Б. Н. СРЕБНИЦКИЙ

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

ИЗДАТЕЛЬСТВО «БУДІВЕЛЬНИК»
Киев — 1970

6С9.4
С75

УДК 628.8.697

Сребницкий Б. Н.

Примеры расчета систем кондиционирования воздуха. Киев, «Будівельник», 1970, стр.

В книге приведены примеры расчета систем кондиционирования воздуха и выбора оборудования: определение вредностей, процессы обработки воздуха, расчет производительности и выбор кондиционеров, воздухоохладителей, подогревателей, вентиляторов, холодильных машин, расчет шумоглушения и др. Кроме того, приведены комплексные расчеты систем КВ различных производственных объектов и общественных зданий.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, занятых проектированием, монтажом и эксплуатацией систем кондиционирования воздуха, а также может быть полезна студентам высших и средних учебных заведений по специальности «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха».

Таблиц 24, рисунков 48, библиография из 43 позиций.

3—2—10
85—70М

КИЕВСКАЯ КНИЖНАЯ ТИПОГРАФИЯ № 6.

Аналитические зависимости

Атмосферный воздух всегда содержит в своем составе водяной пар. Давление атмосферного воздуха $P_б$ представляет собой сумму парциальных давлений сухого воздуха $p_с$ и пара $p_п$

$$P_б = p_с + p_п.$$

Абсолютная влажность воздуха, т. е. количество пара W в *кг*, содержащегося в 1 $м^3$ влажного воздуха, определяется по формуле

$$D = \frac{W}{L}, \text{ или } D = \frac{p_п}{R_п T} = 0{,}0213 \frac{p_п}{T}, \qquad (1)$$

где L — объем воздуха, $м^3$;

$p_п$ — парциальное давление пара во влажном воздухе, $кГ/м^2$;

$R_п$ — газовая постоянная для пара, равная 47,0 *м/град*;

T — абсолютная температура влажного воздуха, *град*;

$$T = 273 + t.$$

При изменении температуры влажного воздуха и постоянном давлении изменяется его объем и величина абсолютной влажности. Для практических расчетов за единицу измерения, характеризующую содержание пара во влажном воздухе, принимается влагосодержание.

Влагосодержание влажного воздуха d — это количество пара, содержащегося в объеме влажного воздуха, в котором находится 1 *кг* сухого воздуха и d *г* пара

$$d = \frac{W}{G} \; 1000, \text{ либо } d = 622 \frac{p_п}{P_б - p_п} \; г/кг, \qquad (2)$$

где G — вес сухой части влажности воздуха, *кг*.

При нагревании либо охлаждении влажного воздуха изменяется его теплосодержание и температура, величина влагосодержания не меняется.

Влажный воздух, имеющий предельное количество пара при постоянном $P_б$, называется насыщенным, а количество пара, насыщающего воздух при данной температуре, называется влагоемкостью $d_н$ и определяется по $I—d$ диаграммам влажного воздуха или по приложению 1.

Относительной влажностью воздуха называют отношение парциального давления водяных паров во влажном воздухе к парциальному давлению водяных паров при той же температуре и полном его насыщении влагой, выраженное в процентах,

$$\varphi' = \frac{p_п}{p_н} 100. \qquad (3)$$

Для практических расчетов пользуются зависимостью

$$\varphi = \frac{d}{d_н} 100, \text{ но } \varphi' \neq \varphi. \qquad (4)$$

Величина φ характеризует степень насыщенности влажного воздуха.

Пример 1. Воздух помещения имеет температуру $t_в = 18°$ и влагосодержание $d_в = 8$ *г/кг*. Парциальное давление $p_п = 9{,}65$ *мм рт. ст.* Определить относительную влажность воздуха.

По приложению 1 находим влагоемкость при температуре 18°: $d_н = 12{,}9$ *г/кг*, $p_н = 15{,}48$ *мм рт. ст.* по уравнению (3)

$$\varphi' = \frac{p_п}{p_н} \cdot 100 = \frac{9{,}65}{15{,}48} \cdot 100 = 62{,}34\%,$$

либо по уравнению (4)

$$\varphi_в = \frac{d}{d_н} \cdot 100 = \frac{8{,}0}{12{,}9} \cdot 100 = 62\%.$$

Пример 2. Нагретый воздух в количестве $G = 20000$ *кг/ч* с параметрами $t_г = 22°$; $\varphi_г = 4\%$; $d_г = 0{,}41$ *г/кг* увлажняется в камере орошения кондиционера, после чего $t_к = +7{,}5°$ и $\varphi_к = 95\%$. Определить влагосодержание воздуха $d_к$ после камеры орошения и количество воды, испарившейся в камере.

По приложению 1 влагоемкость воздуха при 7,5° $d_н = 6{,}4$ *г/кг*, тогда по формуле (4)

$$d_к = d_н \frac{\varphi_к}{100} = 6{,}4 \cdot \frac{95}{100} = 6{,}08 \text{ г/кг}.$$

Количество воды, испарившейся в камере орошения, равно количеству пара, приобретенного воздухом,

$$G_W = G(d_к - d_г) = 20000(6{,}08 - 0{,}41) = 113400 \text{ г/ч} = 113{,}4 \text{ кг/ч}.$$

Объемный вес влажного воздуха — это вес 1 $м^3$ влажного воздуха

$$\gamma = 1{,}293 \cdot \frac{273}{T}\left(\frac{P_б}{760} - 0{,}378 \cdot \frac{p_п}{760}\right) \; кг/м^3. \qquad (5)$$

Объемный вес влажного воздуха меньше веса сухого при тех же t и $P_б$. В пределах температур, встречающихся в расчетах систем КВ, разница между γ и $\gamma_{сух}$ незначительна, и в практических расчетах объемный вес влажного воздуха принимается равным объемному весу сухого воздуха.

Пример 3. Определить объемный вес насыщенного воздуха при $t = +20°$ и $P_б = 760$ *мм рт. ст.*

По приложению 1 находим $p_п = 17{,}53$ *мм рт. ст.* и подставляем в уравнение (5)

$$\gamma = 1{,}293 \cdot \frac{273}{T}\left(\frac{P_б}{760} - 0{,}378 \cdot \frac{P_п}{760}\right) = 1{,}293 \cdot \frac{273}{273 + 20{,}0} \times$$

$$\times \left(\frac{760}{760} - 0{,}378 \cdot \frac{17{,}53}{760}\right) = 1{,}178 \; кг/м^3.$$

Обемный вес сухого воздуха при этих условиях $\gamma = 1{,}205$ $кг/м^3$.

Расхождение $\dfrac{1{,}205 - 1{,}178}{1{,}178} \cdot 100 = 2{,}9\%$.

Теплосодержание влажного воздуха I — это количество тепла, которое содержится в объеме влажного воздуха, сухая часть которого $G_с$ весит 1,0 *кг*. Теплосодержание влажного воздуха равно сумме теплосодержания сухого воздуха и пара. При температуре влажного воздуха t и влагосодержании d

$$I = I_{сух} + I_п = G_с c t + i_п \frac{d}{1000} \; ккал/кг, \qquad (6)$$

где c — удельная весовая теплоемкость сухого воздуха, которая зависит от t; в пределах температур, встречающихся в расчетах систем КВ, принимается постоянной $c = 0{,}24$ *ккал/кг град*;

$i_п$ — энтальпия пара при давлении $P_б$ и температуре t.

Для расчетов систем КВ значение $i_п$ целесообразно определять по уравнению П. Н. Каменева [5]

$$i_п = 597{,}3 + 0{,}44t \; .$$

Подставляя значения $i_п$ в уравнение (6), получим

$$I = 0{,}24t + (597{,}3 + 0{,}44t)\frac{d}{1000} \; . \qquad (7)$$

Пример 4. Определить теплосодержание влажного воздуха при $t = +24°$; $\varphi = 60\%$; $P_б = 760$ *мм рт. ст.*

По приложению 1 и уравнению (4) находим

$$d = \frac{\varphi}{100} d_н = \frac{60}{100} 19{,}0 = 11{,}4 \text{ г/кг}.$$

Подставляем в уравнение (7) значение d

$$I = 0{,}24t + (597{,}3 + 0{,}44t)\frac{d}{1000} = 0{,}24 \cdot 24 +$$

$$+ (597{,}3 + 0{,}44 \cdot 24)\frac{11{,}4}{1000} = 12{,}69 \text{ ккал/кг}.$$

При нагревании либо охлаждении влажного воздуха происходит изменение его температуры t и теплосодержания I при постоянном влагосодержании d; изменяется также относительная влажность φ.

Пример 5. Наружный воздух в количестве $G_н = 36000$ *кг/ч* с параметрами $t_н = -24°$; $I_н = -5{,}6$ *ккал/кг* нагревается в калориферах до $t_г = +22°$. Найти параметры нагретого воздуха и определить расход тепла в калориферах.

Пользуясь уравнением (7), определяем $d_н$

$$-5{,}6 = -0{,}24 \cdot 24{,}0 + (597{,}3 - 0{,}44 \cdot 24{,}0)\frac{d_н}{1000},$$

откуда $d_н = 0{,}27$ *г/кг*.

Так как при нагревании воздуха в калориферах его влагосодержание не изменяется, теплосодержание нагретого воздуха

$$I_г = 0{,}24 \cdot 22{,}0 + (597{,}3 + 0{,}44 \cdot 22{,}0)\frac{0{,}27}{1000} = 5{,}4 \text{ ккал/кг}.$$

Расход тепла в калориферах по уравнению (10)

$$Q_г = G_н (I_г - I_н) = 36000\,(5{,}4 + 5{,}6) = 396000 \text{ ккал/ч}.$$

Температурой точки росы называется температура, при которой начнется конденсация пара в процессе охлаждения воздуха при постоянном влагосодержании.

Если влажный воздух с начальными параметрами t_1, d_1, I_1, φ_1 охлаждать при неизменном влагосодержании, то будет снижаться теплосодержание, падать температура и увеличиваться относительная влажность. Настанет момент, когда воздух станет насыщенным и его относительная влажность будет $\varphi_р = 100\%$.

Дальнейшее охлаждение воздуха вызовет конденсацию пара, т.е. выпадение из воздуха влаги в виде росы.

Точка росы является пределом возможного охлаждения влажного воздуха при неизменном влагосодержании. Для определения точки росы необходимо найти такую температуру, при которой влагосодержание данного влажного воздуха равно его влагоемкости.

Пример 6. Для радиационного охлаждения помещения предусмотрена система охлаждения потолка при помощи замоноличенных змеевиков с холодной водой. Определить минимальную допустимую температуру поверхности потолка из условия конденсации влаги при условии, что в помещении $t_в = +23°$, $\varphi_в = 60\%$.

Конденсация влаги на потолке произойдет в том случае, если температура на его поверхности равна температуре точки росы.

Влагосодержание воздуха помещения (по приложению 1 и уравнению 4)

$$d_в = \frac{\varphi_в}{100} d_н = \frac{60}{100} \cdot 17{,}9 = 10{,}8 \ г/кг.$$

Отыскиваем по приложению 1 такую температуру, которой соответствует влагоемкость воздуха 10,8 *г/кг*. Температура точки росы $t_р = 15{,}2°$. Это и будет минимальная допустимая температура поверхности потолка.

Температурой мокрого термометра называется предельно возможная температура его охлаждения при адиабатическом процессе. Если влажный воздух с параметрами t, d, I и φ имеет контакт с открытой поверхностью воды, происходит тепло- и массообмен между водой и воздухом. Вследствие наличия разности парциальных давлений пара у поверхности воды и в воздухе, вода испаряется и влагосодержание воздуха возрастает. Так как процесс происходит без подвода и отвода тепла (адиабатически), общее теплосодержание участвующих в процессе тел не изменяется, а тепло на испарение воды отбирается от сухой части влажного воздуха. При этом теплосодержание сухой части $I_с = 0{,}24\ t$ уменьшается, а теплосодержание пара $I_п = (597{,}3 + 0{,}44\ t) \frac{d}{1000}$ возрастает.

В результате температура воздуха t понижается, а относительная влажность φ возрастает; возрастает также теплосодержание влажного воздуха за счет тепла воды, испарившейся в воздух. Однако прирост теплосодержания воздуха незначителен и для практических расчетов приближенно принимается тепло-

содержание влажного воздуха постоянным, а процесс его изменения — адиабатическим.

Испарительное охлаждение воздуха может происходить до предела, когда воздух станет насыщенным, а $\varphi = 100\%$. Дальнейшее испарение воды в воздух и понижение его температуры будет невозможным. Температура воздуха станет минимально возможной для данного случая; вода приобретает такую же температуру. Эта температура и называется температурой мокрого термометра $t_м$ и может быть замерена термометром, у которого шарик постоянно смачивается водой. Вода, испаряясь с поверхности шарика, отбирает от него тепло, и температура шарика падает. Мокрый термометр воспроизводит процесс адиабатического испарительного охлаждения воздуха.

В ненасыщенном влажном воздухе показания мокрого термометра будут всегда ниже показаний сухого термометра. Разность температур, замеренных сухим и мокрым термометрами называется психрометрической разностью $\Delta t_п = t - t_м$.

Психрометрическая разность будет тем больше, чем меньшую относительную влажность φ имеет влажный воздух. При $\varphi = 100\%$ величина $\Delta t_п = 0$. На этом основании построен прибор для измерения φ влажного воздуха — п с и х р о м е т р.

Адиабатический процесс широко используется в системах КВ для испарительного охлаждения и увлажнения воздуха.

Пример 7. Воздух в количестве $G = 15000$ *кг/ч*, имеющий температуру $t = +24°$ и влагосодержание $d = 0{,}7$ *г/кг*, увлажняется в форсуночной камере орошения кондиционера до $\varphi_к = 95\%$ рециркулирующей водой. Определить параметры воздуха после камеры $t_к$, $d_к$, $I_к$, температуру воды t_W и расход ее G_W на добавление в оборотный цикл. Определяем начальное теплосодержание воздуха по уравнению (7)

$$I = 0{,}24 \cdot t + (597{,}3 + 0{,}44t)\frac{d}{1000} = 0{,}24 \cdot 24{,}0 +$$

$$+ (597{,}3 + 0{,}44 \cdot 24{,}0)\frac{0{,}7}{1000} = 6{,}2 \text{ ккал/кг}.$$

Так как увлажнение воздуха осуществляется рециркулирующей водой, процесс будет адиабатическим, при $I = \text{const}$; $I_к = I = 6{,}2$ *ккал/кг*. Пределом увлажнения воздуха будет $\varphi_к = 100\%$ при температуре мокрого термометра $t_м$ и $I = 6{,}2$ *ккал/кг*. По уравнению (7)

$$6{,}2 = 0{,}24 \cdot t_м + (597{,}3 + 0{,}44 \cdot t_м)\frac{d_н^м}{1000}.$$

Решая уравнение методом подбора, находим $t_м = 5{,}7°$; $d_н^м = 6{,}9$ *г/кг*.

При $\varphi_к = 95\%$ уравнение (7) имеет вид

$$6{,}2 = 0{,}24 \cdot t_к + (597{,}3 + 0{,}44 t_к) \frac{95}{100} \cdot \frac{d_н^к}{1000},$$

откуда $t_к = 5{,}8°$; $d_к = 6{,}7$ *г/кг*. Температура рециркулирующей воды равна температуре мокрого термометра $t_W = t_м = 5{,}7°$.

Расход воды на добавление в цикл равно количеству воды, испарившейся при увлажнении воздуха, т. е. равно приросту влагосодержания воздуха

$$G_W = \frac{G(d_к - d)}{1000} = \frac{15000(6{,}7 - 0{,}7)}{1000} = 9{,}0 \text{ кг/ч}.$$

Смесь влажного воздуха G_1 с параметрами t_1, d_1, I_1 с G_2 влажного воздуха с параметрами t_2, d_2, I_2, дает смесь весом $G = G_1 + G_2$. Параметры воздуха смеси t, d, I могут быть получены следующим образом.

Количество тепла в смеси $Q = G_1 I_1 + G_2 I_2 = GI$; количество влаги $W = G_1 d_1 + G_2 d_2 = Gd$, откуда

$$I = \frac{G_1 I_1 + G_2 I_2}{G}; \tag{8}$$

$$d = \frac{G_1 d_1 + G_2 d_2}{G}. \tag{9}$$

Температуру смеси определяем, пользуясь уравнением (7), в котором I и d известны.

Пример 8. Из камеры орошения кондиционера выходит воздух в количестве $G_к = 8000$ *кг/ч* с $t_к = +12°$ и $\varphi_к = 95\%$. Воздух, подаваемый в помещение, должен иметь влагосодержание $d_п = 9{,}2$ *г/кг*. Для получения такого влагосодержания к воздуху после камеры подмешивается наружный воздух с параметрами $t_н = 31{,}5°$; $I_н = 13{,}5$ *ккал/кг*. Определить, сколько наружного воздуха необходимо подмешать.

Влагосодержание воздуха после камеры определяем по влагаемости $d'_н$ воздуха при температуре 12° по приложению 1 $d'_н = 8{,}8$ *г/кг*.

$$d_к = \frac{\varphi_к}{100} d'_н = \frac{95}{100} \cdot 8{,}8 = 8{,}4 \text{ г/кг}.$$

Влагосодержание наружного воздуха определяем, пользуясь уравнением (7)

$$I_{н} = 0{,}24t_{н} + (597{,}3 + 0{,}44t_{н})\,\frac{d_{н}}{1000} = 0{,}24 \cdot 31{,}5 +$$

$$+ (597{,}3 + 0{,}44 \cdot 31{,}5)\,\frac{d_{н}}{100} = 13{,}5\ ;$$

$$d_{н} = 9{,}7\ \text{г/кг}.$$

По уравнению (9) находим

$$d_{п} = \frac{G_{н}d_{н} + G_{к}d_{к}}{G} = \frac{G_{н}\,9{,}7 + 8000 \cdot 8{,}4}{G_{н} + 8000} = 9{,}2\ ;$$

$$G_{н} = 12800\ \text{кг/ч}$$

I—d-диаграмма влажного воздуха

I—d-диаграмма представляет собой графическую интерпретацию уравнения теплосодержания влажного воздуха (7). Диаграмма связывает между собой основные параметры, характеризующие состояние влажного воздуха, t, d, I, φ при определенном атмосферном давлении $P_{б}$. По заданным двум параметрам на *I—d*-диаграмме можно определить два остальных.

