяных паров к неизменной массе сухого воздуха. Такой единицей измерения является влагосодержание  $d$  (кг/кг), показывающее количество водяных паров в 1 кг сухого воздуха.

Численные значения  $d$  обычно являются малой величиной, поэтому в практических расчетах удобнее пользоваться влагосодержанием в г влаги на 1 кг сухой части влажного воздуха.

Степень насыщения воздуха водяными парами показывает физическая величина, называемая относительной влажностью  $\varphi$  (в %). С достаточной точностью относительная влажность воздуха может быть вычислена как отношение влагосодержания при данном состоянии ( $d$ ) к влагосодержанию при полном насыщении ( $d_n$ ) при тех же значениях температуры и давления:

$$\varphi = \frac{d \times 100}{d_n}, \%$$

В расчетах тепловлажностного состояния влажного воздуха существует еще одно важное понятие, связанное с его физическим состоянием, — это теплосодержание, так называемая энтальпия  $I$  (кДж/кг или в ккал/кг при ведении графо-аналитических расчетов).

Энтальпия влажного воздуха представляет собой количество теплоты, необходимое для нагревания от 0 °С до данной температуры такого количества влажного воздуха, сухая часть которого имеет массу 1 кг.

Энтальпия влажного воздуха складывается из энтальпий сухой его части и энтальпии водяных паров.

В результате конвективного теплообмена сухой части воздуха передается (или от него отводится) теплота, температура воздуха повышается или понижается и, соответственно, увеличивается или уменьшается его энтальпия.

При поступлении водяного пара от внешних источников в воздух передается теплота парообразования и энтальпия воздуха возрастает. Изменение энтальпии водяного пара в этом случае происходит за счет увеличения его массы. Температура воздуха при этом остается неизменной.

### Диаграмма I-d влажного воздуха

Расчет изменения состояния атмосферного воздуха требует выполнения сложных вычислений. Более простым и удобным является расчет с помощью психрометрической диаграммы, иначе называемой I-d-диаграммой.

В координатах I-d наносят зависимости основных параметров влажного воздуха: температуры, влагосодержания, относительной влажности, энтальпии при заданном барометрическом давлении (рис. VI.18.). По оси ординат откладывают энтальпию на 1 кг сухого воздуха (ккал/кг), а по оси абсцисс — влагосодержание воздуха (в г на 1 кг сухого воздуха).

I-d-диаграмма построена в косоугольной системе координат с углом между осями 150 (120 °С). Такая система позволяет расширить на диаграмме область ненасыщенного влажного воздуха, что делает ее удобной для графических построений.

Линии постоянной энтальпии ( $I = const$ ) проходят под углом 150 ° к ординатам, а линии постоянного влагосодержания ( $d = const$ ) располагаются параллельно оси ординат.

На полученной таким образом сетке, состоящей из параллелограммов, строят линии изотерм  $t = const$  и линии постоянных относительных влажностей  $\varphi = const$ .

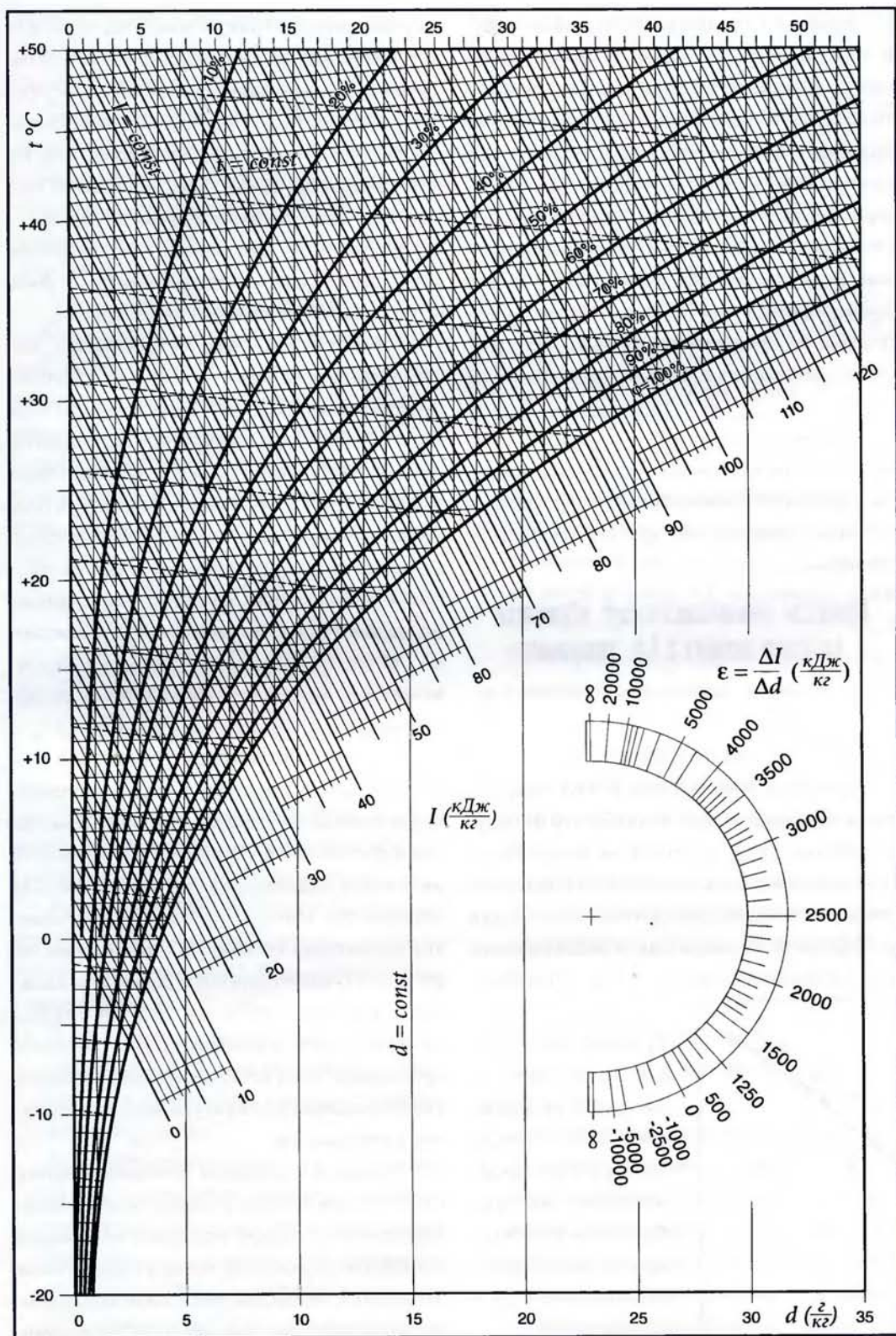


Рис. VI.18  
I-d- диаграмма

Изотермы представляют собой прямые линии, причем изотермы не параллельны между собой, так как угол их наклона к горизонтальной оси различен. При низких тем-

пературах непараллельность изотерм почти незаметна. Приведенные на диаграмме линии температур соответствуют значениям по сухому термометру.

Кривую с относительной влажностью  $\varphi = 100\%$  строят по данным таблиц насыщенного воздуха. Область диаграммы выше этой кривой относится к области ненасыщенного влажного воздуха, а область диаграммы ниже кривой насыщения ( $\varphi = 100\%$ ) характеризует состояние перенасыщения влажного воздуха. В этой области насыщенный воздух содержит влагу в жидкой или твердой фазе (туман). Так как эта часть диаграммы не представляет интереса при расчетах, связанных с влажным воздухом, ее не строят.

Каждая точка на поле диаграммы соответствует определенному состоянию воздуха. Положение точки определяется любыми двумя из четырех ( $I, d, t, \varphi$ ) параметрами состояния.

### Процессы тепловлажностной обработки влажного воздуха в I-d-диаграмме

Рассмотрим характерные тепловлажностные состояния воздуха.

Когда состояние влажного воздуха характеризуется точкой A (рис. VI.19.), лежащей выше кривой  $\varphi = 100\%$ , водяной пар в воздухе находится в перегретом состоянии. Если состояние влажного воздуха характеризуется точкой A<sub>1</sub> (на кривой насыщения  $\varphi = 100\%$ ), то водяной пар в воздухе находится в насыщенном состоянии. И наконец,

если заданная точка A<sub>2</sub> лежит ниже кривой насыщения, то температура влажного воздуха ниже температуры насыщения и в воздухе находится влажный пар, т.е. смесь сухого насыщенного пара и капелек воды.