I—d-диаграмма дает возможность определять параметры влажного воздуха, наглядно изображать процессы его изменения, графически решать практические задачи по расчету систем вентиляции и кондиционирования воздуха, сушильных процессов, испарителей, охладительных установок при сокращении до минимума аналитических расчетов.

При пользовании *I—d*-диаграммой необходимо знать расчетное $P_{б}$ для данной местности, которое нормируется СНиП II-Г. 7—62. На территории СССР расчетные давления $P_{б}$ находятся в пределах 685—760 *мм рт. ст.* и нормируются с интервалом в 15 *мм рт. ст.* В соответствии с этим и *I—d*-диаграммы разработаны для $P_{б} = 685$, 700, 715, 730, 745 и 760 *мм рт. ст.*

Пример 9. Влажный воздух имеет температуру $t_{1} = +18°$, влагосодержание $d_{1} = 7{,}0$ *г/кг*. Определить его теплосодержание I_{1} и относительную влажность φ_{1} при $P_{б} = 745$ *мм рт. ст.*

На прямой $t_{1} = 18°$ находим точку *1*, имеющую $d_{1} = 7{,}0$ *г/кг*, и определяем $I_{1} = 8{,}5$ *ккал/кг* и $\varphi_{1} = 53\%$. Отсчет значений на *I—d*-диаграмме следует производить с точностью до 0,1 для t, d,

I и до 1 для φ. При решении практических задач большая точточность не требуется.

Пример 10. Влажный воздух имеет $t_1=18°$ и $\varphi_1=53\%$. Определить температуру точки росы $t'_р$, если $P_б = 745$ *мм рт. ст.*

На I—d-диаграмме находим точку 1 и определяем для нее $d_1=7{,}0$ *г/кг*. По вертикали $d=\text{const}$ 7,0 *г/кг* двигаемся вниз до пересечения с кривой $\varphi=100\%$, где $t'_р=8{,}5°$.

Пример 11. Для условий примера 10 определить температуру мокрого термометра $t'_м$.

Для точки 1 находим $I_1=8{,}5$ *ккал/кг*. По линии адиабаты $I=\text{const}=8{,}5$ *ккал/кг* двигаемся до кривой $\varphi=100\%$ и получаем $t'_м=12{,}6°$.

Процесс изменения параметров влажного воздуха (нагревание, охлаждение, увлажнение, осушка, комбинированные процессы) изображается на I—d-диаграмме линией, которая соединяет точки с начальными и конечными параметрами воздуха.

Нагревание влажного воздуха в калориферах от начальной $t_н$ до конечной температуры $t_г$ происходит при неизменном влагосодержании $d_н$. Процесс изображается вертикальной прямой $d=\text{const}$, направленной вверх от точки H до точки $Г$ (рис. 1).

При нагревании воздуха повышается его температура и теплосодержание; относительная влажность падает, максимальная температура нагреваемого воздуха может быть равной температуре греющей поверхности калорифера. Расход тепла на нагревание 1 *кг* равен разности теплосодержаний конечного и начального воздуха $Q_0=\Delta I=I_г-I_н$ *ккал/кг*. Тогда полный расход для G *кг/ч* воздуха

$$Q = G \cdot \Delta I = G(I_г - I_н). \qquad (10)$$

Пример 12. Наружный воздух в количестве $G=31000$ *кг/ч* с параметрами $t_н=-16°$; $I_н=-3{,}4$ *ккал/кг* должен быть нагрет в калориферах до $t_г=+24°$. Определить параметры нагретого воздуха $d_г$, $I_г$, $\varphi_г$ и расход тепла Q в калориферах, если $P_б=745$ *мм рт. ст.*

Наносим на I—d-диаграмму точку H с заданными параметрами (рис. 1) и проводим через нее вертикальную прямую $d=\text{const}$ до пересечения с прямой $t_г=+24°$. Читаем параметры нагретого воздуха: $d_г=0{,}7$ *г/кг*, $I_г=+6{,}2$ *ккал/кг*. Расход тепла по формуле (10)

$$Q = G(I_г - I_н) = 31000\,(6{,}2 + 3{,}4) = 297600 \text{ ккал/ч}.$$

Охлаждение влажного воздуха в поверхностных воздухоохладителях от начальной $t_р$ до конечной температуры $t_{с''}$ происходит при неизменном влагосодержании $d_р$. Этот процесс на I—d-диаграмме отражается вертикальной прямой $d_р = \text{const}$, идущей вниз от точки P.

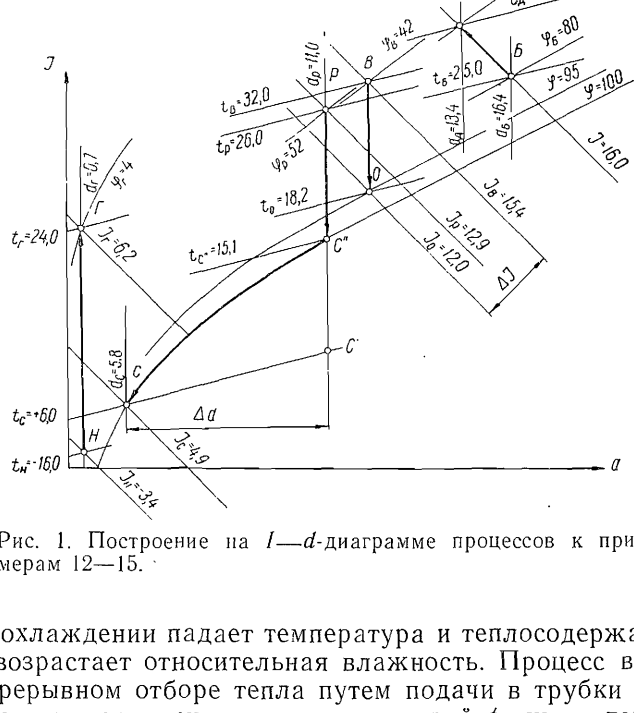


Рис. 1. Построение на I—d-диаграмме процессов к примерам 12—15.

При охлаждении падает температура и теплосодержание воздуха и возрастает относительная влажность. Процесс возможен при непрерывном отборе тепла путем подачи в трубки воздухоохладителя холодоносителя с температурой $t_х$ ниже температуры воздуха. Пределом возможного охлаждения воздуха при $d = \text{const}$ является состояние, характеризуемое точкой C'' на кривой $\varphi = 100\%$. Воздух имеет температуру точки росы $t_{с''}$, при которой влагосодержание равно влагоемкости $d_р^{с''}$. Относительная влажность $\varphi_р = 100\%$.

Дальнейшее охлаждение воздуха вызовет частичную конденсацию пара, и влагосодержание воздуха будет снижаться при постоянной $\varphi = 100\%$. Этот процесс характеризуется линией CC''. Температура, теплосодержание и влагосодержание снижаются

при постоянной $\varphi = 100\%$. Процесс CC'' ограничивается только температурой абсолютного нуля.

«Сухой» процесс охлаждения воздуха возможен только в том случае, когда температура поверхности воздухоохладителя выше точки росы. Если это условие не соблюдается, то на поверхности воздухоохладителя происходит конденсация пара и процесс становится «влажным».

Пример 13. Воздух в количестве $G = 17400$ *кг/ч* с параметрами $t_в = +32°$; $\varphi_в = 42\%$; $P_б = 745$ *мм рт. ст.* охлаждается в поверхностном воздухоохладителе до $\varphi_о = 95\%$. Определить параметры охлажденного воздуха (точки O на рис. 1) и расход холода в воздухоохладителе $Q_х$.

От точки B проводим вертикальную прямую вниз до пересечения с кривой $\varphi_о = 95\%$. Читаем параметры воздуха: $t_о = 18{,}2°$; $I_о = 12{,}0$ *ккал/кг*. Расход холода аналогично расходу тепла по формуле (10)

$$Q_х = G\Delta I = G(I_в - I_о) = 17400\,(15{,}4 - 12{,}0) = 59160 \text{ ккал/ч}.$$

Пример 14. Воздух в количестве $G = 24200$ *кг/ч* с параметрами $t_р = +26°$; $\varphi_р = 52\%$; $P_б = 745$ *мм рт. ст.* необходимо охладить в поверхностном воздухоохладителе до температуры $t_C = +6°$. Определить параметры охлажденного воздуха и расход холода $Q_х$.

Наносим на I—d-диаграмму точку P (см. рис. 1) и проводим вертикальную прямую вниз до точки C' пересечения с прямой $t_C = +6°$. Точка C' лежит ниже кривой $\varphi = 100\%$ за пределами активного поля I—d-диаграммы. Это свидетельствует о том, что воздух с $t_C = +6°$ и $d_P = 11{,}0$ *г/кг* существовать не может. Процесс охлаждения будет проходить до точки C'' на кривой $\varphi = 100\%$ и далее по этой кривой до точки C, которая имеет $d_c = 5{,}8$ *г/кг*; $I_C = 4{,}9$ *ккал/кг*.

Расход холода

$$Q_х = G(I_P - I_C) = 24200\,(12{,}9 - 4{,}9) = 193600 \text{ ккал/ч}.$$

В процессе охлаждения из воздуха выпадает конденсат

$$W = G(d_р - d_C)\frac{1}{1000} = 24200\,(11{,}0 - 5{,}8)\frac{1}{1000} = 125{,}8 \text{ кг/ч}.$$

В точке C'' получаем температуру точки росы $t_{c''} = 15{,}1°$.

Осушка влажного воздуха абсорбентами проходит без подвода и отвода тепла (адиабатически). Процесс осушки отображается на I—d-диаграмме прямой $I = \text{const}$, направленной влево и вверх (прямая $БД$ на рис. 1), причем влагосодержа-

ние воздуха и относительная влажность снижаются, а температура воздуха возрастает, так как в процессе абсорбции происходит конденсация пара на поверхности абсорбента и освобожденная скрытая теплота пара переходит в явное тепло.

Пределом этого процесса является точка пересечения прямой $I=\text{const}$ с ординатой $d=0$. Воздух в этой точке сухой, полностью освобожденный от влаги.

Пример 15. В кабине выделяется $W=0{,}6$ *кг/ч* влаги. Для удаления влаги подается рециркулирующий воздух $G=200$ *кг/ч*. Из кабины воздух выходит с параметрами $t_Б=25°$, $\varphi_Б=80\%$. Рециркулирующий воздух осушается силикагелем и вновь подается в кабину. Определить параметры воздуха в точке *Д* (см. рис. 1) при входе в кабину. $P_б=745$ *мм рт. ст.*

На *I—d*-диаграмму наносим точку *Б* и определяем влагосодержание воздуха $d_б=16{,}4$ *г/кг*. Процесс адиабатической осушки воздуха будет проходить по линии $I=\text{const}=I_Б=16{,}0$ *ккал/кг*.

В кабине каждый килограмм воздуха поглощает влагу в количестве $\Delta d=\frac{W}{G}\,1000=\frac{0{,}6}{200}\cdot 1000=3{,}0$ *г/кг*.

Такое же количество влаги должен поглощать силикагель, поэтому конечное влагосодержание воздуха будет $d_Д=d_Б-\Delta d=16{,}4-3{,}0=13{,}4$ *г/кг*.

Находим точку *Д* на пересечении линии $I=16{,}0$ *ккал/кг* с вертикалью $d=13{,}4$ *г/кг* и находим остальные параметры воздуха: $t_Д=35°$, $\varphi_Д=43\%$.

Адиабатическое увлажнение и охлаждение воздуха от начального состояния в точке *Н* до конечного в точке *К* отражается на *I—d*-диаграмме прямой $I=\text{const}$ (рис. 2), направленной вниз.

Процесс происходит при контакте воздуха с водой, постоянно рециркулирующей в оборотном цикле. Температура воздуха при этом падает, влагосодержание и относительная влажность возрастают. Пределом процесса является точка *К'* на кривой $\varphi=100\%$, которая является температурой мокрого термометра $t_м$. Одновременно эту же температуру приобретает рециркулирующая вода t_W, т. е. $t_{к'}=t_м=t_W$. В реальных адиабатических процессах охлаждения и увлажнения воздух не достигает предельных параметров, при этом $t_к>t_м$; $\varphi_к<100\%$.

Пример 16. Воздух в количестве $G=21800$ *кг/ч* с параметрами $t_г=22{,}0°$; $d_г=0{,}8$ *г/кг*; $P_б=745$ *мм рт. ст.* увлажняется в адиа-

батической камере орошения оборотной рециркулирующей водой до $\varphi_к = 95\%$. Определить параметры увлажненного воздуха $t_к$, $d_к$, количество испарившейся воды, которую нужно добавлять в оборотный цикл, и температуру мокрого термометра.

На I—d-диаграмме находим точку $Г$ (рис. 3) и проводим адиабату по $I_г = \text{const} = 5{,}8$ *ккал/кг* до пересечения с кривой $\varphi_к = 95\%$ в точке $К$. Находим параметры воздуха $t_к = 8°$; $d_к = 6{,}5$ *г/кг*.

Количество испарившейся воды

$$W = G\Delta d - G(d_к - d_г) = 21800\,(6{,}5 - 0{,}8) - 124260 \text{ г/ч}.$$

Необходимо добавлять в оборотный цикл $G_W = 124{,}26$ *кг/ч* воды.

Далее продолжаем прямую $ГК$ до линии $\varphi = 100\%$ (точка $К'$) и находим температуру мокрого термометра $t_м = 17{,}7°$.

Пример 17. В рабочей зоне помещения цеха текстильной фабрики необходимо обеспечить $t_в = 22°$; $\varphi_в = 70\%$ при $P_б = 745$ *мм рт. ст.* Приточный воздух $G_п = 17600$ *кг/ч* имеет влаго-

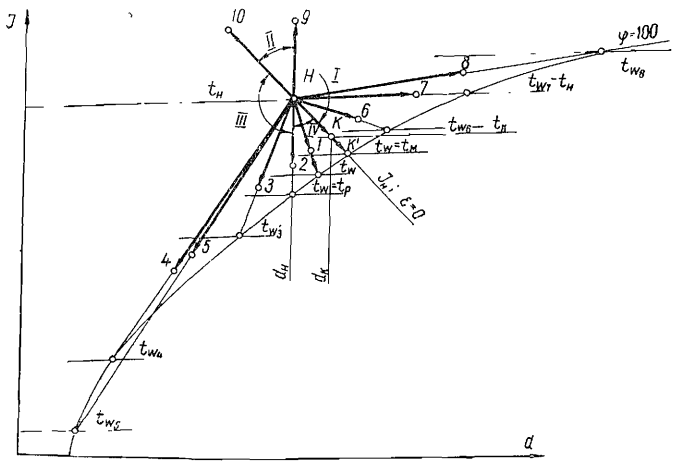


Рис. 2. Изображение на I—d-диаграмме лучей различных процессов изменения параметров влажного воздуха.

содержание $d_п = 0{,}9$ *г/кг*. Увлажнение воздуха в цехе производится местной системой путем распыления водопроводной воды с полным ее испарением. Определить, с какой температурой $t_п$ должен подаваться в помещение воздух и какое количество воды необходимо подавать из системы доувлажнения.

При испарении воды в воздух помещения теплосодержание его будет повышаться за счет теплосодержания воды, однако настолько незначительно, что в практических расчетах им пренебрегают и процесс увлажнения воздуха считают адиабатическим.

Наносим на I—d-диаграмму (см. рис. 3) точку B и от нее проводим линию $I=\text{const}$ до пересечения с линией влагосодержания $d_п = 0{,}9$ *г/кг* и находим температуру точки $П$ $t_п = 49{,}4°$. Расход воды должен быть

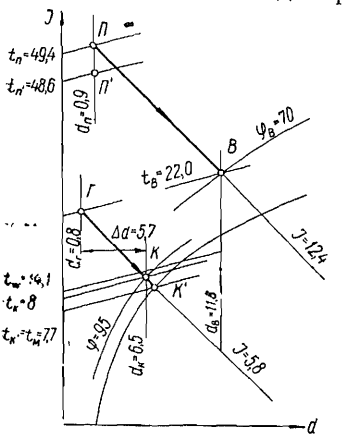


Рис. 3. К примерам 16 и 17.

$$W = G_п(d_в - d_п)\frac{1}{1000} =$$

$$= 17600(11{,}8 - 0{,}9)\frac{1}{1000} =$$

$$= 191{,}9 \text{ кг/ч}.$$

Делаем проверку точности проведенного расчета по адиабатическому процессу. Каждый килограмм воздуха поглотил влаги $W_о = 11{,}8 - 0{,}9 = 10{,}9$ *г*. Если принять температуру воды $t_W = 20°$, то прирост теплосодержания воздуха за счет воды составит

$$\Delta I = \frac{W_о}{1000} c_W t_W = \frac{10{,}9}{1000} \cdot 1{,}0 \cdot 20 = 0{,}2 \text{ ккал/кг},$$

т. е. теплосодержание воздуха в точке $П$ должно быть на 0,2 *ккал/кг* меньше (точка $П'$). Получаем температуру $t_{П'} = 48{,}6°$; ошибка 1,6%.

При контакте влажного воздуха с открытой поверхностью воды, температура которой отличается от температуры мокрого термометра воздуха, возникает **политропический** процесс тепло- и массообмена между воздухом и водой, т. е. изменяется теплосодержание и влагосодержание воздуха. Характер процесса изменения параметров воздуха зависит от температуры воды.

Если принять, что температура воды t_W остается неизменной, то на I—d-диаграмме политропический процесс изобразится прямой, соединяющей точку начального состояния влажного воздуха с точкой на кривой $\varphi = 100$ при температуре, равной t_W. Эта точка дает параметры насыщенного воздуха при температуре

воды, т. е. она отражает состояние пограничного слоя между водой и воздухом, с которым происходит тепло- и массообмен.

Фактически температура воды в массе отличается от температуры на ее поверхности, однако для решения практических задач и построения процессов на I—d-диаграмме температура воды принимается равной температуре насыщенного воздуха в пограничном слое. Принимается также, что температура воды постоянна, хотя в действительности она изменяется в процессе контакта ее с воздухом.

Политропические процессы при температуре воды ниже температуры мокрого термометра ($t_w < t_м$) приводят к понижению теплосодержания воздуха. Если вода имеет температуру t_{w_1} (см. рис. 2) изменение параметров воздуха отражается прямой *H1*. При этом процессе температура и теплосодержание воздуха будут падать ($t_1 < t_н$; $I_1 < I_н$), а влагосодержание и относительная влажность будут возрастать ($d_1 > d_н$; $\varphi_1 > \varphi_н$). Воздух будет увлажняться за счет испарения воды.