В проектной практике I-d-диаграмму используют не только для определения

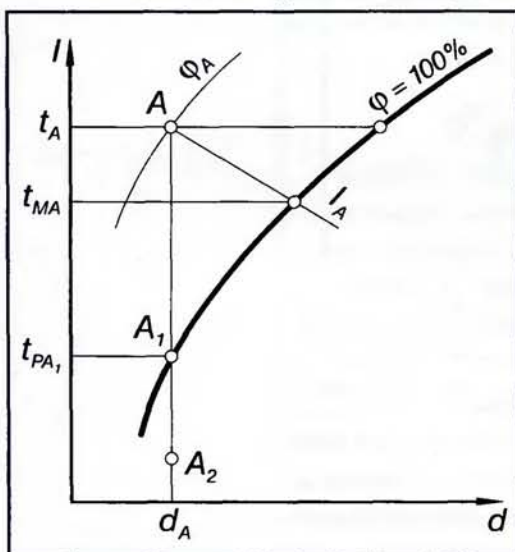
параметров состояния воздуха, но и для построения изменения его состояния при нагревании, охлаждении, увлажнении, осушении, смешении, при произвольной последовательности и сочетании этих процессов. На I-d-диаграмме могут быть построены еще два параметра, которые широко используются при расчетах вентиляции и кондиционирования воздуха, — температура точки росы  $t_p$  и температура мокрого термометра  $t_m$ .

Температурой точки росы воздуха  $t_p$  называется температура, до которой нужно охладить ненасыщенный воздух, чтобы он стал насыщенным при сохранении постоянного влагосодержания. Для определения температуры точки росы необходимо на поле I-d-диаграммы из точки, характеризующей заданное состояние влажного воздуха, провести прямую, параллельную оси ординат, до пересечения с кривой  $\varphi = 100\%$ . Изотерма (линия  $t = \text{const}$ ), пересекающая в этой точке кривую насыщения ( $\varphi = 100\%$ ), будет характеризовать температуру точки росы  $t_p$ .

Температурой мокрого термометра  $t_m$  является такая температура, которую принимает влажный воздух при достижении насыщенного состояния и сохранения постоянной энтальпии воздуха, равной начальной. Для определения температуры мокрого термометра необходимо на поле I-d-диаграммы через точку, соответствующую состоянию влажного воздуха, провести линию  $I = \text{const}$  до пересечения с кривой  $\varphi = 100\%$ . Изотерма, проходящая через точку пересечения, соответствует значению температуры воздуха по мокрому термометру.

Процессы изменения термовлажностного состояния воздуха происходят постоянно в помещениях, а также в системах вентиляции и кондиционирования. Воздух подвергается нагреванию, охлаждению, увлажнению, осушке, происходит смешивание воздуха с различными температурами и влагосодержаниями. Процессы, связанные с обработкой и перемешиванием воздуха в системах вентиляции и кондиционирования, а также процессы,

Рис. VI.19.



происходящие в помещениях, обслуживаемых этими системами, могут быть изображены на I-d- диаграмме.

Процессы перехода воздуха из одного состояния в другое на поле I-d- диаграммы изображаются прямыми линиями (лучами), проходящими через точки, соответствующие начальному и конечному состоянию влажно-го воздуха.

Уравнение перехода представляет собой уравнение пучка прямых, положение которых на I-d- диаграмме определяется точкой начального состояния воздуха 1 ( $I_1, d_1$ ) и величиной тепловлажностного коэффициента  $\epsilon$ , представляющего собой отношение изменения энтальпии воздуха к изменению его влагосодержания:

$$\epsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \times 1000,$$

где  $\epsilon$  — тепловлажностный (или угловой) коэффициент линии процесса (иначе называемой «лучом процесса»), характеризующий изменение состояния воздуха, кДж/кг. Конкретные значения  $\epsilon$  в диапазоне от 20000 до минус 10000 приведены на поле диаграммы I-d (см. рис. VI.18)

Характер изменения состояния воздуха определяется величиной (или направлением) тепловлажностного коэффициента  $\epsilon$ .

Рассмотрим характерные случаи изменения состояния влажного воздуха и их схематичное изображение на I-d- диаграмме, представленной на рис. VI.20.

1) Влажный воздух, имеющий начальные параметры  $I_1, d_1$ , подвергается нагреванию при неизменном влагосодержании, т.е.  $d_1 = d_2 = const$ .

Нагревание при постоянном влагосодержании осуществляется, например, в воздухоподогревателях. При нагревании воздуха повышается его температура, энтальпия, понижается относительная влажность.

Луч процесса изображается вертикальной прямой, параллельной линии  $d = const$ , и направлен снизу вверх. Точка 1 соответствует начальному состоянию воздуха, точка 2 — конечному.