При температуре воды t_{w_2}, равной температуре точки росы $t_р$, процесс будет изображаться прямой *H2*. Температура и теплосодержание воздуха будут падать ($t_2 < t_н$; $I_2 < I_н$), а относительная влажность будет возрастать ($\varphi_2 > \varphi_н$) при неизменном влагосодержании воздуха ($d_2 = d_н$).

При снижении температуры воды до t_{w_3} процесс изобразится линией *H3* — температура, теплосодержание и влагосодержание воздуха будут падать ($t_3 < t_н$; $I_3 < I_н$; $d_3 < d_н$), а относительная влажность возрастать ($\varphi_3 > \varphi_н$).

При дальнейшем снижении температуры воды наступит момент, когда луч процесса станет касательным к кривой $\varphi = 100\%$. При этом температура воды будет t_{w_4}, а процесс изобразится прямой *H4*. Направление этой линии является предельным для процессов обработки воздуха водой. Характер изменения начальных параметров воздуха будет таким же, как при процессе, изображенном прямой *H3*.

Политропические процессы при температуре воды выше температуры мокрого термометра ($t_w > t_м$) приводят к повышению теплосодержания воздуха. Если вода имеет температуру t_{w_5} (см. рис. 2), процесс изменения параметров воздуха отображается лучом *H6*. При этом температура воздуха падает ($t_6 < t_н$), а теплосодержание, влагосодержание и относительная влажность возрастают ($I_6 > I_н$; $d_6 > d_н$; $\varphi_6 > \varphi_н$).

Когда температура воды становится равной температуре воздуха по сухому термометру ($t_{W_7} = t_н$), процесс будет проходить по лучу *H7* при $t = \text{const} = t_н$. При этом теплосодержание, влагосодержание и относительная влажность воздуха будут возрастать ($I_7 > I_н$; $d_7 > d_н$; $\varphi_7 > \varphi_н$).

Дальнейшее повышение температуры воды выше $t_н$ изобразится лучом *H8*. При этом процессе возрастают все параметры воздуха, воздух нагревается и увлажняется нагретой водой. Этот процесс может быть применен в гидрокалориферных установках, где в процессе непосредственного контакта нагретой воды и воздуха может быть нагрет и увлажнен воздух.

Предела этому процессу нет, так как при максимальной температуре воды 100° (все процессы рассматриваются при атмосферном давлении) не существует насыщенного влажного воздуха и все расчеты и построения процессов производятся для единицы количества воздуха, равной 1 *кг* сухого воздуха плюс *d г* пара.

Из рис. 2 видно, что все возможные процессы изменения влажного воздуха можно разделить на *I—d*-диаграмме на четыре характерных сектора:

сектор I — процессы, в которых происходит повышение теплосодержания и увлажнение воздуха при контакте воздуха с водой при температуре $t_W > t_м$;

сектор II — процессы осушки воздуха с повышением его теплосодержания. Такие процессы возможны при применении химических поглотителей влаги с одновременным подогревом воздуха и встречаются крайне редко;

сектор III — процессы с уменьшением теплосодержания и влагосодержания воздуха. Их можно осуществить при контакте воздуха с водой при температуре ее ниже точки росы ($t_W > t_р$);

сектор IV — процессы понижения теплосодержания воздуха с одновременным увлажнением. Такие процессы можно осуществить при контакте воздуха с водой при температуре ее между точкой росы и температурой мокрого термометра ($t_р < t_W < t_м$).

Границами между секторами являются линии постоянного теплосодержания ($I = \text{const}$) и влагосодержания ($d = \text{const}$) и Для точки *H* это линии $I_н = \text{const}$ и $d_н = \text{const}$.

Всякий процесс изменения состояния влажного воздуха сопровождается изменением его теплосодержания на величину ΔI и влагосодержания на величину Δd, причем значения этих величин могут иметь либо знак плюс (приращение), либо минус (снижение), либо они могут быть равны нулю.

Угловой масштаб в I—d-диаграмме или отношение $\frac{\Delta I}{\Delta d}$ однозначно определяет характер процесса изменения влажного воздуха. Бо́льшие абсолютные значения этого отношения характеризуют «тепловые» процессы с преимущественным изменением теплосодержания воздуха, малые значения характеризуют «влажностные» процессы с преимущественным изменением влагосодержания. Величина $\frac{\Delta I}{\Delta d}$ называется тепловлажностным отношением процесса изменения влажного воздуха, а при изображении процесса лучом на I—d-диаграмме — угловым коэффициентом

$$\varepsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d} 1000 \text{ ккал/кг}.$$

Изменение параметров воздуха внутри помещений обусловлено наличием избытков либо недостатков тепла $\pm Q$ и выделением влаги W в *кг*. Прирост теплосодержания вентиляционного воздуха $\Delta I = \pm \frac{Q}{G}$, прирост влагосодержания $\Delta d = -\frac{W}{G} \cdot 1000$. Тепловлажностное отношение для процесса внутри помещения по формуле

$$\varepsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d} 1000 = \pm \frac{Q}{W} \text{ ккал/кг}, \qquad (11)$$

т. е. угловой коэффициент равен отношению избытка тепла к выделениям влаги.

Каждому значению ε в координатной сетке I—d-диаграммы отвечает луч, направленный под определенным углом, обусловленным величиной $\frac{\Delta I}{\Delta d}$, поэтому имеется возможность построить угловой масштаб, на котором указывают направления лучей, соответствующих определенным значениям углового коэффициента.

Угловой масштаб изображается на I—d-диаграмме отрезками лучей на рамке поля диаграммы, на которых указаны значения ε (см. приложение 4).

Для адиабатического процесса увлажнения воздуха (процесс *НК*, рис. 2), «сухого» нагревания воздуха (процесс *Н9*), «сухого» охлаждения воздуха (процесс *Н2*) и адиабатической осушки воздуха (процесс *Н 10*) угловой масштаб выразится следующим образом:

$$\varepsilon_к = \frac{\Delta I}{+\Delta d} = \frac{0}{+\Delta d} = 0; \quad \varepsilon_9 = \frac{+\Delta I}{\pm 0} = \pm\infty;$$

$$\varepsilon_2 = \frac{-\Delta I}{\pm 0} = \pm\infty, \quad \varepsilon_{10} = \frac{0}{-\Delta d} = 0.$$

Пример 18. В рабочей зоне помещения необходимо обеспечить $t_в = 23°$, $\varphi_в = 60\%$. Приточный воздух должен иметь температуру $t_п = 17°$, т. е. рабочая разность температур составляет $\Delta t_р = t_в - t_п = 23 - 17 = 6°$. Избытки тепла в помещении $Q = 44000$ *ккал/ч*, выделение влаги $W = 32$ *кг/ч*. Определить параметры и расход приточного воздуха.

Наносим на I—d-диаграмму точку B (рис. 4), находим $d_B = 10{,}8$ *г/кг*; $I_B = 12{,}1$ *ккал/кг*. Определяем величину углового коэффициента процесса по формуле (11)

$$\varepsilon = \frac{Q}{W} = \frac{44000}{32} =$$

$$= 1375 \text{ ккал/кг}.$$

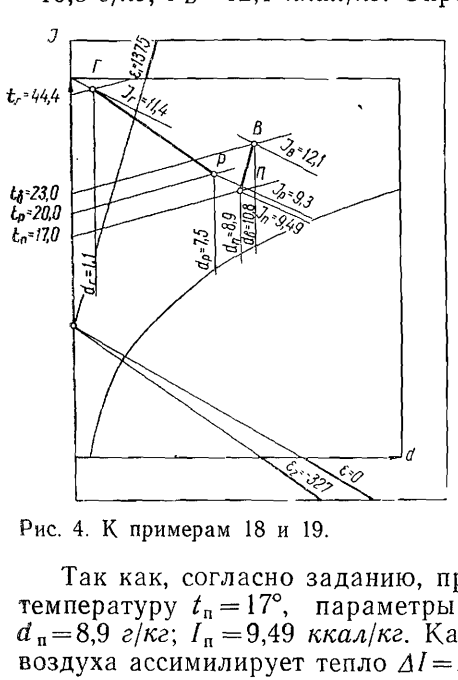


Рис. 4. К примерам 18 и 19.

Находим эту величину на угловом маштабе и проводим луч в нулевую точку диаграммы (рис. 4). Через точку B проводим прямую, параллельную этому лучу. Это и будет линия 1 процесса изменения состояния воздуха в помещении. На линии 1 в месте пересечения с прямой $t_п$ находится точка $П$, характеризующая параметры приточного воздуха.

Так как, согласно заданию, приточный воздух должен иметь температуру $t_п = 17°$, параметры точки $П$ будут следующие: $d_п = 8{,}9$ *г/кг*; $I_п = 9{,}49$ *ккал/кг*. Каждый килограмм приточного воздуха ассимилирует тепло $\Delta I = I_в - I_п$ и влагу $\Delta d = d_в - d_п$, поэтому необходимый расход приточного воздуха будет $G = \frac{Q}{\Delta I}$, либо $G = \frac{W}{\Delta d} 1000$.

$$G = \frac{44000}{12{,}1 - 9{,}49} = \frac{32{,}0}{10{,}8 - 8{,}9} \cdot 1000 = 16842 \text{ кг/ч}.$$

Пример 19. В помещении необходимо обеспечить $t_р = 20°$, $\varphi_р = 50\%$; влаговыделения $W = 52$ *кг/ч*. Имеется недостаток тепла (отрицательные избытки тепла) $Q = -17000$ *ккал/г*. Определить параметры точки $Г$ и расход приточного воздуха G, если влагосодержание приточного воздуха $d_Г = 1{,}1$ *г/кг*.

Наносим на I—d-диаграмму (рис. 4) точку $Р$ и находим $I_р = 9{,}31$ *ккал/кг*; $d_р = 7{,}5$ *г/кг* и определяем угловой коэффициент процесса в помещении $\varepsilon_2 = \frac{Q}{W} = \frac{-17000}{52} = -327$ *ккал/кг*. Находим эту величину на угловом масштабе и проводим луч ε_2 к нулевой точке диаграммы. Параллельно ему из точки $Р$ проводим прямую *2* до пересечения с линией $d = \text{const} = 1{,}1$ *г/кг*. Это будет точка $Г$, характеризующая параметры приточного воздуха. Находим $t_Г = 44{,}4°$; $I_Г = 11{,}4$ *ккал/кг*. Необходимый расход воздуха

$$G \frac{Q}{\Delta I} = \frac{W}{\Delta d} 1000 = \frac{-17000}{9{,}31 - 11{,}4} = \frac{52}{7{,}5 - 1{,}1} \times 1000 = 8125 \text{ кг/ч}.$$

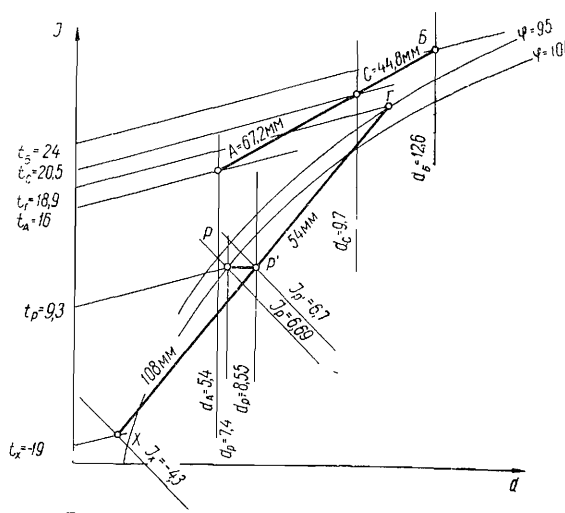


Рис. 5. К примерам 20 и 21.

Смешивая влажный воздух $G_А$ с параметрами точки $А$ (рис. 5) с воздухом $G_Б$, имеющим параметры точки $Б$, получим параметры смеси, характеризующиеся какой-то точкой $С$, лежащей на прямой $АБ$. Конкретное положение точки $С$ определяется соотношением количеств $G_А$ и $G_Б$ смешиваемого воздуха — точка $С$ делит прямую $АБ$ на отрезки, длина которых обратно пропорциональна количеству воздуха в смеси, т. е. $\frac{АС}{СБ} = \frac{G_Б}{G_А}$.

Пример 20. Воздух с параметрами $t_A = 16°$; $d_A = 5{,}4$ *г/кг* в количестве $G_A = 12000$ *кг/ч* смешивается с $G_Б = 18000$ *кг/ч* воздуха, имеющего $t_Б = 24°$; $d_Б = 12{,}6$ *г/кг*. Определить параметры смеси.

Наносим на *I—d*-диаграмму точки *А* и *Б* и соединяем их прямой (рис. 5). Измеряем на чертеже диафрагмы фактическую длину ее. *АБ* = 112 *мм* (в масштабе диаграммы, по которой решался пример).

Точка смеси *С* будет делить прямую *АБ* на отрезки обратно пропорциональные расходам воздуха, т. е.

$$\frac{AC}{CБ} = \frac{G_Б}{G_A} = \frac{18000}{12000} = 1{,}5, \quad AC + CБ = AБ = 112,$$

$$AC = 112 \cdot \frac{1{,}5}{1{,}0 + 1{,}5} = 67{,}2 \text{ мм}. \quad CБ = 112 \cdot \frac{1{,}0}{1{,}0 + 1{,}5} = 44{,}8 \text{ мм}.$$

Откладываем полученные отрезки на прямой *АБ* и получаем положение точки *С*, $t_c = 20{,}5°$; $d_c = 9{,}7$ *г/кг*.

Пример 21. Наружный воздух с параметрами $t_х = -19°$; $I_х = 4{,}3$ *ккал/кг* смешивается с воздухом после камеры орошения с параметрами $t_г = 18{,}9°$; $\varphi_г = 95\%$. Определить параметры смеси в точке *Р*, если воздуха в точке *Г* в два раза больше, чем воздуха в точке *Х*.

Наносим на *I—d*-диаграмму (рис. 5) точки *Х* и *Г* и соединяем их прямой процесса смешивания. Длина ее составляет 162 *мм*. Точка смеси *Р′* будет находиться на расстоянии 108 *мм* от *Х* и 54 *мм* от *Г*, так как $\frac{G_х}{G_г} = \frac{1}{2} = \frac{54}{108}$.

Как видно из рис. 5, точка *Р′* находится вне пределов активного поля диаграммы — ниже пограничной кривой $\varphi = 100\%$; это свидетельствует о том, что влажный воздух с параметрами *Р′* существовать не может. При смешивании будет происходить частичная конденсация пара из воздуха в виде тумана и росы, а воздух будет насыщенным.

Для нахождения фактических параметров смеси необходимо на кривой $\varphi = 100\%$ отыскать точку *Р*, которая удовлетворяла бы уравнение

$$I_р = I_{р'} - \frac{d_{р'} - d_р}{1000} t_р,$$

так как теплосодержание воздуха *Р* будет меньше теплосодержания *Р′* на теплоту выпавшей воды.

Параметры точки P' : $I_{p'} = 6{,}7$ *ккал/кг*; $d_{p'} = 8{,}55$ *г/кг*. Необходимые параметры точки P : $t_p = 9{,}3°$; $d_p = 7{,}4$ *г/кг*; $I_p = 6{,}69$ *ккал/кг*.

Проверяем принятые параметры точки P

$$I_p = I_{p'} - \frac{d_{p'} - d_p}{1000} t_p = 6{,}7 - \frac{8{,}55 - 7{,}40}{1000} 9{,}3 = 6{,}69.$$

Расчетные параметры воздуха

Расчет систем кондиционирования воздуха производится по двум основным расчетным параметрам Б наружного воздуха: для теплого и холодного периодов. Для холодного периода параметрам Б соответствует: температура наружного воздуха, расчетная для проектирования отопления; теплосодержание воздуха при этой температуре и относительной влажности, соответствующей средней самого холодного месяца. Для теплого периода параметрам Б соответствуют: температура средняя из максимальной для данной местности и средней в 13 *ч* самого жаркого месяца; теплосодержание среднее из теплосодержания при максимальной температуре и средней температуре и средней относительной влажности в 13 *ч* самого жаркого месяца.

Расчетные параметры Б нормированы и определяются по СНиП II-Б. 7—62 (см. приложение 2).

Кроме расчетов по основным режимам, выполняются поверочные расчеты на переходный период, когда кондиционер не потребует тепла и холода, а также расчеты режимов работы систем КВ при промежуточных между расчетными условиях. Для этих расчетов параметры наружного воздуха определяются на основании климатологических данных по СНиП II-А. 6—62.

Для местностей, расположенных в средней полосе европейской части СССР, параметры атмосферного воздуха могут быть определены по уравнению, полученному на основании обработки климатологических данных,

$$I_н = 1{,}7 + 0{,}31t_н, \qquad (12)$$

где $t_н$ — температура атмосферного воздуха в данной местности, *град*;

$I_н$ — теплосодержание атмосферного воздуха при температуре $t_н$, *ккал/кг*.

На основании уравнения (12) на I—d-диаграмму может быть нанесена кривая, характеризующая расчетные параметры на-

ружного воздуха в данной местности в течение всего года. Расчетное барометрическое давление $P_б$ для пунктов на территории СССР изменяется в пределах от 685 до 760 *мм рт. ст.* с интервалом в 15 *мм рт. ст.* (см. приложение 2).

Пример 22. Определить расчетные параметры для проектирования системы КВ в Воронеже и построить климатическую кривую.

По приложению 2 находим для Воронежа: в холодный период $t_н = -25°$; $I_н = -5{,}8$ *ккал/кг*; в теплый период $t_н = +32{,}1°$; $I_н = 13{,}1$ *ккал/кг*; $P_б = 745$ *мм рт. ст.*

Наносим эти данные на I—d-диаграмму для $P_б = 745$ *мм рт. ст.* (рис 6) и находим остальные параметры: в холодный период — влагосодержание $d_н = 0{,}3$ *г/кг*, относительная влажность $\varphi_н = 75\%$; в теплый период — $d_н = 8{,}8$ *г/кг*, $\varphi_н = 29\%$.

Для построения климатической кривой пользуемся уравнением (12). Задаемся произвольными значениями $t_ц$, находим $I_ц$, наносим точки на I—d-диаграмму и соединяем плавной кривой. Получаем $t_ц = -10{,}0$; ± 0; $+10$; $+20°$ и соответственно $I_н = -1{,}4$; $+1{,}7$; $+4{,}8$; $+7{,}9$ *ккал/кг*.