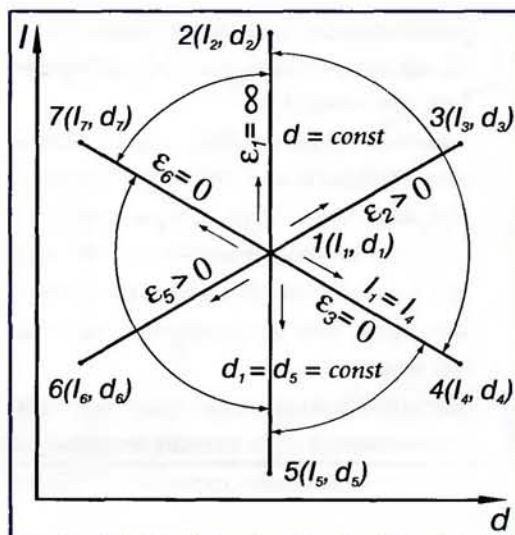


Рис. VI.20. Изображение на I-d- диаграмме процессов изменения состояния воздуха: при нагревании без подвода и отвода влаги (линия 1-2), нагревания с одновременным увлажнением (линия 1-3), увлажнением без подвода и отвода теплоты (линия 1-4), охлаждению без подвода и отвода влаги (линия 1-5), охлаждению с одновременным осушением (линия 1-6), осушении без подвода и отвода теплоты (линия 1-7)

Величина тепловлажностного (углового) коэффициента  $\epsilon = \infty$  при условии  $I_2 > I_1$ .

2) Влажный воздух 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), а конечное состояние будет определяться параметрами  $I_3$  и  $d_3$ , то при  $I_3 > I_1$  и  $d_3 > d_1$  направление луча процесса будет соответствовать направлению луча процесса 1-3.

Такое изменение параметров влажного воздуха обычно происходит в обслуживаемых помещениях. В этом случае воздух, обработанный в кондиционере с параметрами  $I_1, d_1$ , поступает в помещение, где в результате ассимиляции теплоты и влаги приобретает параметры  $I_3, d_3$ .

3) Влажный воздух поглощает влагу ( $d_4 > d_1$ ) при неизменной энтальпии ( $I_4 = I_1$ ).

Так, если процесс происходит при постоянной энтальпии, то луч, характеризующий это изменение состояния, должен быть параллелен линии  $I = const$ . Величина углового коэффициента искомого луча  $\epsilon = 0$ .

Данное выражение показывает, что процесс протекает по линии  $I_1 = I_4 = const$  (прямая 1-4).

Такие процессы называют адиабатными, т.е. протекающими при постоянной энтальпии воздуха.

Адиабатное увлажнение, т.е. повышение влагосодержания воздуха при постоянной энтальпии, широко применяется в системах кондиционирования, в частности, в оросительной камере, где с помощью форсунок производится распыление воды.

Температура испаряемой воды постепенно устанавливается равной температуре воздуха по мокрому термометру. Воздух, находясь в контакте с водой, имеющей температуру мокрого термометра  $t_m$ , теряет явную теплоту, которая затрачивается на испарение воды. В то же время воздух получает такое же количество скрытой теплоты с водяными парами.

Энтальпия воздуха остается постоянной, поскольку притока теплоты со стороны практически нет,  $I_1 - I_4 = const$ .

Процесс изображен на *I-d*- диаграмме. Точка 1 показывает начальное состояние воздуха. Изменение состояния происходит по линии  $I = const$ . Практически в камерах орошения воздух удается увлажнить до значения  $I = 90-95\%$ . Этому состоянию соответствует точка 4.

- 4) Влажный воздух отдает теплоту ( $I_5 < I_1$ ) при неизменном влагосодержании ( $d_1 = d_5 = const$ ), т.е. процесс, как и в первом случае, будет характеризоваться лучом, параллельным линии  $d = const$ , но направление его будет от точки 1 не вверх, а вниз. Значение тепловлажностного коэффициента  $\epsilon = -\infty$ .

Охлаждение воздуха при  $d = const$ , как и нагревание, может быть осуществлено в поверхностных теплообменниках. Луч процесса охлаждения направлен из точки 1 вертикально вниз к точке 5. При охлаждении луч может быть вертикально продолжен до точки росы 5, расположенной на линии  $\phi = 100\%$ . Дальнейшее охлаждение будет идти по линии насы-

щения и сопровождаться конденсацией водяных паров и осушкой воздуха. Охлаждение влажного воздуха при  $d = const$  может осуществляться лишь до точки росы.

- 5) Влажный воздух отдает теплоту ( $I_6 < I_1$ ) и влагу ( $d_6 < d_1$ ), т.е. происходит охлаждение и осушка воздуха.

Значение углового коэффициента в этом случае  $\epsilon > 0$ .