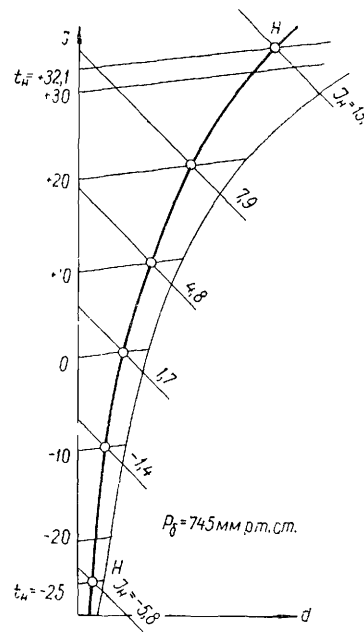


Рис. 6. Климатическая кривая в I—d-диаграмме.

Метеорологические условия (t, φ, V) и допустимые концентрации вредностей в рабочей зоне помещений, оборудованных системами КВ, обусловливаются назначением помещений и характером выполняемой в них работы. При технологических системах КВ расчетные параметры воздуха помещений обусловлены требованиями нормального протекания технологического процесса и задаются технологическим заданием либо нормируются указаниями по проектированию систем КВ для данного вида производства [8, 9].

В комфортных системах КВ, при отсутствии конкретных данных, параметры внутреннего воздуха могут быть приняты по разработанным Госстроем СССР данным (см. приложение 3), либо по шкале эффективных и эффективно-эквивалентных температур с поправками на радиационный фактор [22].

Расход и поступление тепла в помещение

Расход тепла помещениями Q слагается из потерь тепла ограждениями $Q_{огр}$, инфильтрации $Q_{инф}$ и расхода тепла на технологические нужды $Q_т$ (нагревание холодных материалов и транспорта; химические реакции; испарение влаги и др.)

$$Q = Q_{огр} + Q_{инф} + Q_т. \qquad (13)$$

Расчет расхода тепла производится по общепринятой методике, аналогично расчету систем отопления и вентиляции. Величины $Q_{огр}$ и $Q_{инф}$ учитываются в расчетах для холодного и переходного периодов, величина $Q_т$ — во всех периодах.

Тепло в помещения может поступать из следующих источников: внешние непрозрачные ограждения $Q_{огр}$; внутренние ограждения $Q_{вн}$; световые проемы, за счет солнечной радиации $Q_р$; производственное оборудование и технологические процессы $Q_т$; инфильтрация воздуха $Q_{инф}$; искусственное освещение $Q_{ос}$; люди $Q_л$; нагревательные приборы систем отопления $Q_{от}$.

Поступление тепла через внешние непрозрачные ограждения в теплый период определяется либо по методу Шкловера [10], либо по методу Стюарда [11]. Метод Шкловера более универсален, метод Стюарда более удобен для практических расчетов. Результаты расчетов по обоим методам практически одинаковы (расхождения ±5%). Промстройпроект [23] рекомендует для обычных случаев практики пользоваться методом Стюарда.

По методу Стюарда, обработанному Баркаловым применительно к условиям СССР, поступление тепла через кровлю и стены определяется в зависимости от географической широты местности, климатических условий, конструкции и цвета ограждения, направления на страны света, периода года.

Для кровельного покрытия

$$Q = k_1 k_2 F(\Delta t_1 + \Delta t_3); \qquad (14)$$

для стен

$$Q = k_2 F(\Delta t_1 + \Delta t_6), \qquad (15)$$

где Q — количество тепла, поступающего через ограждающую конструкцию, *ккал/ч*;

F — площадь стены или горизонтальной проекции кровли, $м^2$;

k_1 — коэффициент, принимаемый для бесчердачных кровельных покрытий 1,0; для чердачных покрытий $k_1 = 0{,}75$;

k_2 — коэффициент теплопередачи покрытия либо стены,

ккал/м²·ч·град, в котором приняты величины $\alpha_в = 5{,}9$ *ккал/м²·ч·град*; $\alpha_н = 19{,}5$ *ккал/м² . ч . град*;

k_3 — коэффициент, учитывающий цвет кровли: для темных кровель $k_3 = 1{,}0$; для серой, голубой, красной $k_3 = 0{,}8$; для белой, алюминиевой $k_3 = 0{,}55$;

Δt_1 — эквивалентная разность температур для данной местности, *град*.

$$\Delta t_1 = t_т - t_в - 0{,}5\Delta t_A - 2{,}45; \qquad (16)$$

Δt_3 — эквивалентная разность температур для любых покрытий, *град*.

$$\Delta t_3 = \Delta t_4 + k_3 \frac{I_1}{I_2} (\Delta t_2 - \Delta t_4); \qquad (17)$$

Δt_6 — эквивалентная разность температур для любых стен, во всех широтах, для любого периода года, *град*

$$\Delta t_6 = \Delta t_7 + \frac{I_3}{I_4} (\Delta t_5 - \Delta t_7). \qquad (18)$$

Здесь $t_т$ — расчетная наружная температура для теплого периода (см. приложение 2), *град*;

$t_в$ — расчетная внутренняя температура помещения, *град*;

Δt_A — средняя амплитуда суточных колебаний температуры для данной местности в теплый период (см. приложение 2), *град*;

Δt_2 и Δt_4 — исходные эквивалентные разности температур для покрытий, облучаемых солнцем, и покрытий, находящихся в тени (табл. 1), *град*;

Δt_5 и Δt_7 — исходные эквивалентные разности температур для стен, облучаемых солнцем и стен в тени (табл. 2), *град*;

$\frac{I_1}{I_2}$ — отношения максимального напряжения солнечной радиации на горизонтальную плоскость для расчетных условий к напряжению для августа при $\varphi = 40°$ (табл. 3);

$\frac{I_3}{I_4}$ — то же, для вертикальных поверхностей;

φ — географическая широта местности, *град* (см. приложение 2).

Таблица 1 **Исходные эквивалентные расчетные разности температур для покрытий Δt_2 и Δt_4, *град***

Тип покрытия	Вес, *кг/м²*	Часы суток				
		12	14	16	18	20
Значения Δt_2						
Легкое	До 35	30,0	**34,4**	27,8	14,4	5,6
Средней тяжести	36÷270	22,2	28,9	**30,0**	23,3	11,1
Тяжелое	271÷400	11,1	18,9	23,3	**24,4**	18,9
Легкое, залитое водой слоем 25 *мм*	До 36*	8,9	**12,2**	10,0	7,8	5,6
Легкое, над которым разбрызгивается вода	„ 36	6,7	**10,0**	8,9	7,8	5,6
Тяжелое, залитое слоем воды на 25 *мм*	271÷400*	—2,2	5,6	7,8	**8,9**	7,8
Тяжелое, над которым разбрызгивается вода	271÷400	—1,1	4,4	6,7	**7,8**	6,7
Любое, залитое водой слоем 150 *мм*	До 400*	0	3,3	5,6	5,6	4,4
Значения Δt_4						
Легкое	До 35	3,3	6,7	**7,8**	6,7	4,4
Средней тяжести	36÷270	1,1	4,4	6,7	**6,7**	5,6
Тяжелое	271÷400	0	2,2	4,4	**5,6**	5,6

Примечание. Звездочкой отмечен чистый вес конструкции покрытия (без веса воды).

Таблица 2. **Исходные эквивалентные разности температур для стен Δt_5 и Δt_7**

Условные обозначения		Часы суток и цвет кровли (С — светлый; Т — темный)									
		12		14		16		18		20	
температур	стран света	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С
Δt_5	Слой кладки из дырчатого кирпича или шлакоблоков $\delta=200$ *мм* вес 250 *кг/м²*, $\gamma=1250$ *кг/м³*										
	СВ	11,1	5,6	8,9	5,6	5,6	3,3	6,7	5,6	7,8	6,7
	В	13,3	6,7	14,4	7,8	11,3	6,7	6,7	5,6	7,8	6,7
	ЮВ	8,9	4,4	11,1	6,7	11,3	7,8	7,8	6,7	7,8	6,7
	Ю	1,1	0	6,7	3,3	13,3	7,8	14,4	8,9	11,1	7,8
	ЮЗ	1,1	0	3,3	2,2	6,7	5,6	14,4	10,0	16,7	11,1
	З	2,2	1,1	3,3	2,2	5,6	4,4	10,0	7,8	16,7	12,2

Продолжение табл. 2

Условные обозначения		Часы суток и цвет кровли (С — светлый; Т — темный)									
		12		14		16		18		20	
температур	стран света	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С	Т	С
Δt_5	СЗ	1,1	0	2,2	1,1	4,4	3,3	6,7	5,6	12,2	10,0
	С	—1,1	—1,1	0	0	3,3	3,3	5,6	5,6	5,6	5,6
Δt_7	В тени	—1,1	—1,1	0	0	3,3	3,3	5,6	5,6	5,6	5,6
	Слой кирпичной кладки $\delta=200$ *мм*, вес 360 *кг/м²*, $\gamma=1800$ *кг/м³*										
Δt_5	СВ	5,6	1,1	8,9	4,4	7,8	4,4	5,6	3,3	5,6	4,4
	В	7,8	4,4	10,0	5,6	10,0	5,6	7,8	4,4	7,8	5,6
	ЮВ	3,3	2,2	7,8	5,6	10,0	6,7	8,9	6,7	6,7	5,6
	Ю	2,2	1,1	2,2	1,1	5,6	3,3	8,9	5,6	8,9	6,7
	ЮЗ	3,3	2,2	4,4	2,2	5,6	3,3	6,7	4,4	11,1	6,7
	З	3,3	2,2	4,4	3,3	5,6	3,3	7,8	4,4	11,1	8,9
	СЗ	1,1	1,1	2,2	1,1	3,3	2,2	4,4	3,3	5,6	4,4
	С	0	0	0	0	1,1	1,1	3,3	3,3	4,4	4,4
Δt_7	В тени	0	0	0	0	1,1	1,1	3,3	3,3	4,4	4,4
	Слой кирпичной кладки $\delta=300$ *мм*, вес 540 *кг/м²*, $\gamma=1800$ *кг/м³*										
Δt_5	СВ	4,4	2,2	4,2	2,2	5,6	2,2	6,7	3,3	6,7	3,3
	В	6,7	4,4	5,6	3,3	6,7	4,4	7,8	5,6	7,8	5,6
	ЮВ	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	6,7	4,4	7,8	5,6
	Ю	3,3	2,2	3,3	2,2	3,3	2,2	4,4	2,2	5,6	3,3
	ЮЗ	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	4,4	5,6	4,4
	З	6,7	4,4	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3
	СЗ	4,4	2,2	4,4	2,2	4,4	2,2	4,4	2,2	4,4	3,3
	С	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
Δt_7	В тени	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
	Слой бетона или камня $\delta=300$ *мм*, вес 750 *кг/м²*, $\gamma=2500$ *кг/м³*										
Δt_5	СВ	3,3	1,1	7,8	4,4	7,8	4,4	5,6	4,4	5,6	4,4
	В	5,6	3,3	10,0	5,6	10,0	6,7	8,9	5,6	6,7	5,6
	ЮВ	3,3	2,2	7,8	4,4	8,9	5,6	8,9	5,6	7,8	5,6
	Ю	2,2	1,1	2,2	1,1	5,6	3,3	7,8	5,6	8,9	6,7
	ЮЗ	3,3	2,2	3,3	2,2	4,4	3,3	5,6	4,4	10,0	7,8
	З	4,4	3,3	5,6	3,3	5,6	3,3	6,7	4,4	8,9	6,6
	СЗ	3,3	1,1	3,3	2,2	3,3	2,2	4,4	3,3	5,6	4,4
	С	0	0	0	0	1,1	1,1	2,2	2,2	3,3	3,3
Δt_7	В тени	0	0	0	0	1,1	1,1	2,2	3,2	3,3	3,3

Примечания: 1. Для конструкций стен, не приведенных в таблице, значения Δt_5 и Δt_7 принимаются по интерполяции (по толщине, либо по весу).

2. Для стен синих (не темных), зеленых, светло-красных, светло-коричневых, цвета натурального бетона принимаются значения средние между Т и С. Более темные цвета следует считать Т; более светлые, включая кремовый цвет (керамическая облицовка) — С.

Таблица 3 **Значения отношения** $\frac{I_1}{I_2}$ **и** $\frac{I_3}{I_4}$

Ограждение	Формула	Величины отношения для φ, *град*	
		50	60
Покрытие	$\frac{I_1}{I_2} = 1{,}1\cos\varphi + 0{,}24\sin\varphi$	0,89	0,76
Стена Ю	$\frac{I_3}{I_4} = 2{,}80\sin\varphi - 1{,}05\cos\varphi$	1,48	1,90
„ З и В	$\frac{I_3}{I_4} = \frac{1}{0{,}40 + 2{,}65\sin\varphi}$	1,11	1,19
„ ЮЗ и ЮВ	$\frac{I_3}{I_4} = 0{,}77\,(1 + \sin\varphi) - 0{,}40\cos\varphi$	1,10	1,24
„ СЗ и СВ	$\frac{I_3}{I_4} = 0{,}90 + 0{,}35\cos\varphi - 0{,}25\sin\varphi$	0,93	0,86

Пример 23. Определить максимальное расчетное поступление тепла с 1 $м^2$ поверхности покрытия Q_0.

Бесчердачное покрытие производственного здания в Воронеже имеет следующую конструкцию: железобетонная плита $\delta_1 = 25$ *мм*, $\gamma_1 = 2500$ *кг/м*^{3}; утеплитель — пеносиликат $\delta_2 = 160$ *мм*, $\gamma_2 = 600$ *кг/м*^{3}; выравнивающий слой $\delta_3 = 20$ *мм*, $\gamma_3 = 1800$ *кг/м*^{3}, руберойдный ковер $\delta_4 = 10$ *мм*, $\gamma_4 = 600$ *кг/м*^{3}. Внутренняя температура в помещении $t_в = 22°$.

Для бесчердачного покрытия $k_1 = 1{,}0$; k_2 определяем, пользуясь данными СНиП II-А. 7—62 с учетом коэффициентов $\alpha_в$ и $\alpha_н$, согласно (15)

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{5{,}9} + \frac{0{,}025}{1{,}20} + \frac{0{,}16}{0{,}16} + \frac{0{,}02}{0{,}65} + \frac{0{,}01}{0{,}15} + \frac{1}{19{,}5}} = 0{,}75 \text{ ккал} \cdot м^2 \cdot ч \cdot град.$$

Значение Δt_1 определяем по уравнению (16), принимая $t_т$ и $\Delta t_А$ по приложению 2.

$$\Delta t_1 = t_т - t_в - 0{,}5\Delta t_А - 2{,}45 = 32{,}1 - 22{,}0 - 0{,}5 \cdot 13{,}6 - 2{,}45 = 0{,}85°.$$

Находим вес конструкции

$$G = \delta_1\gamma_1 + \delta_2\gamma_2 + \delta_3\gamma_3 + \delta_4\gamma_4 = 0{,}025 \cdot 2500 + 0{,}16 \cdot 600 + 0{,}02 \cdot 1800 + 0{,}01 \cdot 600 = 200 \ кг/м^2.$$

По данным табл. 1 определяем, что покрытие средней тяжести. Величина Q_0 будет иметь максимальное значение тогда, когда $\Delta t_2 - \Delta t_4$ будет максимальной. Для покрытий средней тяжести это будет в 14 *ч*, когда $\Delta t_2 = 28{,}9°$, а $\Delta t_4 = 4{,}4°$.

Величина k_3 для темной кровли (руберойд) равна 1,0. Величину отношения $\frac{I_1}{I_2}$ определяем по табл. 3 (согласно приложению 2 Воронежу отвечает $\varphi = 52°$ с. ш.). Путем интерполяции находим $\frac{I_1}{I_2} = 0{,}86$.

По уравнению (17)

$$\Delta t_3 = \Delta t_4 + k_3 \frac{I_1}{I_2}(\Delta t_2 - \Delta t_4) = 4{,}4 + 1{,}0 \cdot 0{,}86\,(28{,}9 - 4{,}4) = 25{,}5.$$

Расчетное поступление тепла с поверхности покрытия определяем по уравнению (14).

$$Q_0 = k_1 k_2 F(\Delta t_1 + \Delta t_3) = 1{,}0 \cdot 0{,}75\,(0{,}85 + 25{,}5) = 19{,}75 \ ккал/м^2ч.$$

Пример 24. Определить расчетное поступление тепла Q_0 в 16 *ч* с перекрытия общественного здания в Ленинграде. Чердачное перекрытие общественного здания имеет следующую конструкцию: ребристая плита ПР-59, $\delta_1 = 30$ *мм*, $\gamma_1 = 2500$ *кг/м*^{3}; плиты минераловатные $\gamma_2 = 400$ *кг/м*^{3}, $\delta_2 = 100$ *мм*; шлакоцементная корка $\gamma_3 = 1200$ *кг/м*^{3}, $\delta_3 = 20$ *мм*.

Кровля — оцинкованное железо. Внутренняя температура в помещении $t_в = 21°$.

Согласно приложению 2 для Ленинграда $\varphi = 60°$ с. ш., $t_т = 26{,}2$; $\Delta t_А = 11{,}2°$. Для чердачного перекрытия $k_1 = 0{,}75$.

Определяем значение k_2, пользуясь данными СНиП II-А. 7—62,

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{5{,}9} + \frac{0{,}03}{1{,}40} + \frac{0{,}10}{0{,}10} + \frac{0{,}02}{0{,}40} + \frac{1}{7{,}0}} = 0{,}72 \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

По уравнению (16)

$$\Delta t_1 = t_т - t_в - 0{,}5\Delta t_А - 2{,}45 = 26{,}2 - 21{,}0 - 0{,}5 \cdot 11{,}2 - 2{,}45 = \\ = -2{,}85°.$$

Вес конструкции

$$G = 0{,}03 \cdot 2500 + 0{,}10 \cdot 400 + 0{,}02 \cdot 1200 = 139 \ кг/м^3$$

По данным табл. 1 определяем, что покрытие средней тяжести. На 16 *ч* $\Delta t_2 = 30{,}0°$; $\Delta t_4 = 6{,}7°$. По табл. 3 для $\varphi = 60°$; $\frac{I_1}{I_2} = 0{,}76$; для кровли из оцинкованного железа (серый цвет) $k_3 = 0{,}8$. По уравнению (17)

$$\Delta t_3 = \Delta t_4 + k_3 \frac{I_1}{I_2}(\Delta t_2 - \Delta t_4) = 6{,}7 + 0{,}8 \cdot 0{,}76\,(30{,}0 - 6{,}7) = 20{,}85°.$$

Расчетное поступление тепла по уравнению (14)

$$Q_0 = k_1 k_2 (\Delta t_1 + \Delta t_3) = 0{,}75 \cdot 0{,}72\,(-2{,}85 + 20{,}85) = 9{,}7 \ ккал/м^2 \cdot ч.$$

Пример 25. Наружная стена общественного здания в Ростове-на-Дону из красного кирпича на теплом растворе толщиной $\delta_1 = 380$ *мм* с внутренней штукатуркой из цементно-песчаного раствора $\delta_2 = 20$ *мм* и наружной облицовкой керамиковыми блоками $\delta_3 = 30$ *мм* обращена на восток. Определить расчетное поступление тепла через 1 $м^2$ стены в 13 *ч* при $t_в = 23°$.

Согласно приложению 2 для Ростова-на-Дону $t_т = 32{,}6°$; $\varphi = 47°$ с. ш.; $\Delta t_А = 14°$.

По данным СНиП II-А. 7—62 определяем

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{5{,}9} + \frac{0{,}38}{0{,}55} + \frac{0{,}02}{0{,}65} + \frac{0{,}03}{0{,}65} + \frac{1}{19{,}5}} = 1{,}01 \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

По уравнению (16) находим

$$\Delta t_1 = 32{,}6 - 23{,}0 - 0{,}5 \cdot 14{,}0 - 2{,}45 = 0{,}15°.$$

По табл. 2 находим величины Δt_5 и Δt_7, интерполируя значения по времени и экстерполируя по толщине (принимаем общую толщину стены 430 *мм*). Для керамической облицовки принимаем цвет стены С. Значение Δt_5 для стены, выходящей на восток, при толщине 200 *мм* в 13 *ч* получаем $\frac{4{,}4 + 5{,}6}{2} = 5{,}0°$, для толщины 300 *мм* $\frac{4{,}4 + 3{,}3}{2} = 3{,}85°$; для толщины 430 *мм* $\Delta t_5 = 3{,}85 - (5{,}0 - 3{,}85)\frac{430 - 300}{300 - 200} = 2{,}35°$. Для стены толщиной 250 *мм* $\Delta t_7 = 0$, для

толщины 300 *м* — 1,1°, для толщины 430 *мм* $\Delta t_7 = 1{,}1 + 1{,}1 \times \frac{430 - 300}{300 - 200} = 2{,}53°$.

По табл. 3, для $\varphi = 47°$ с. ш. по интерполяции значение $\frac{I_3}{I_4} = 1{,}17$. Подставляем в уравнение (18) найденные величины

$$\Delta t_6 = \Delta t_7 + \frac{I_3}{I_4}(\Delta t_5 - \Delta t_7) = 2{,}53 + 1{,}17\,(2{,}35 - 2{,}53) = 2{,}32°.$$

Поступление тепла Q_0 определяем по уравнению (15)

$$Q_0 = k_2(\Delta t_1 + \Delta t_6) = 1{,}01\,(0{,}15 + 2{,}32) = 2{,}49 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}.$$

Пример 26. Наружная стена производственного здания в Рязани, обращенная на юг, возведена из однослойных крупноразмерных панелей толщиной $\delta = 300$ *мм* из термозитобетона $\gamma = 1200$ *кг/м*³. Определить максимальное расчетное поступление тепла через 1 *м*² стены в период с 8 до 17 *ч*. Внутренняя температура $t_в = 20°$.

По приложению 2 для Рязани $t_т = 30{,}4$; $\varphi = 55°$ с. ш.; $\Delta t_A = 13{,}8°$.

Порядок решения аналогичен решению примера 25.

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{5{,}9} + \frac{0{,}30}{0{,}35} + \frac{1}{19{,}5}} = 0{,}92 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град};$$

$$\Delta t_1 = 30{,}4 - 20{,}0 - 0{,}5 \cdot 14{,}0 - 2{,}45 = 0{,}95°.$$

По табл. 2 находим Δt_5 и Δt_7 по интерполяции. Для естественной поверхности бетона цвет принимаем средний между *Т* и С.

За исходную конструкцию, по аналогии, принимаем стену из шлакоблоков толщиной 200 *мм*, $\gamma = 1250$ *кг/м*³. При этом максимальное среднее значение

$$\Delta t_5 = \frac{14{,}4 + 8{,}9}{2} = 11{,}65 \text{ будет в } 18 \text{ ч}.$$

Интерполируем данные для 16 и 18 *ч* и получаем для 17 *ч*

$$\Delta t_5 = \left(\frac{13{,}3 + 7{,}8}{2} + 11{,}65\right) : 2 = 11{,}1 \text{ при } \delta = 200 \text{ мм}.$$

При $\delta = 300$ *мм* пользуемся аналогией с кирпичной стеной. Для стены, обращенной на юг, в 17 *ч*, при цвете, среднем между Т и С,

$$\Delta t_5^{300} = \left(\frac{3,3+2,2}{2} + \frac{4,4+2,2}{2} \right) : 2 = 3,02°;$$

$$\Delta t_5^{200} = \left(\frac{5,6+3,3}{2} + \frac{8,9+5,6}{2} \right) : 2 = 5,85°,$$

т. е. $\Delta t_5^{300} = 0,52 \cdot \Delta t_5^{200}$. Для стены из шлакоблоков принимаем также $\Delta t_5^{300} = 0,52$. $\Delta t_5^{200} = 0,52 \cdot 11,1 = 5,8°$. Аналогично находим $\Delta t_7 = 2,2°$.

По табл. 3 для $\varphi = 55°$ находим $\frac{I_3}{I_4} = 1,69$.

По уравнению (18)

$$\Delta t_6 = 2,2 + 1,69\,(5,8 - 2,2) = 8,3°.$$

Поступление тепла Q_0 по уравнению (15)

$$Q_0 = k_2\,(\Delta t_1 + \Delta t_6) = 0,92\,(0,95 + 8,3) = 8,5 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}.$$

Для ориентировочных расчетов, поступление тепла через покрытия, при коэффициенте теплопередачи их не более 0,8 *ккал/м²·ч·град*, можно принимать следующим [3]:

φ, град с. ш.	35	45	55	65
Q_0, *ккал/м²·ч*	20	18	15	12

Для чердачных перекрытий $Q_0 = 5$ *ккал/м²·ч*.

Поступление тепла через внутренние ограждения определяется аналогично расчету теплопотерь

$$Q_в = \Sigma\,[kF(t_с - t_в)\,m], \qquad (19)$$

где $Q_в$ — общее количество тепла, поступающего через внутренние ограждения из смежных помещений, равное сумме поступлений через отдельные конструкции (стену, потолок, пол, дверь и др.), *ккал/ч*;

k — коэффициент теплопередачи ограждения, определяемый по СНиП II-А. 7—62, *ккал/м²·ч·град*;

F — площадь ограждения, *м²*;

$t_с$ — температура в смежном помещении, *град*;

$t_в$ — расчетная внутренняя температура кондиционируемого помещения, *град*;

m — поправочный коэффициент для ограждений со смежными помещениями, не имеющими тепловыделений и слабо вентилируемых.

Для помещений, не имеющих собственных тепловыделений и интенсивно вентилируемых, $t_с$ принимается равной расчетной температуре наружного воздуха $t_с = t_т$; для помещений, имею-

щих тепловыделения, $t_с$ принимается равной расчетной внутренней температуре для вентиляции, т. е. с учетом нормируемого СНиП II-Г. 7—62 превышения внутренней температуры над наружной

$$t_с = t_т + \Delta t_р. \qquad (20)$$

Для полов кондиционируемых помещений, расположенных во II этаже здания, коэффициент $m=0{,}25$; для всех внутренних ограждений, кроме полов кондиционируемых помещений, расположенных в I и II этажах, и потолков помещений, расположенных в предпоследнем этаже здания, $m=0{,}50$; для потолков помещений, расположенных в предпоследнем этаже здания, $m=0{,}75$; полы помещений, расположенных в I этаже (на грунте, либо над подвалом) не учитываются.

Надбавка учитывается только на высоту помещений.

Пример 27. Производственное помещение в Минске находится на II этаже 4-этажного корпуса. На I этаже находится цех 1 с незначительными тепловыделениями; на III этаже — производственное помещение 2 с выделениями тепла более 20 *ккал/м³·ч*. Производственное помещение имеет внутреннюю стену, смежную с бытовыми помещениями 3. Определить поступление тепла через внутренние ограждения при $t_в=20°$. Размер помещения 18×24 *м*; высота 4,5 *м*. Внутренние стены имеют $k=0{,}8$ *ккал/м²ч·град*; междуэтажные перекрытия — $k=1{,}05$ *ккал/м²·ч·град*.

Для помещения 1, согласно (20), внутреннюю температуру принимаем на 3° выше наружной (приложение 2); $m_1=1{,}0$

$$t_{с1} = 27{,}7 + 3 = 30{,}7°.$$

Определяем Q_1 для междуэтажного перекрытия *1* по уравнению (19)

$$Q_1 = k_1 F_1 (t_{с1} - t_в) m_1 = 1{,}05 \cdot 432{,}0\,(30{,}7 - 20) = 4860 \text{ ккал/ч}.$$

Для междуэтажного перекрытия помещения 2 $t_{с2}=27{,}7+5=32{,}7°$; $m_2=1{,}0$.

$$Q_2 = 1{,}05 \cdot 432{,}0\,(32{,}7 - 20) = 5770 \text{ ккал/ч}.$$

Площадь внутренней стены помещения 3 $F_3=24{,}0\times4{,}5=108{,}0$ *м²*. Это помещение тепловыделений не имеет, поэтому $t_{с3}=t_т=27{,}7°$; $m_3=0{,}5$.

$$Q_3 = 0{,}80 \cdot 108{,}0\,(27{,}7 - 20)\,0{,}5 = 330 \text{ ккал/ч}.$$

Поступление тепла через внутренние ограждения

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 4860 + 5770 + 330 = 10960 \text{ ккал/ч}.$$

Поступление тепла через световые проемы от солнечной радиации определяется на основании нормативных данных по уравнению

$$Q_{\text{рад}} = \Sigma (Fqa) \text{ ккал/ч}, \qquad (21)$$

где F — площадь светового проема, $м^2$ (учитываются проемы либо в одной, наиболее неблагоприятной стене помещения, либо в двух смежных, взаимно перпендикулярных стенах с коэффициентом 0,7);

q — поступление тепла через 1 $м^2$ светового проема, $ккал/м^2 \times \times ч$ (табл. 4);

a — поправочный коэффициент, зависящий от характеристики остекления.

Значения коэффициента a в зависимости от характеристики остекления световых проемов [40]

Двойное остекление в одной раме	1,15
Одинарное остекление	1,45
Обычное загрязнение стекла	0,80
Сильное загрязнение стекла	0,70
Забелка стекол	0,60
Остекление матовыми стеклами	0,70
Зашторенные окна	0,25

В тех случаях, когда помещение эксплуатируется только в определенные часы суток, поступление тепла от солнечной радиации необходимо определять для расчетного часа [23].

Пример 28. Зал ресторана в Одессе имеет наружную стену, обращенную на восток с тремя витринными окнами размером $4{,}0 \times 2{,}8$ *м* и четырьмя окнами с двойным остеклением в деревянных рамах размером $2{,}4 \times 1{,}9$ *м*. Определить поступление тепла в зал за счет солнечной радиации.

По приложению *2* находим $\varphi = 47°$ с. ш. По табл. 4 находим значения q, интерполируя по широте.

Для витринных окон в металлических переплетах

$$q = 160 + \frac{180 - 160}{55 - 45} (47 - 45) = 164 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч};$$

для окон в деревянных переплетах

$$q = 125 + \frac{145 - 125}{55 - 45} (47 - 45) = 129 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}.$$

Поправочный коэффициент на характеристику остекления для витринных окон с одинарным остеклением $a = 1{,}45$; для окон с двумя стеклами в одной раме $a = 1{,}15$.

Таблица 4 **Поступление тепла от солнечной радиации** q, *ккал/м² · ч* [5]

Световой проем	Страны света и широты, *град*											
	Ю			ЮВ и ЮЗ				В и З		СВ и СЗ		
	35	45 и 55	65	35	45	55	65	35 и 45	55 и 65	35 и 45	55	65
Окна с остеклением в двух рамах, с деревянными переплетами	110	125	145	85	110	125	145	125	145	65	65	60
То же, с металлическими переплетами	140	160	180	110	140	160	180	160	180	80	80	
Фрамуги фонаря с остеклением в двух рамах, с металлическими переплетами	130	160	170	110	140	170	170	160	180	85	85	80
То же, с деревянными переплетами	120	145	150	100	125	150	150	145	160	75	75	70

Подставляем в уравнение (21) найденные величины

$$Q_{\text{рад}} = \Sigma (Fqa) = 3 \cdot 4{,}0 \cdot 2{,}8 \cdot 164 \cdot 1{,}45 + \\ + 4 \cdot 2{,}4 \cdot 1{,}9 \cdot 129 \cdot 1{,}15 = 10710 \text{ } ккал/ч.$$

Поступление тепла от производственного оборудования и технологических процессов рассчитывается на основании технологического задания по общепринятым методам для расчета систем отопления и вентиляции.

Поступление тепла за счет инфильтрации в теплый период определяется по уравнениям:

$$Q_{\text{и}} = Q_{\text{щ}} + Q_{\text{д}} = (G_{\text{щ}} + G_{\text{д}}^{\text{н}})\, I_{\text{т}} + G_{\text{д}}^{\text{в}} I_{\text{с}}; \qquad (22)$$

$$Q_{\text{и}}^{\text{я}} = Q_{\text{щ}}^{\text{я}} + Q_{\text{д}}^{\text{я}} = 0{,}24\, [(G_{\text{щ}} + G_{\text{д}}^{\text{н}})\, (t_{\text{т}} - t_{\text{в}}) + G_{\text{д}}^{\text{в}} (t_{\text{с}} - t_{\text{в}})], \qquad (23)$$

где $Q_{\text{и}}$ и $Q_{\text{и}}^{\text{я}}$ — поступление полного и явного тепла за счет инфильтрации, *ккал/ч*;

$Q_{\text{щ}}$ и $Q_{\text{щ}}^{\text{я}}$ — поступление полного и явного тепла через щели в наружных оконных и дверных проемах, *ккал/ч*;

$G_{\text{щ}}$ — инфильтрация воздуха через щели, *кг/ч* (определяется по нормативным данным);

$G_{\text{д}}^{\text{н}}$ и $G_{\text{д}}^{\text{в}}$ — поступление воздуха при открывании наружных и внутренних дверей, *кг/ч*;

$t_{\text{т}}$ и $I_{\text{т}}$ — расчетная температура и теплосодержание наружного воздуха для теплого периода (см. приложение 2);

$t_с$ и $I_с$ — температура и теплосодержание воздуха смежного помещения, из которого открываются внутренние двери;
$t_в$ и $\gamma_в$ — температура и объемный вес воздуха рассчитываемого помещения.

Расход воздуха через двери

$$G_д = L^0_д n \gamma_в, \qquad (24)$$

$L^0_д$ — поступление воздуха через двери при проходе 1 чел., $м^3/ч \cdot чел.$ (табл. 5);

n — число людей, проходящих через двери за 1 $ч$ — определяется по технологическому заданию.

Таблица 5 **Количество воздуха, поступающего в помещение через дверь при проходе 1 чел., $L^0_д$, $м^3/ч \cdot чел.$ [17].**

Количество людей n, проходящих через дверь за 1 $ч$	Вид двери					
	обычная		с тамбуром		вращающаяся	
	1	более 1	1	более 1	1	более 1
До 100	3,00	4,75	2,50	3,5	0,8	1,0
100—700	3,00	4,75	2,50	3,5	0,7	0,9
700—1400	3,00	4,75	2,25	3,5	0,5	0,6
1400—2100	2,75	4,00	2,25	3,2	0,3	0,3

Инфильтрацию в теплый период следует учитывать только в том случае, если система КВ не обеспечивает подпор в помещении, препятствующий инфильтрации.

Пример 29. Определить поступление явного тепла за счет инфильтрации в теплый период в производственное помещение во Львове. Наружная стена помещения имеет одинарные окна в металлических переплетах с общей длиной притворов $l = 140$ $м$. В помещении есть одна наружная дверь с тамбуром, через которую проходит 12 чел. в 1 $ч$, две внутренние двери без тамбуров в смежное производственное помещение, имеющее значительные теплоизбытки ($\Delta t_р = 5°С$), через них проходит 18 чел. в 1 $ч$. Внутренняя температура в помещении $t_в = 24°$; подпора воздуха нет.

Для Львова по приложению 2 $t_т = 29{,}1°$, скорость ветра расчетная для теплого периода $V_в = 2{,}5$ $м/сек$. Инфильтрацию через щели оконных проемов определяем по [5]. Расход воздуха на 1 $м$ притвора $G_0 = 7{,}8$ $м^3/ч$; коэффициент $a = 0{,}65$.

$$Q_щ = aG_0 l = 0{,}65 \cdot 7{,}8 \cdot 140 = 710 \ кг/ч.$$

Через щели наружной двери инфильтрацию не учитываем, так как она имеет тамбур.

Поступление воздуха через наружную дверь по уравнению (24)

$$G_{д}^{н} = L_{д}^{н} n \gamma_{в} = 2{,}5 \cdot 12 \cdot 1{,}189 = 35{,}6 \ кг/ч.$$

Поступление через внутренние двери

$$G_{д}^{в} = 4{,}75 \cdot 18 \cdot 1{,}189 = 101{,}5 \ кг/ч.$$

Температура в смежном помещении $t_{с} = 29{,}1 + 5 = 34{,}1°$.

Общее поступление явного тепла за счет инфильтрации по уравнению (23)

$$Q_{и}^{я} = (G_{щ} + G_{д}^{н})\, 0{,}24\, (t_{т} - t_{в}) + G_{д}^{в}\, 0{,}24\, (t_{с} - t_{в}) = (710 + 35{,}6) \times$$
$$\times 0{,}24\, (29{,}1 - 24) + 101{,}5 \cdot 0{,}24\, (34{,}1 - 24) = 1152 \ ккал/ч.$$

Пример 30. Определить полное поступление тепла в общественное здание в Ташкенте через наружную вращающуюся дверь, если через дверь проходит 300 чел. в 1 *ч*. Внутренняя температура $t_{в} = 26°$.