Приращение энтальпии ( $\Delta I$ ) и приращение влагосодержания ( $\Delta d$ ) имеют отрицательные знаки, поэтому направление процесса изменения состояния будет характеризоваться лучом 1-6, имеющим направление от точки 1 к точке 6.

Такой процесс может происходить как в камере орошения кондиционера, так и в других установках для обработки воздуха. Для охлаждения и осушки воздуха в оросительной камере должна установиться температура ниже точки росы, что достигается подачей к распылительным форсункам охлажденной воды.

- 6) Влажный воздух, имеющий параметры  $I_1, d_1$ , отдает влагу ( $d_7 < d_1$ ) при постоянной энтальпии ( $I_7 = I_1 = const$ ), т.е. воздух осушается. При этом тепловлажностный коэффициент  $\epsilon = 0$ .

Приращение влагосодержания в этом случае будет отрицательным, но направление луча процесса будет от точки 1 к точке 7.

Процесс осушки воздуха при  $I = const$  можно осуществить с помощью абсорбентов, например концентрированных растворов солей хлористого кальция, хлористого лития и др., а также с помощью адсорбентов, например, силикагеля.

### Применение *I-d* диаграммы

Состояние воздуха определяется с помощью любых двух указанных выше параметров, имеющих на психрометрической диаграмме. Если мы выберем любую температуру по сухому термометру и любую

температуру по влажному термометру, то точка пересечения этих линий на диаграмме является точкой, обозначающей состояние воздуха при данных температурах. Состояние воздуха в данной точке обозначено совершенно определено. Подобным же образом состояние воздуха в любой другой точке на психрометрической диаграмме определяется по температурам сухого и влажного термометров.

Когда на диаграмме найдено определенное состояние воздуха, все остальные параметры воздуха могут быть определены посредством данной диаграммы. Подобным же образом при наличии психрометрической диаграммы достаточно любых двух параметров смеси воздуха и водяного пара для определения состояния воздуха и всех остальных его параметров.

**Пример 1.** Если температура по сухому термометру равна  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а температура точки росы  $12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ , чему равна температура по влажному термометру (рис. VI.21.)

**Решение.** Определить точку  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$  на шкале температур по сухому термометру.

Провести прямую по линии  $t = \text{const}$ .

На линии  $\phi = 100\%$  отмечаем температуру точки росы  $12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Провести от этой точки вертикальную линию вверх до пересечения с изотермой  $t = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Из полученной точки пересечения по линии  $I = \text{const}$  до пересечения  $\phi = 100\%$ .

На шкале температур находим соответствующее значение температуры точки росы  $t_{\text{т.р.}} = 20,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Пример 2.** Если температура по сухому термометру равна  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а температура точки росы  $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ , чему равна относительная влажность (рис. VI.22.).

**Решение.** Определить точку  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$  на шкале температур по сухому термометру.

Провести от этой точки прямую  $t = \text{const}$ .

Определить точку  $12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$  на пересечении  $t = \text{const}$  с линией  $\phi = 100\%$ .

Провести от этой точки вертикальную

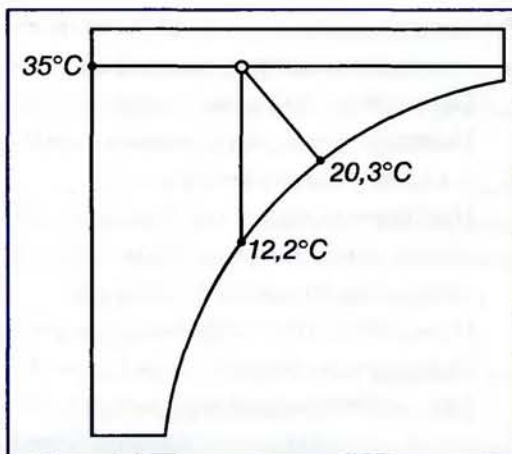


Рис. VI.21. Определение температуры по влажному термометру

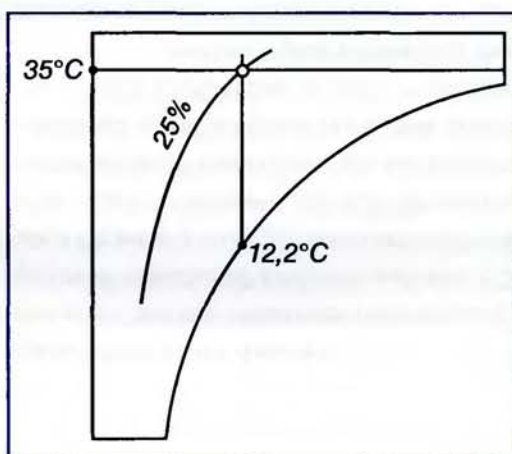


Рис. VI.22.