По табл. 3 $L_{д}^{о} = 0{,}7 \ м^3/ч \cdot чел$; по приложению 2 $I_{т} = 14{,}7 \ ккал/кг$; $\gamma_{26} = 1{,}181 \ кг/м^3$.

По уравнению (23)

$$Q_{д}^{н} = L_{д}^{о} n \gamma_{в} I_{т} = 0{,}7 \cdot 300 \cdot 1{,}181 \cdot 14{,}7 = 3650 \ ккал/ч.$$

Поступление тепла от искусственного освещения определяется по мощности установленных светильников $N_{св}$ независимо от их конструкции и типа

$$Q = 860 N_{св} \ ккал/ч. \qquad (25)$$

Искусственное освещение может быть постоянно действующим (при отсутствии или недостаточности дневного света; освещение рабочих мест и др.) либо периодического действия, включаемое только в темное время суток. В холодный период при недостатке тепла в помещении следует учитывать только постоянное освещение, при избытке тепла — все виды освещения. В теплый период следует учитывать только постоянное освещение.

Режим работы освещения и его мощность определяются по технологическому заданию.

Пример 31. В помещении, согласно технологическому заданию, имеется общее освещение мощностью $N = 4 \ квт$ и освещение рабочих мест $N_{1} = 6 \ квт$. Естественная освещенность помещения нормальная. В холодный период помещение имеет избытки тепла от освещения. Определить поступление тепла от освещения для холодного и теплого периода.

Так как в холодный период помещение имеет избытки тепла, учитываем все виды освещения. По уравнению (25)

$$Q_{\text{ос}} = 860 N_{\text{св}} = 860\,(4 + 6) = 8600 \text{ ккал/ч}.$$

Для теплого периода, вследствие того, что помещение имеет нормальную естественную освещенность, учитываем только освещение рабочих мест

$$Q_{\text{ос}} = 860 \cdot 6{,}0 = 5160 \text{ ккал/ч}.$$

Поступление тепла от людей определяется по уравнению

$$Q_{\text{л}} = qn, \text{ или } Q_{\text{л}}^{\text{я}} = q_{\text{я}} n, \tag{26}$$

где $Q_{\text{л}}^{\text{я}}$ и $Q_{\text{л}}$ — расчетное поступление тепла от людей явное и полное, *ккал/ч*;

n — количество людей в помещении;

q и $q_{\text{я}}$ — полное и явное тепловыделение 1 чел., *ккал/ч*.

Значение q определяется в зависимости от температуры помещения $t_{\text{в}}$ и выполняемой работы по табл. 6 или по формуле

$$q = q_{\text{я}} + q_{\text{скр}}. \tag{27}$$

Таблица 6. **Выделение полного q и явного тепла $q_{\text{я}}$, *ккал/ч*, и влаги g_W, *г/ч*, одним человеком [3, 23]**

Род работы, помещения	Температура помещения $t_{\text{в}}$, *град*														
	15			20			25			30			35		
	q	$q_{\text{я}}$	g_W	q	$q_{\text{я}}$	g_W	q	$q_{\text{я}}$	g_W	q	$q_{\text{я}}$	g_W	q	$q_{\text{я}}$	g_W
В покое	125	100	40	100	75	40	80	50	50	80	35	75	80	10	115
Легкая работа	135	105	55	130	85	75	125	55	115	125	150	35	125	5	200
Работа средней тяжести	180	115	110	175	90	140	170	60	185	170	35	230	170	5	280
Тяжелая работа	250	140	185	250	110	240	250	80	295	250	45	355	250	10	415
Рестораны (включая тепло от пищи)	175	120	90	145	90	90	125	60	110	145	45	165	170	15	250
Танцзалы	235	135	160	200	100	160	190	70	200	230	50	305	300	15	465

Тепловыделения $q_{\text{я}}$ учитываются при расчетах на повышение температуры воздуха, величины q — при расчетах на повышение теплосодержания воздуха.

Для производственных объектов n определяется по техноло-

гическому заданию; для зрительных залов, залов собраний — по числу мест; для обеденных залов ресторанов, кафе — по числу посадочных мест.

Пример 32. В производственном помещении на конвейере по сборке приборов работает $n=230$ *чел.* Определить полное поступление тепла от людей, если $t_в=23°$.

По табл. 6 для легкой работы находим по интерполяции для $t_в=23°$; $q=127$ *ккал/ч·чел.*

$$Q_л=127\cdot 230=29210 \text{ ккал/ч}.$$

Пример 32а. По условиям примера 32 в помещение подается приточный воздух в количестве $G=10000$ *кг/ч.* Какую температуру t он должен иметь, чтобы обеспечить заданную температуру в рабочей зоне $t_в$.

На повышение температуры воздуха влияет только явное тепло. Определяем поступление явного тепла

$$Q_я=q_я n=67\cdot 230=15410 \text{ ккал/ч}.$$

Этим теплом приточный воздух нагреется на разность температур

$$\Delta t=\frac{Q_я}{c_в G}=\frac{15410}{0{,}24\cdot 10000}=6{,}4°.$$

Приточный воздух должен иметь температуру

$$t=t_в-\Delta t=23-6{,}4=16{,}6°.$$

Выделение тепла нагревательными приборами системы дежурного отопления (как правило, оно не выключается и рассчитывается на $t_д=5°$) учитывается при расчете систем КВ по формуле

$$Q_{от}=Q_д\frac{t_т-t_в}{t_т-t_д}, \qquad (28)$$

где $Q_д$ — теплопотери помещения, на которые рассчитана система дежурного отопления, *ккал/ч*;

$t_т$ — средняя температура теплоносителя, на которую рассчитана система дежурного отопления, *град*;

$t_в$ — внутренняя температура помещения, при которой рассчитывается система КВ, *град.*

Пример 33. Нагревательные приборы системы дежурного отопления рассчитаны на компенсацию теплопотерь $Q_д=12000$ *ккал/ч* при $t_д=5°$. Определить поступление тепла от них в

рабочее время при температуре в помещении $t_в = 20°$. Теплоноситель — вода 95—70°С.

Согласно (28)

$$Q_{от} = Q_д \frac{t_т - t_в}{t_т - t_д} = 12000 \frac{\frac{95+70}{2} - 20}{\frac{95+70}{2} - 5} = 9687 \text{ ккал/ч}.$$

Наличие потерь Q_- и поступлений тепла Q_+ в помещение обуславливает образование избытка либо недостатка тепла. Системы КВ локализуют избытки и недостаток тепла и обеспечивают в помещениях заданные параметры воздуха.

При расчете систем КВ для каждого расчетного периода учитываются те виды потерь и поступлений тепла в помещения, которые фактически могут действовать совместно (табл. 7).

Таблица 7. **Учет различных видов потерь и поступления тепла в тепловом балансе помещений**

Расчетные периоды	Условия	Виды поступлений и потерь тепла										
		Наружные ограждения	Внутренние ограждения	Инфильтрация	Открывание дверей	Солнечная радиация	Технологические процессы и оборудование	Материалы	Транспорт	Освещение постоянное	Освещение вечернее	Люди
Теплый	—	+	+	+	+	+	+	+	+	+	—	+
Переходный	—	+	+	—	—	—	+	+	+	+	+	+
Холодный	Помещения с недостатком тепла:											
	рабочее время	+	+	+	+	—	+	+	+	+	—	+
	нерабочее время	+	+	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Помещения с избытком тепла:											
	рабочее время	+	+	—	—	—	+	+	+	+	+	+
	нерабочее время	+	+	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Нагревание воздуха в вентиляторах и воздухопроводах

В процессе повышения давления воздуха в вентиляторах происходит его нагревание на разность температур

$$\Delta t = \frac{H}{102 \cdot 3600 \cdot 0{,}30} \cdot \frac{1-\eta}{\eta} = 0{,}008\, H \frac{1-\eta}{\eta}, \qquad (29)$$

где H — давление, развиваемое вентилятором, *кГ/м²*;

η — к. п. д. вентилятора по характеристике, без учета потерь в подшипниках, передаче и др.

Для предварительных расчетов можно принимать $\Delta t \approx 0{,}5°$. Нагревание воздуха в вентиляторе необходимо учитывать при расчетах систем КВ для теплого и холодного периодов.

Пример 34. Вентилятор кондиционера по характеристике развивает давление $H = 85$ *кГ/м²*, при $\eta = 0{,}76$. Определить, насколько нагреется воздух в вентиляторе.

Решение находим по графику на рис. 7 — линия *АБВ*, $\Delta t = 0{,}2°$.

Пример 35. В вентилятор поступает воздух с температурой $t = +28°$. С какой температурой $t_п$ воздух выйдет из вентилятора, если вентилятор развивает давление $H = 550$ *кГ/м²* и имеет к.п.д. $\eta = 0{,}82$.

По рис. 7 по линии *ГДЕ* находим $\Delta t = 0{,}95°$.

$$t_п = t + \Delta t = 28{,}0 + 0{,}95 = 28{,}95.$$

Если воздухопроводы от кондиционеров проходят по помещениям, не оборудованным системой КВ, в теплый период происходит нагревание охлажденного воздуха, зависящее от длины, сечения и конструкции воздухопроводов, скорости движения воздуха в них, температуры окружающего воздуха.

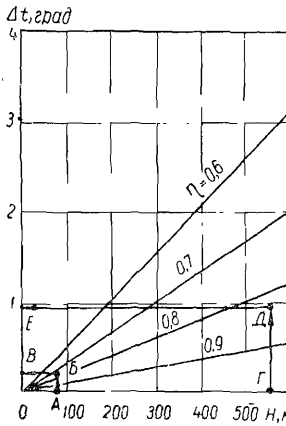


Рис. 7. Номограмма для определения повышения температуры воздуха в центробежных вентиляторах.

Точный расчет нагревания воздуха может быть произведен по обычным методам расчета теплопередачи. В расчетах обычных систем КВ для средних практических условий можно принять: для металлических воздухопроводов, изолированных плитами из минеральной ваты толщиной 40 *мм*, повышение температуры $\Delta t = 0{,}02°$ на 1 *м* воздухопровода; для неизолированных металлических воздухопроводов $\Delta t = 0{,}03$ *град/м*.

Поступление влаги в помещения

Источниками поступления влаги являются технологические процессы и оборудование $W_т$, смоченные поверхности $W_п$, люди $W_л$ и инфильтрация наружного воздуха $W_и$.

Выделение влаги технологическим оборудованием и технологическими процессами определяется по технологическим данным либо нормативным указаниям. С открытых поверхностей воды выделения влаги следует определять по уравнениям Л. С. Кляч-ко [3].

Выделение влаги со смоченной поверхности определяют по формуле

$$W_п = 9F(t_в - t_м) \ г/ч, \qquad (30)$$

где $t_в$ и $t_м$ — температура воздуха в помещении по сухому и мокрому термометрам, *град*;

F — смоченная поверхность, $м^2$.

Пример 36. В помещении с площадью $F=48$ $м^2$ пол постоянно увлажняется водой. Определить количество испаряющейся воды, если температура в помещении $t_в=22°$, относительная влажность $\varphi_н=60\%$; $P_б=745$ *мм рт. ст.*

По I—d-диаграмме определяем $t_м=16{,}8°$ и по уравнению (30) находим

$$W_п = 9F(t_в - t_м) = 9 \cdot 48{,}0\,(22{,}0 - 16{,}8) = 2250 \ г/ч = 2{,}25 \ кг/ч.$$

Выделение влаги людьми определяется по табл. 6 и количеству человек в помещении.

Поступление влаги с наружным воздухом при инфильтрации определяется по уравнению

$$W_и = G_и d_н \ г/ч, \qquad (31)$$

где $G_и$ — количество воздуха, поступающего в помещение при инфильтрации и открывании дверей, *кг/ч*;

$d_н$ — влагосодержание наружного воздуха, *г/кг*.

Инфильтрация учитывается при отсутствии подпора в помещении.

Пример 37. Производственное помещение в Ленинграде должно иметь в рабочей зоне $t_в=20°$; $\varphi_в=55\%$. В помещении работают $n=120$ чел.; работа средней тяжести. Производственные выделения влаги, согласно технологическому заданию, составляют $W_т=4$ *кг/ч*. Имеется смоченная поверхность $F=16$ $м^2$. Инфильтрация воздуха составляет $G_и=400$ *кг/ч*. В помещение по-

дается воздух от кондиционера $G=5600$ *кг/ч*. Определить, какое количество влаги выделяется в помещение.

По приложению 2 для Ленинграда $t_т=26{,}2°$; $I_т=12$ *ккал/кг*; $d_н=9{,}4$ *г/кг*; $P_б=760$ *мм рт. ст.*

Выделения влаги от людей определяем по формуле, аналогичной (26), и табл. 6 $W_л=g_w n=175\cdot 120=21000$ *г/ч*.

Выделение влаги со смоченной поверхности определяем по уравнению (30) и по I—d-диаграмме

$$W_п=F(t_в-t_м)=9\cdot 16\,(20-14{,}7)=760\ г/ч.$$

При инфильтрации по формуле (31)

$$W_и=400\cdot 9{,}4=3760\ г/ч.$$

Итого $W=W_л+W_п+W_и=21000+760+3760=25520$ *г/ч*.

Поступление производственных вредностей в помещения определяется на основании технологических заданий и нормативных указаний по общепринятой методике для расчета систем отопления и вентиляции.

Производительность систем КВ

Производительность систем КВ обуславливается необходимым количеством воздуха, подаваемого в помещения для ассимиляции вредностей и обеспечения заданных параметров воздуха в рабочей зоне

$$G=k\Sigma G_п, \tag{32}$$

где G — производительность системы КВ, *кг/ч*;

$G_п$ — количество приточного воздуха в отдельное помещение, *кг/ч*;

k — коэффициент, учитывающий потери воздуха из воздуховодов.

При установке кондиционера внутри помещения $k=1{,}0$; при длине приточных воздуховодов до 50 *м* $k=1{,}1$; в остальных случаях $k=1{,}15$ (СНиП II-Г. 7—62).

Величина $G_п$ принимается бóльшей из рассчитанных по различным вредностям:

по избыткам тепла в теплый период

$$G_п\equiv\frac{Q}{I_в-I_п}=\frac{Q_я}{0{,}24\,(t_в-t_п)}=\frac{Q_я}{0{,}24\Delta t_р}\ ; \tag{33}$$

по выделениям влаги

$$G_п=\frac{W}{d_в-d_п}\ ; \tag{34}$$

по газовым вредностям

$$G_{\text{п}} = \frac{z}{z_{\text{в}} - z_{\text{п}}} \gamma_{\text{в}}; \tag{35}$$

на компенсацию местных отсосов и создание подпора в помещении

$$G_{\text{п}} = G_{\text{м}} + G_{\text{и}}. \tag{36}$$

Здесь Q; $Q_{\text{я}}$ — полные и явные избытки тепла в теплый период, *ккал/ч* (см. табл. *6*);

$t_{\text{в}}$, $I_{\text{в}}$; $d_{\text{в}}$ — температура, теплосодержание и влагосодержание воздуха в рабочей зоне;

$t_{\text{п}}$; $I_{\text{п}}$; $d_{\text{п}}$ — то же, приточного воздуха;

$\Delta t_{\text{р}}$ — рабочая разность температур, *град*; определяется по расчету распределения воздуха;

W — поступление в помещение влаги, *г/ч*;

z — расчетное количество газовых вредностей, *г/ч*;

$z_{\text{в}}$ — допустимая концентрация вредности в рабочей зоне, *г/м*^{3};

$z_{\text{п}}$ — концентрация вредностей в приточном воздухе, *г/м*^{3};

$G_{\text{м}}$ — количество воздуха, удаляемого местными отсосами, *кг/ч*;

$G_{\text{и}}$ — количество воздуха для создания подпора, определяемое по формуле

$$G_{\text{и}} = V \text{Кр} \gamma, \tag{37}$$

где V — объем помещения, *м*^{3};

Кр — коэффициент кратности (кратность воздухообмена);

γ — удельный вес воздуха, *кг/м*^{3}.

Для помещений без окон и наружных дверей Кр = 0,5 ÷ ÷0,75 *крат/ч*; с окнами в одну сторону Кр = 1,0; на две стороны Кр = 1,5; на три или четыре стороны Кр = 2,0; для вестибюлей Кр = 2,0 ÷ 3,0 *крат/ч*.

В общем расходе приточного воздуха всегда должен находиться свежий, наружный воздух, расход которого $G_{\text{н}}$ (в *кг/ч*) определяется санитарными нормами.

Согласно СНиП II-Г. 7—62 для производственных помещений с объемом менее 20 *м*^{3} на одного работающего норма подачи наружного воздуха 30 *м*^{3}/*ч*; с объемом 20 ÷ 40 *м*^{3}— 20; для помещений без окон и фонарей — 40, но не менее 10% общего расхода приточного воздуха; для общественных зданий [22] при отсутствии курения — 25 *м*^{3}/*ч*; при курении— 35÷70; в детских помещениях — 15; в операционных — 36 *м*^{3}/*ч*

на 1 $м^2$ площади пола; в гостиничных номерах — 6; для кухонь в ресторанах — 72; в химических лабораториях — 36.

Кроме того, расход наружного воздуха должен быть $G_н \geqslant G_п$ по расчету газовых вредностей; $G_н \geqslant G_м$ по местным отсосам и созданию подпора в помещении; для систем КВ, не допускающим рециркуляции воздуха, $G_н = G_п$ по избытку тепла.

Пример 38. Производственное помещение объемом $V = 2200$ $м^3$, в котором работают 78 чел., должно иметь $t_в = 21°$; $\varphi_в = 50\%$. Избыток явного тепла составляет $Q_я = 24200$ *ккал/ч*. Выделение влаги $W = 38$ *кг/ч*. Выделения паров ацетона $z = 900$ *г/ч*. Местные отсосы составляют 6200 $м^3/ч$. Инфильтрация воздуха из соседних помещений и снаружи составляет $G_и = 800$ *кг/ч*. Определить необходимую производительность кондиционера G, если он расположен на расстоянии 30 *м* от помещения, влагосодержание приточного воздуха $d_п = 5{,}3$ *г/кг*; рабочая разность температур допускается $\Delta t_р = 6°$. Определить также минимальный расход наружного воздуха $G_н$.

Определяем необходимый расход приточного воздуха по различным вредностям:

по избытку тепла — по формуле (33)

$$G_п = \frac{Q_я}{0{,}24\Delta t_р} = \frac{24200}{0{,}24 \cdot 6{,}0} = 16820 \text{ кг/ч};$$

по выделениям влаги — по формуле (34)

$$G_п = \frac{W}{d_в - d_н} = \frac{38{,}0}{7{,}8 - 5{,}3} \cdot 1000 = 15200 \text{ кг/ч};$$

на разбавление паров ацетона — по формуле (35) при $z_в = 0{,}2$ *г/м*^{3} и $z_п = 0$

$$G_п = \frac{z}{z_в - z_п} \gamma_в = \frac{900}{0{,}2} \cdot 1{,}201 = 5410 \text{ кг/ч};$$

на компенсацию местных отсосов — по формуле (36)

$$G_п = G_м + G_и = 6200 \cdot 1{,}201 + 800 = 8250 \text{ кг/ч}.$$

Расход приточного воздуха принимаем по большему расходу, т. е. по избытку тепла $G_п = 16820$ *кг/ч*.

Определяем минимальный расход наружного воздуха $G_н$ по санитарной норме. Объем помещения на одного работающего составляет $\frac{2200}{78} = 28{,}2$ $м^3/чел.$ Норма подачи наружного воздуха должна быть 20 $м^3/час.\ чел.$, тогда

$$G_н = 20 \cdot 78 \cdot 1{,}201 = 1872 \text{ кг/ч}.$$

По газовым вредностям $G_н = 5410$ *кг/ч*; по местным отсосам $G_н = 8250$ *кг/ч*. Принимаем в расчет $G_н = 8250$ *кг/ч*.

Производительность кондиционера по формуле (32)

$$G = kG_п = 1{,}1 \cdot 16820 = 18500 \text{ кг/ч};$$

из них наружного воздуха, минимально

$$G_н = 1{,}1 \cdot 8250 = 9075 \text{ кг/ч}.$$

Распределение воздуха

Расчетным периодом для систем КВ является теплый, когда в помещении имеются избытки тепла и температура приточного воздуха ниже температуры в рабочей зоне. Поэтому приток воздуха в помещение осуществляется, как правило, в верхнюю зону.

Подача воздуха может осуществляться горизонтальными струями через решетки в стенах помещения и вертикальных стенках воздухопроводов либо через плафоны и вертикальными струями через перфорированные воздухопроводы, либо через потолочные панели.

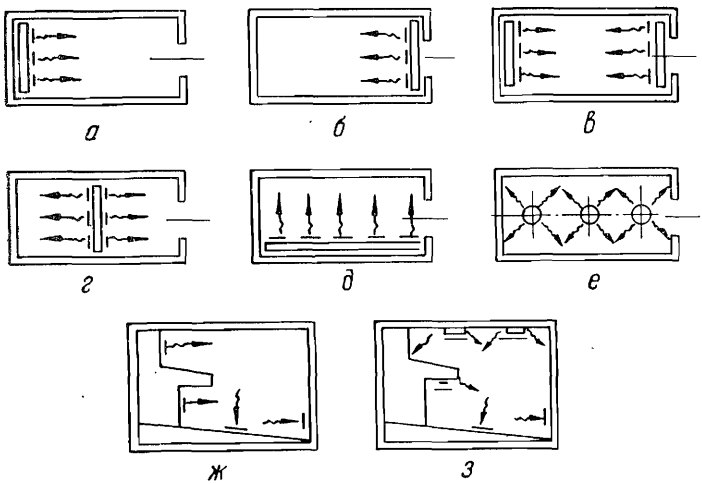


Рис. 8. Схемы распределения воздуха в помещениях средних размеров и в зрительных залах (*а*—*з*).

По рекомендации Промстройпроекта [24] выпуск воздуха через решетки в стенах следует делать в небольших помещениях удлиненной формы с гладким потолком. Для средних по вели-

чине помещений, зрительных залов и аудиторий может быть применена одна из схем по рис. 8.

Расчет распределения воздуха должен обеспечить заданные параметры в рабочей зоне (температуру и скорость движения воздуха) при минимальном количестве точек выпуска воздуха, максимальной скорости выхода и максимальной рабочей разности температур [36].

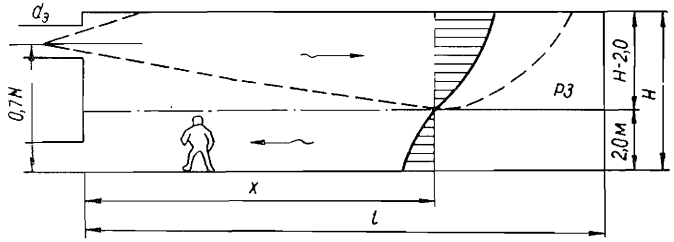


Рис. 9. Структура настилающейся струи в ограниченном пространстве.

При выходе через решетки, расположенные у потолка помещения, струя воздуха будет налипать на поверхность потолка (рис. 9). Если температура воздуха в струе $t_п$ ниже температуры воздуха помещения $t_в$, на каком-то расстоянии x от выходного сечения струя оторвется от плоскости потолка и будет опускаться в рабочую зону, понижая ее температуру. Направление движения воздуха в струе будет в сторону от отверстия, вне струи— в обратном направлении.

Расчет приточных отверстий нужно произвести так, чтобы в рабочей зоне помещения была обеспечена температура $t_в$ и подвижность воздуха $v_в$ в пределах заданных величин. Согласно данным М. Ф. Бромлея [12], струя воздуха не будет отрываться от потолка до расстояния $x \approx (22 \div 25)\, d_э$; при этом величина критерия Архимеда должна сохраняться в пределах

$$\mathrm{Ar} = \frac{d_э (t_в - t_п)}{273 + t_в} \cdot \frac{9{,}81}{v_п^2} = (0{,}0023 \div 0{,}0097) \qquad (38)$$

где $d_э$ — эквивалентный диаметр приточного отверстия, *м*;

$v_п$ — скорость выхода воздуха из приточного отверстия, *м/сек*.

С достаточной для практических расчетов точностью можно принять $Ar \approx 0{,}006$; $x \leqslant 25\, d_э$, где x равно длине помещения l [3], тогда

$$t_в - t_п = \Delta t_р = 0{,}0153\,(273 + t_в)\frac{v_п^2}{l}\,. \qquad (39)$$

Отсюда можно определить скорость выхода воздуха из отверстия $v_п$ по заданной $\Delta t_р$, пользуясь номограммой на рис. 10 [3].

Для того, чтобы приточная струя не проникла в рабочую зону вследствие налипания на пол, приточные отверстия следует располагать на высоте не менее $0{,}7\,H$ (см. рис. 9). Расстояние от верхнего края решетки до потолка должно быть примерно равно двукратной высоте решетки. Расстояние между приточными отверстиями в плане должно быть не более $3{,}5\,H$.

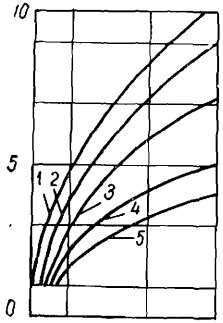


Рис. 10. Зависимость между рабочей разностью температур $\Delta t_р$ и скоростью воздуха в приточных отверстиях $v_п$ (l — длина помещения, *м*; $d_э$ — максимальный эквивалентный диаметр приточного отверстия, *м*):

1—5 — соответственно $l = 20$; 15; 10; 5; 3 и $d_э \leqslant 1{,}2$; 0,8; 0,7; 0,2; 0,12.

Площадь поперечного сечения помещения, приходящаяся на одно приточное отверстие, определяется по уравнению

$$F_0 = \left(\frac{al}{x}\right)^2 \quad м^2, \qquad (40)$$

где a — коэффициент турбулентной структуры струи, зависящий от характера приточного отверстия;

x — безразмерный параметр, зависящий от скорости обратного потока воздуха в рабочей зоне $v_в$, принимаемый по табл. 8.

Значения коэффициента турбулентной структуры струи a в зависимости от вида насадка [24]

Квадратный призматический патрубок при $v_п$ −2,5 ÷ ÷5,0 *м/сек*	0,096
Щель в плоской стенке с острыми краями (воздух направлен перпендикулярно к плоскости щели)	0,12
Перфорированная панель:	
$f_ж$ = 10 ÷ 20%, при $v_п$ = 10 ÷ 50 *м/сек*	0,11
$f_ж$ = 3 ÷ 5% при $v_п$ = 10 ÷ 50 »	0,15
$f_ж$ = 10 ÷ 20% при $v_п$ = 2,5 ÷ 5,0 »	0,17
$f_ж$ = 3 ÷ 5% при $v_п$ = 2,5 ÷ 5,0 »	0,18
Решетки и сетки с $f_ж$ = 40%, при $v_п$ = 2,5 ÷ 5,0	0,12

Таблица 8. **Значения параметра $\bar{x}$ [3]**

$v_в^{max}$, м/сек	$v_в^{min}$, м/сек								
	0,05	0,07	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
0,1	0,33	0,29	0,20	—	—	—	—	—	—
0,2	0,37	0,36	0,33	0,28	0,20	—	—	—	—
0,3	0,41	0,39	0,36	0,33	0,30	0,20	—	—	—
0,4	0,42	0,40	0,38	0,35	0,33	0,29	0,20	—	—
0,5	0,44	0,42	0,40	0,37	0,35	0,31	0,28	0,20	—
0,6	0,45	0,43	0,41	0,39	0,37	0,33	0,30	0,27	0,20

Число приточных отверстий

$$n = \frac{F}{F_0} = \frac{BH}{F_0} . \qquad (41)$$

Расход воздуха на одно отверстие

$$L_0 = \frac{L_п}{n} . \qquad (42)$$

Эквивалентный диаметр приточного отверстия

$$d_э = 0{,}019 \sqrt{\frac{L_0}{v_п}} . \qquad (43)$$

Здесь F — площадь поперечного сечения помещения, $м^2$;

B — ширина помещения, $м$;

$L_п$ — расчетный расход приточного воздуха, $м^3/ч$;

Скорость в рабочей зоне определяется по графику на рис. 11 [3] в зависимости от начальной скорости $v_п$ и относительной длины помещения $\frac{l}{d_э}$. Для прямоугольных отверстий с соотношением сторон до 1 : 5 дальнобойность струи практически такая же, как у круглых отверстий одинаковой площади.

Необходимо определить максимальный радиус струи, чтобы убедиться, что струя не проникает в рабочую зону

$$R = 0{,}57 \sqrt{F_0} \leqslant (H - 2{,}0). \qquad (44)$$

По найденной величине $d_э$ нужно подобрать решетку (табл. 9), имеющую живое сечение

$$f_ж = 0{,}78 \cdot d_э^2 . \qquad (45)$$

Пример 39. Помещение читального зала имеет размеры в плане 32,0×12,0 $м$, высоту $H = 5{,}2$ $м$; расчетная температура в

зале $t_в = 23°$. Рассчитать распределение приточного воздуха $G_п = 18000$ *кг/ч*, если рабочая разность температур принята $\Delta t_р = 7°$.

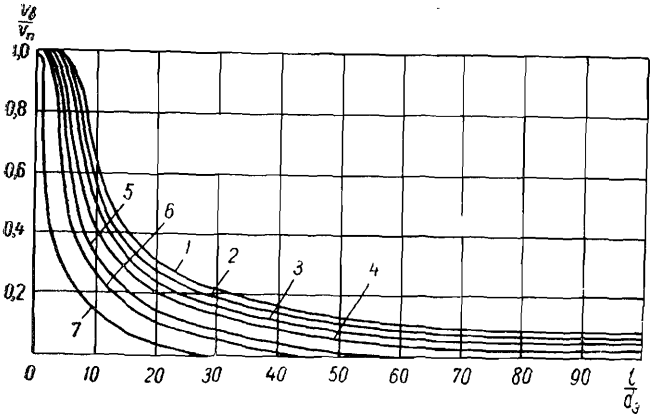


Рис. 11. Затухание осевой скорости в стесненных турбулентных струях:

1 — свободная струя; 2 — при $\frac{\sqrt{F}}{d_э} = 71{,}5$; 3—7 — соответственно при $\frac{\sqrt{F}}{d_э} = 50{,}3$; 25,2; 9,2; 4,8; 2,4.

Таблица 9. Приточные решетки с регулируемым выпуском воздуха Горьковского механического завода № 1 треста Сантехдеталь

Размеры, *мм*		Площадь живого сечения, $м^2$	Вес, *кг*	Размеры, *мм*		Площадь живого сечения, $м^2$	Вес, *кг*
ширина	высота			ширина	высота		
100	300	0,02	1,60	210	300	0,044	2,35
100	450	0,03	2,10	210	450	0,066	3,30
100	600	0,04	2,60	210	600	0,088	4,30

Определяем объем приточного воздуха

$$L_п = \frac{G_п}{\gamma_в} = \frac{18000}{1{,}193} = 15100 \ м^3/ч.$$

Принимаем приточные решетки с вертикальными жалюзи Горьковского механического завода (табл. 9). Решетки устанавливаем в продольной стене помещения (см. рис. 8, схема Д)

на высоте 4,6 *м* (не менее $0{,}7H$). Согласно приложению 3, подвижность воздуха в рабочей зоне принимаем $v_в^{min} = 0{,}15$ *м/сек*, $v_в^{max} = 0{,}30$ *м/сек*.

Определяем площадь поперечного сечения помещения, приходящуюся на одну решетку по формуле (40), принимая $a = 12$; $l = 12{,}0$ *м* (по заданию) $\bar{x} = 0{,}33$ по табл. 7.

$$F_0 = \frac{al}{\bar{x}} = \frac{0{,}12 \cdot 12{,}0}{0{,}33} = 4{,}36 \ м^2.$$

Число приточных решеток по формуле (41)

$$n = \frac{BH}{F_0} = \frac{32{,}0 \cdot 5{,}2}{4{,}36} \approx 38 \text{ шт.}$$

Расход воздуха на одну решетку по формуле (42)

$$L_0 = \frac{L_п}{n} = \frac{15100}{38} = 398 \ м^3/ч;$$

скорость в решетках определяем по формуле (39)

$$\Delta t_р = 0{,}0153\,(273 + t_в)\,\frac{v_п^2}{l} = 0{,}0153\ (273 + 23{,}0)\ \frac{v_п^2}{12} = 7{,}0\ ,$$

откуда $v_п = 4{,}3$ *м/сек*. Эквивалентный диаметр решетки по формуле (43)

$$d_э = 0{,}019\sqrt{\frac{L_0}{v_п}} = 0{,}019\sqrt{\frac{398}{4{,}3}} = 0{,}182 \ м.$$

Проверяем полученную величину $d_э$ по условию $d_э < \frac{l}{25}$;

$0{,}182 < \frac{12{,}0}{25}$. Условие выдержано.

Фактическую скорость воздуха в рабочей зоне определяем по относительной длине помещения $\frac{l}{d_э} = \frac{12{,}0}{0{,}182} = 66$.

По рис. 11 параметр $\frac{\sqrt{F}}{d_э} = \frac{\sqrt{32{,}0 \cdot 5{,}2}}{0{,}182} = 70{,}9$.

Пользуясь кривой *2*, получаем $\frac{v_l}{v_п} = 0{,}075$, откуда

$$v_l = 0{,}075 \cdot 4{,}3 = 0{,}323 \ м/сек,$$

что выше заданной скорости. Условие подвижности воздуха в рабочей зоне не выдержано.

Задаемся числом решеток $n=45$ шт. Тогда

$$L_0 = \frac{15100}{45} = 336 \ м^3/ч, \quad d_э = 0{,}019 \sqrt{\frac{336}{4{,}3}} = 0{,}157 \ м,$$

$$\frac{l}{d_э} = \frac{12{,}0}{0{,}157} = 76{,}5; \quad \frac{v_l}{v_п} = 0{,}065,$$

откуда

$$v_п = 0{,}065 \cdot 4{,}3 = 0{,}28 \ м/сек.$$

Условие выполнено.

Фактическая площадь поперечного сечения помещения, приходящаяся на одну решетку

$$F_0 = \frac{32{,}0 \cdot 5{,}2}{45} = 3{,}7 \ м^2.$$

Максимальный радиус струи по формуле (44)

$$R = 0{,}57 \sqrt{F_0} = 0{,}57 \sqrt{3{,}7} = 0{,}71 \ м,$$

что менее, чем $(H-2{,}0)$. Принятые приточные отверстия отвечают заданным условиям.

Площадь живого сечения решетки по формуле (45) должна быть

$$f_ж = 0{,}78 d_э^2 = 0{,}78 \cdot 0{,}157^2 = 0{,}019 \ м^2.$$

По табл. 9 принимаем решетку 100×300 *мм*; расстояние между решетками $\frac{32{,}0}{45} = 0{,}71$ *м*.

Выпуск воздуха через плафоны производится в больших помещениях, когда подача воздуха превышает 35 $м^3/ч$ на 1 $м^2$ площади пола помещения (см. рис. 8, *е*). Выпуск воздуха может осуществляться горизонтальными настилающимися или наклонными струями.

Выпуск настилающимися струями применяется при плоских потолках; в этом случае плафон устанавливается в плоскости потолка (рис. 12, *а*), а воздух к плафону подводится от воздухопровода, проложенного выше потолка помещения. Выпуск наклонными струями применяется в случаях, когда потолок имеет выступающие балки, фермы, препятствующие настиланию струи на потолок; плафон устанавливается ниже выступающих деталей (рис. 12, *б*), а воздухопровод может быть уложен в пределах помещения.

Плафон конструкции ВНИИГС имеет один плоский диск (рис. 13), который может быть установлен на различной высоте.

Для выпуска воздуха струей, настилающейся на потолок, диск выдвигается на 0,05 $Д_0$ ниже обреза плафона; для выпуска воздуха наклонными струями диск устанавливается выше обреза плафона на 0,01 $Д_0$ (здесь $Д_0$ — диаметр плафона).

Для размещения плафонов в плане помещения поверхность потолка разбивается на квадраты либо прямоугольники с соотношением сторон не более 1,5 : 1,0.