линию вверх до пересечения с линией температур по сухому термометру.

Относительная влажность в этой точке равна 25%.

**Пример 3.** Если температура по сухому термометру равна  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а температура точки росы  $12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ , чему равна энтальпия воздуха (рис. VI.23.)

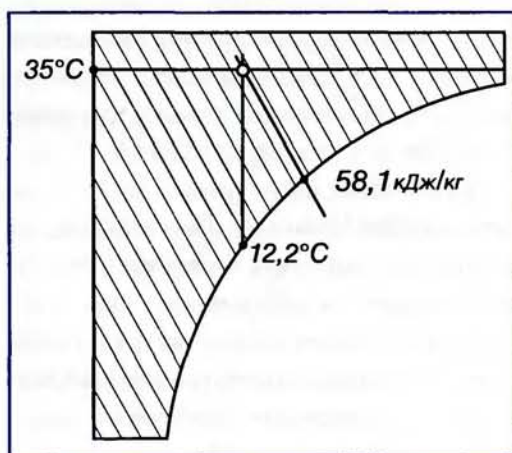


Рис. VI.23.

Рис. VI.24.  
Изменение общей энтальпии

**Решение.** Определить точку  $35^\circ\text{C}$  на шкале температур по сухому термометру.

Провести от этой точки линию  $t = \text{const}$ . Определить точку пересечения  $t = \text{const} = 12,2^\circ\text{C}$  с линией  $\phi = 100\%$ .

Провести от этой точки линию по вертикали вверх до пересечения с линией температур по сухому термометру.

Определяем соответствующее этой точке значение энтальпии  $I = 58,1 \text{ кДж/кг}$ .

При кондиционировании воздуха, связанного с его охлаждением (летний сезон), мы в основном заинтересованы в определении количества тепла, которое должно быть отведено, чтобы в достаточной степени охладить воздух для удовлетворения расчетных условий внутри помещения. При кондиционировании воздуха, связанного с его нагревом (зимний сезон), тепло добавляется в воздух для обеспечения расчетных условий. Предположим, например, что наружная температура по влажному термометру равна  $23,9^\circ\text{C}$ , а в кондиционируемом помещении необходимо поддерживать  $19,4^\circ\text{C}$  по влажному термометру. Общее количество тепла, которое должно быть отведено от 1 кг сухого воздуха, определяется следующим методом.

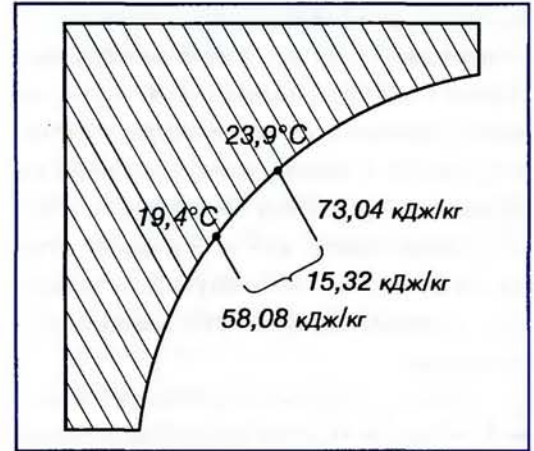
Энтальпия при  $23,9^\circ\text{C}$  по влажному термометру равна  $73,04 \text{ кДж}$  на 1 кг воздуха.

Энтальпия при  $19,4^\circ\text{C}$  по влажному термометру равна  $58,08 \text{ кДж}$  на 1 кг воздуха.

Разность равна  $15,32 \text{ кДж}$  на 1 кг воздуха.

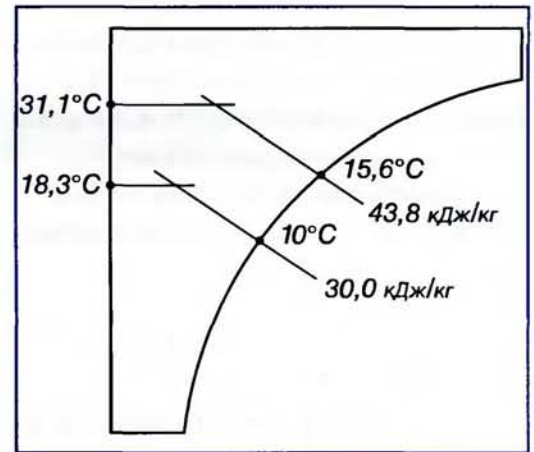
Поэтому общее количество тепла, которое должно быть отведено при охлаждении воздуха с  $23,9^\circ\text{C}$  по влажному термометру до  $19,4^\circ\text{C}$  по влажному термометру, равно  $15,32 \text{ кДж}$  на 1 кг воздуха (IV.24.).

**Сухое тепло.** Сухое (явное) тепло — это тепло, которое добавляется или отводится от воздуха без изменения агрегатного состояния входящего в него водяного пара. В результате изменения количества сухого тепла изменится только температура воздуха. Ощутимое теплосодержание определяется температурой по сухому термометру.



**Пример 4.** Во время отопительного сезона необходимо нагреть воздух с  $18,3^\circ\text{C}$  по сухому термометру и  $10^\circ\text{C}$  по влажному термометру до  $31,1^\circ\text{C}$  по сухому и  $15,6^\circ\text{C}$  по влажному термометру. Определить количество сухого тепла, которое должно быть добавлено к 1 кг сухого воздуха (рис. VI.25.).

Рис. VI.25.  
Изменение количества сухого тепла при нагреве воздуха



**Решение.** Определить точки  $18,3^\circ\text{C}$  по сухому термометру и  $10^\circ\text{C}$  по влажному термометру.

Определить точки  $31,1^\circ\text{C}$  по сухому термометру и  $15,6^\circ\text{C}$  по влажному термометру.

Провести от этих точек линии постоянных энтальпий  $I = \text{const}$ .

Энтальпия при  $15,6^\circ\text{C}$  по влажному термометру равна  $43,8 \text{ кДж/кг}$ .

Энтальпия при  $10^\circ\text{C}$  по влажному термометру равна  $30,0 \text{ кДж/кг}$ .

Вычислить разность.

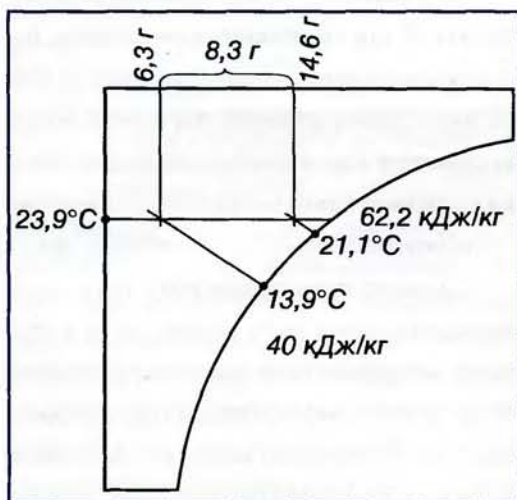
Количество добавляемого сухого тепла равно 13,8 кДж на 1 кг сухого воздуха.

Это изменение количества тепла является изменением количества только сухого тепла, так как нет изменения во влагосодержании воздуха.

**Скрытая теплота.** Температура точки росы обозначает влагосодержание воздуха.

При изменении температуры точки росы происходит изменение влагосодержания, т.е., иными словами, влагосодержание может быть изменено только при изменении температуры точки росы. Необходимо отметить поэтому, что если температура точки росы остается постоянной, то влагосодержание воздуха также не изменяется.

**Пример 5.** Воздух, который имеет параметры 23,9 °С по сухому термометру и 13,9 °С по влажному термометру, должен быть кондиционирован, чтобы его параметры стали равны 23,9 °С по сухому термометру и 21,1 °С по влажному термометру. Необходимо определить количество добавляемой скрытой теплоты, а также количество добавляемой влаги (рис. VI.26.).



**Решение.** Определить точку 23,9 °С по сухому термометру и 13,9 °С по влажному термометру.

Определяем соответствующее этой точке значение энтальпии  $I = 57,4$  кДж/кг.

Определить точку 23,9 °С по сухому термометру и 21,1 °С по влажному термометру.

Определить соответствующее этой точке значение энтальпии  $I = 62,2$  кДж/кг.

В данном случае к воздуху добавляется тепло:  $62,2 - 40,0 = 22,2$  кДж/кг.

Провести от этих точек линии  $d = const$  к шкале влагосодержания и в результате найдем точку 6,3 г в начале процесса и 14,6 г влаги на 1 кг сухого воздуха в конце процесса.

Количество добавляемой влаги на 1 кг сухого воздуха равно  $14,6 - 6,3 = 8,3$  г.

Это изменение количества тепла является изменением количества только скрытой теплоты, так как нет изменения в температуре воздуха по сухому термометру.

**Пример 6.** Наружный воздух при 35 °С по сухому термометру и 23,9 °С по влажному термометру (точка А) должен быть перемешан с рециркулирующим воздухом, имеющим параметры 21,1 °С по сухому термометру и 10% относительной влажности (точка В). Смесь должна состоять из 25% наружного воздуха и 75% рециркулирующего воздуха. Определить конечные температуры смеси воздуха по сухому и влажному термометрам (рис. VI.27.).

**Решение.** Нанести точки А и В на диаграмму. Провести линию между двумя точками. Определить температуру по сухому термометру посредством прибавления процентного выражения каждой величины температуры по сухому термометру, т.е.

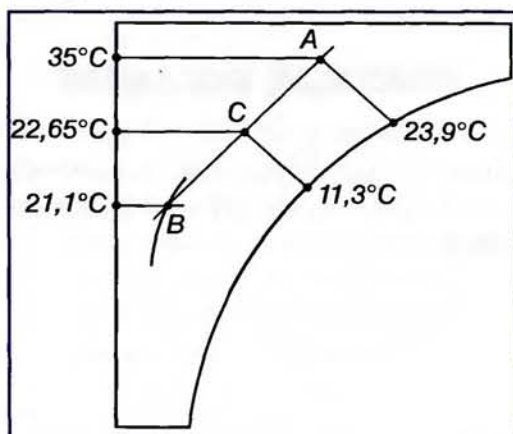


Рис. VI.26. Изменение количества скрытой теплоты и добавляемой влаги

Рис. VI.27.

25% от 35 °С = 8,75 °С;  
75% от 23,9 °С = 17,9 °С.

В результате температура смеси по сухому термометру равна 22,65 °С.

Найти точку, соответствующую 22,65 °С по сухому термометру на шкале, и провести от этой точки линию к линии смеси, т.е. найти точку С.

Провести линию от точки С на шкале температур по влажному термометру, в результате чего находим величину 11,3 °С.

Важно отметить, что можно определить конечную температуру смеси воздуха по сухому термометру процентным методом, но нельзя пользоваться этим методом для определения конечной температуры по влажному термометру. Например, если процентный метод применялся бы в последнем примере, то результаты были бы следующие:

25% от 23,9 °С = 6 °С;

75% от 8,3 °С = 6,2 °С

$\frac{6 + 6,2}{2} = 12,2$  °С — неправильная конечная температура по влажному термометру.

Процентный метод можно использовать для определения конечной температуры по влажному термометру посредством косвенного расчета. Для этого необходимо найти величину энтальпии для каждого состояния воздуха, а затем использовать процентный метод для определения конечной энтальпии смеси воздуха. Зная величину энтальпии смеси, можно затем определить температуру по влажному термометру.

### Тепловлажностной баланс помещения

Количество воздуха, необходимое для подачи в помещение, исходя из влажностного баланса, определяется по следующей формуле:

$$G = \frac{W_{вл}}{d_n - d_{пр}},$$

где  $W_{вл}$  — суммарное количество влаги, выделяющейся в помещение, кг/ч;  
 $d_n, d_{пр}$  — влагосодержание воздуха соответственно в помещении и на притоке, г/кг сух.в.

Количество воздуха, необходимого для подачи в помещение, исходя из теплового баланса, определяется по формуле

$$G = \frac{Q_{изб}}{c \cdot (t_n - t_{пр})},$$

где  $Q_{изб}$  — количество явного тепла (избыточного), передаваемого в помещение различными источниками, кДж/ч;  
 $c$  — весовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг × град).

При условии одновременного выделения влаги и тепла, представленные выражения могут быть приравнены друг к другу:

$$G = \frac{W_{вл}}{d_n - d_{пр}} = \frac{Q_{изб}}{c \cdot (t_n - t_{пр})}.$$

Это уравнение является основным в системе расчетов кондиционирования воздуха.

Величины  $W_{вл}$  и  $Q_{изб}$  должны рассматриваться как переменные величины, изменяющиеся непрерывно и независимо друг от друга. Задача кондиционирования воздуха состоит в том, чтобы при всех практически вероятных изменениях этих двух величин сохранять неизменными величины  $d_n$  и  $t_n$ .

Согласно представленному уравнению эта задача может быть решена, если в процессе непрерывного изменения величин  $W$  и  $Q$  системой кондиционирования воздуха непрерывно изменять величины  $d_{пр}$  и  $t_{пр}$ . При этом предполагается, что количество вводимого в помещение воздуха  $L$  кг/ч остается величиной постоянной.