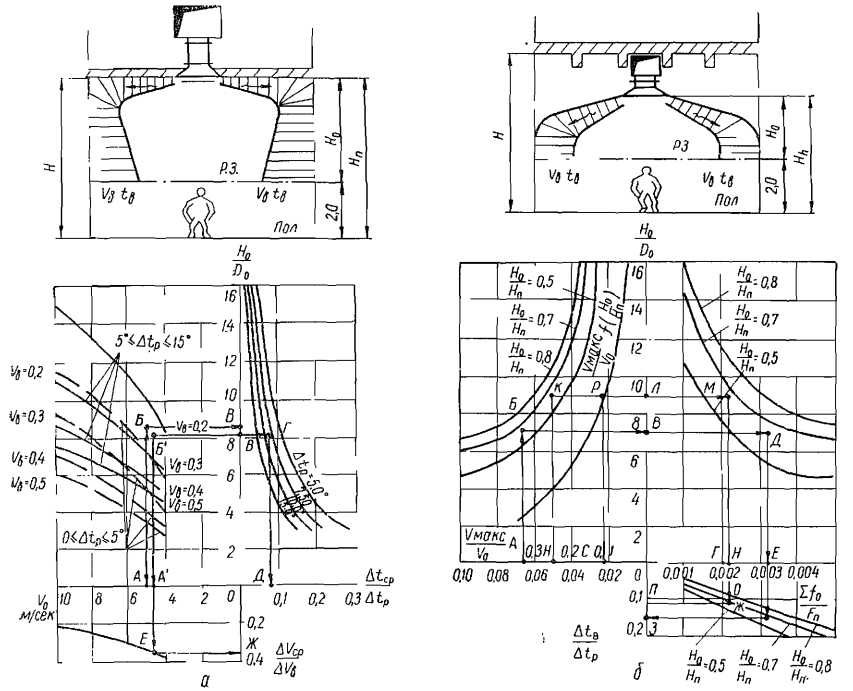


Рис. 12. Схемы и номограммы для расчета плафонов НИИГС:
а — при выпуске воздуха настильными струями; *б* — при выпуске воздуха направленными струями.

Размеры квадратов определяются расчетом плафонов по номограммам рис. 12 [14]. В задании к расчету должны быть указаны средняя скорость воздуха в рабочей зоне $v_в$, температура в рабочей зоне $t_в$ и расстояние от плоскости плафона до рабочей зоны $H_0 = H_п - 2$ *м*.

Максимальный расход воздуха, который может быть подан одним плафоном, определяется зависимостями:

при $v_в = 0{,}2$ *м/сек* $L_0 = 40\ F_0$, *м³/ч*;

при $v_в = 0{,}3$ *м/сек* $L_0 = 48\ F_0$, *м³/ч*, где F_0 — площадь пола помещения, обслуживаемая одним плафоном, *м²*.

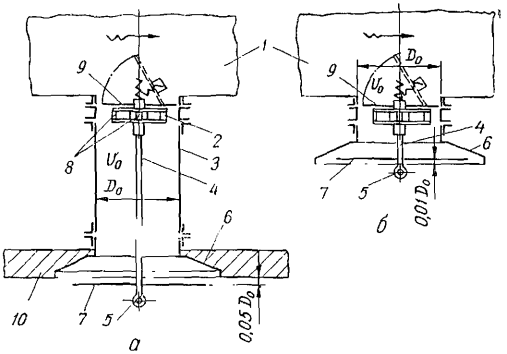


Рис. 13. Тарельчатый плафон НИИГС:

1 — воздухопровод; *2* — распределитель-регулятор; *3* — переходной патрубок; *4* — поворотный стержень для подъема клапана; *5* — ключ для поворота стержня; *6* — плафон; *7* — диск; *8* — направляющие лопатки; *9* — регулировочный клапан; *10* — потолок. $D_0 = 195,\ 285,\ 375,\ 440,\ 495,\ 595$. Коэффициент местного сопротивления (скорость v_0) для схемы *а* $\zeta = 2{,}5$; для схемы *б* $\zeta = 3{,}5$.

Пример 40. Помещение размером $F = 36{,}0 \times 48{,}0$ *м* и высотой $H = 6{,}0$ *м* имеет плоский потолок. Необходимо подать $G_п = 78000$ *кг/ч* воздуха. Температура в рабочей зоне $t_в = 21 \pm 1°$; допустимая средняя подвижность воздуха $v_в = 0{,}25 \pm 0{,}1$ *м/сек*; рабочая разность температур $\Delta t_р = 8°$.

Определяем количество воздуха, подаваемого на 1 *м²* площади пола

$$L^1 = \frac{G_п}{\gamma_в F} = \frac{78000}{1{,}201 \cdot 36{,}0 \cdot 48{,}0} = 37{,}5\ м^3/м^2 \cdot ч.$$

Принимая во внимание форму помещения в плане (близкую к квадрату), устанавливаем плафоны НИИГС. При заданной подвижности воздуха максимальный расход воздуха $40 \div 48\ м^3/ч \cdot м^2$ удовлетворяется.

Так как помещение имеет плоский потолок, принимаем выпуск воздуха горизонтальными настилающимися струями. Расчет производим по номограмме рис. 12, *а*.

Предварительно принимаем скорость воздуха в горловине плафона $v_0' = 5{,}0$ *м/сек* (точка *А*). По заданной $v_в = 0{,}25$ *м/сек* и при рабочей разности температур $\Delta t_р > 5°$ (точка *Б*), находим $\frac{H_0}{D_0'} = 8{,}5$ (точка *В*). Так как $H_0 = H - 2{,}0 = 6{,}0 - 2{,}0 = 4{,}0$ *м*, то

$$D_0' = \frac{H_0}{8{,}5} = \frac{4{,}0}{8{,}5} = 0{,}47\ м.$$

Принимаем ближайший стандартный плафон $Д_0=495$ *мм* (см. рис. 13). При этом $\frac{H_0}{D_0}=\frac{4,0}{0,495}=8,1$ (точка B') и при $v_в=0,25$ *м/сек* (точка $Б'$) скорость $v_0=4,7$ *м/сек* (точка A').

Производительность 1 плафона

$$L_0=\frac{\pi D_0^2}{4}\cdot v_0\cdot 3600=\frac{3,14\cdot 0,495^2}{4}\,4,7\cdot 3600=3260\ м^3/ч.$$

Необходимое число плафонов $z=\frac{G_п}{\gamma L_0}=\frac{78000}{1,201\cdot 3260}=20$ шт.; площадь пола помещения на 1 плафон составляет $F_0=\frac{F}{z}=\frac{36,0\cdot 48,0}{20}=86,5\ м^2$.

Определяем отклонение температур в рабочей зоне $\Delta t_{ср}$. Из точки B' движемся до точки $Г$ и далее до $Д$. Находим $\frac{\Delta t_{ср}}{\Delta t_р}=0,075$, откуда $\Delta t_{ср}=0,075\cdot 8,0=0,6°$. Температура в рабочей зоне будет $t_в\pm\Delta t_{ср}$, т. е. $21\pm0,6$, что удовлетворяет задание.

Проверяем отклонение скорости движения воздуха в рабочей зоне. От точки A' проводим линию до E и далее до $Ж$ и получаем $\frac{\Delta v_{ср}}{v_в}=0,35$, откуда $\Delta v_{ср}=0,35\cdot 0,25=0,09$ *м/сек*. Скорость в рабочей зоне будет изменяться в пределах $v_в=0,25\pm0,09$, что удовлетворяет заданным условиям.

Плафоны размещаем в 4 ряда по 5 шт. в каждом. Площадь, обслуживаемая 1 плафоном, равна $9,0\times9,6$ *м* (рис. 14). Сопротивление плафонов, определяемое по к.м.с. ζ и динамическому давлению равно

$$Z=\zeta\frac{v_0^2}{2g}\gamma=2,5\times$$

$$\times\frac{4,7^2}{19,62}\cdot 1,2=3,37\ кГ/м^2.$$

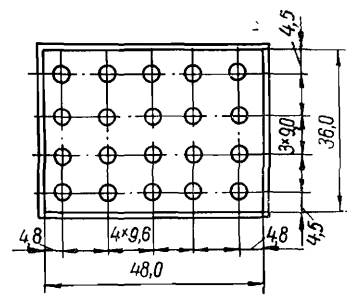


Рис. 14. К примеру 40.

Пример 41. Производственное помещение с размерами в плане $24,0\times72,0$ *м* имеет кровлю по сегментным фермам. Высота помещения от пола до низа нижнего пояса фермы составляет $H=6,0$ *м* (рис. 15). Требуется распределить $G=86000$ *кг/ч* воздуха при температуре в рабочей зоне $t_в=23\pm1°$, $v_в=0,4\div1,0$ *м/сек* и $\Delta t_р=10°$.

Площадь пола помещения $F = 24{,}0 \times 72{,}0 = 1728$ $м^2$. Расход воздуха

$$L = \frac{G}{\gamma_в} = \frac{86000}{1{,}193} = 72100 \text{ } м^3/ч.$$

Подача воздуха на 1 $м^2$ площади пола

$$L' = \frac{L}{F} = \frac{72100}{1728} = 41{,}6 \text{ } м^3/м^2 \cdot ч$$

Принимаем подачу воздуха через плафоны НИИГС. Требуемые удельные нагрузки на площадь (40—48 $м^3/м^2 \cdot ч$) удовлетворяются. Так как потолок в помещении не плоский, раздачу воздуха предусматриваем наклонными струями. Приточные воздухопроводы размещаем в фермах перекрытия, а плафоны устанавливаем ниже затяжек ферм на высоте $H_п = 5{,}5$ $м$.

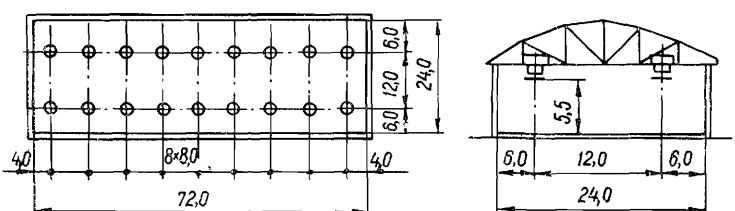


Рис. 15. К примеру 41.

Расчет плафонов производим по номограмме на рис. 12, *б*. Задаемся предварительно скоростью в горловине плафона $v_0' = 6.0$ *м/сек* и определяем $\frac{v_в}{v_0'} = \frac{0{,}4}{6{,}0} = 0{,}067$ (точка *А*). Высота $H_0 = H_п - 2{,}0 = 5{,}5 - 2{,}0 = 3{,}5$ *м*.

Величина $\frac{H_0}{H_п} = \frac{3{,}5}{5{,}5} = 0{,}635$ (точка *Б*) и далее $\frac{H_0}{D_0'} = 7{,}2$ (точка *В*), откуда $Д_0' = \frac{H_0}{7{,}2} = \frac{3{,}5}{7{,}2} = 0{,}49$ *м*. Принимаем типовой плафон $Д_0 = 495$ *мм* (см. рис. 13). Так как принятый диаметр плафона $Д_0$ незначительно отличается от полученного $Д_0'$ — пересчет скорости v_0' не производим. Принимаем $v_0 = 6{,}0$ *м/сек*.

Площадь горловины 1 плафона

$$f_0 = \frac{\pi D_0^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}495^2}{4} = 0{,}193 \text{ } м^2.$$

Расход воздуха на 1 плафон

$$L_0 = f_0 v_0 \cdot 3600 = 0{,}193 \cdot 6{,}0 \cdot 3600 = 4160 \ м^3/ч.$$

Необходимое число плафонов $z = \frac{L}{L_0} = \frac{72100}{4160} = 17{,}3$ шт. Принимаем $z = 18$; площадь пола, приходящаяся на 1 плафон $F_0 = \frac{F}{z} = \frac{1728}{18} = 96{,}0 \ м^2$.

Общая площадь горловин плафонов

$$\Sigma f_0 = z f_0 = 18 \cdot 0{,}193 = 3{,}48 \ м^2.$$

Отношение $\frac{\Sigma f_0}{F} = \frac{3{,}48}{1730} = 0{,}002$ (точка $Г$). Находим по линии $ДЕ$ величину $\frac{\Sigma f_0}{F} = 0{,}0032$ (точка $Е$), которая может быть допущена при данных условиях. Так как $0{,}002 < 0{,}0032$, выбранное число и диаметр плафонов — правильны.

По линии $ЖЗ$ находим $\frac{\Delta t_в}{\Delta t_р} = 0{,}14$, откуда $\Delta t_в = 0{,}14 \cdot 10{,}0 = 1{,}4°$, т. е. условия задания по отклонению температуры в рабочей зоне не выдерживаются. Расчет сделан неправильно. Делаем пересчет. Задаемся $v_0' = 8{,}0 \ м/сек$, тогда $\frac{v_в}{v_0'} = \frac{0{,}4}{8{,}0} = 0{,}05$ (точка $И$). По линии $ИКЛ$ находим $\frac{H_0}{D_0'} = 9{,}0$ (точка $Л$); $Д_0' = \frac{3{,}50}{9{,}0} = 0{,}39 \ м$. Принимаем плафон $Д_0 = 375 \ мм$; $f_0 = 0{,}14 \ м^2$; $L_0 = 0{,}14 \times 8{,}0 \cdot 3600 = 4032 \ м^3/ч$; $z = \frac{72100}{4032} = 18$ шт.;

$$F_0 = 96{,}0 \ м^2; \quad \Sigma f_0 = 18 \cdot 0{,}14 = 2{,}52 \ м^2.$$

Величина $\frac{\Sigma f_0}{F} = \frac{2{,}52}{1730} = 0{,}0015 < 0{,}0022$ (точка $Н$).

По линии $НОП$ находим $\frac{\Delta t_в}{\Delta t_р} = 0{,}107$ ($П$), откуда $\Delta t_в = 0{,}107 \cdot 10{,}0 = 1{,}07°$. Условия задания считаем выполненными.

По линии $ЛРС$ находим $\frac{v_{макс}}{v_0} = 0{,}11$ (точка $С$), откуда $v_{макс} = 0{,}11 \cdot 8{,}0 = 0{,}88 \ м/сек$, что отвечает заданию.

Плафоны размещаем в два ряда по 9 шт. в каждом; площадь, обслуживаемая одним плафоном, равна $8{,}0 \times 12{,}0 \ м$ (см. рис. 15).

Выпуск воздуха через перфорированные потолочные панели производится в невысоких помещениях при необходимости подачи относительно больших количеств воз-

духа. Панели могут выполняться квадратными, круглыми, прямоугольными либо занимать всю поверхность потолка. Отверстия в панелях делаются диаметром $d=0{,}002\div0{,}01$ *м* и могут иметь рядовое и шахматное расположение. Шаг отверстий должен быть не менее $3d$, толщина материала панели — не менее d.

Перфорированные панели характеризуются коэффициентом живого сечения

$$K_{ж}=\frac{F_{ж}}{F_{п}}\ 100=0{,}785\ \left(\frac{d}{s}\right)^{2}100, \qquad (46)$$

где $K_{ж}$ — коэффициент живого сечения панели, проц. (табл. 10);
$F_{ж}$ — площадь отверстий, $м^2$;
$F_{п}$ — площадь панели, $м^2$;
s — шаг отверстий, *м*.

Таблица 10. **Коэффициенты живого сечения панелей $100\cdot K_{ж}$.**

Шаг между центрами отверстий, s	$100\cdot K_{ж}$, проц.	Шаг между центрами отверстий, s	$100\cdot K_{ж}$, проц.
$2d$	19,6	$6d$	2,2
$2{,}5d$	12,6	$8d$	1,2
$3d$	8,7	$10d$	0,8
$3{,}5d$	6,4	$12d$	0,55
$4d$	4,9	$14d$	0,4
$5d$	3,1	$15d$	0,35

Для достижения хорошего распределения воздуха в рабочей зоне помещения следует применять панели с $K_{ж}<9\%$. Общая площадь панелей не должна превышать 0,5 площади потолка. При перфорации всего потолка необходимо иметь $K_{ж}<1\%$.

Рабочую разность температур воздуха при $K_{ж}\leqslant0{,}5\%$ следует принимать $\Delta t_{р}\leqslant15°$. С увеличением $K_{ж}$ необходимо уменьшать $\Delta t_{р}$ и при $K_{ж}=5\%$ принимать не выше $\Delta t_{р}=5°$.

Расчет панелей сводится к выбору таких отверстий в них, чтобы скорость выхода воздуха и температура его обеспечивали заданную подвижность и температуру воздуха в рабочей зоне.

Скорость выхода воздуха из отверстий панелей, а также температура приточного воздуха в рабочей зоне помещения определяются по следующим уравнениям [40]

Для прямоугольных панелей, когда общая площадь их меньше половины площади потолка, т. е. $\Sigma F_{п}\leqslant 0{,}5\ F_{пот}$, и высота H от рабочей зоны до панели менее чем 4 ширины панели b, т. е. $H<4b$

$$v_0 = \frac{v_в}{K_с K_н K_в \sqrt{\frac{K_ж}{\mu}}}; \quad (47)$$

$$\Delta t_в = \Delta t_р \frac{K_в}{K_с K_н} \sqrt{\frac{K_ж}{\mu}}. \quad (48)$$

Для прямоугольных панелей при $\Sigma F_п \leqslant 0{,}5\ F_{пот}$ и $H > 4b$

$$v_0 = \frac{v_в}{K_с K_н K_в \sqrt{\frac{K_ж}{\mu}}\ m \sqrt{\frac{b}{H}}}; \quad (49)$$

$$\Delta t_в = \Delta t_р \frac{K_в}{K_с K_н} \sqrt{\frac{K_ж}{\mu}}\ n \sqrt{\frac{b}{\mu}}. \quad (50)$$

Для квадратных и круглых панелей при $H > 4b$

$$v_0 = 1{,}13 \frac{v_в}{K_с K_н K_в \sqrt{\frac{K_ж}{\mu}}\ m \frac{\sqrt{F_п}}{H}}; \quad (51)$$

$$\Delta t_в = \Delta t_р \frac{K_в}{K_с K_н} \sqrt{\frac{K_ж}{\mu}}\ n \frac{\sqrt{F_п}}{H}. \quad (52)$$

Для панелей, занимающих всю площадь потолка

$$v_0 = \frac{v_в}{1{,}2 K_н \sqrt{\frac{K_ж i}{\mu}}}; \quad (53)$$

$$\Delta t_в = \frac{\Delta t_р}{K_н} \sqrt{\frac{K_ж}{i\mu}}. \quad (54)$$

Здесь H — высота от рабочей зоны до панели, принимаемая на 2,0 *м* меньше $H_п$ — высоты от пола до плоскости панели, *м*;

v_0 — скорость выхода холодного воздуха из отверстий панели, *м/сек*;

$v_в$ — нормируемая скорость подвижности воздуха в рабочей зоне, *м/сек*;

$K_с$ — поправочный коэффициент, учитывающий стеснение струй (рис. 16);

$K_н$ — поправочный коэффициент, учитывающий неизотермичность струй при подаче холодного воздуха, в зависимости от величины A (рис. 17, *а*);

$K_в$ — поправочный коэффициент, учитывающий взаимодействие параллельных струй (рис. 17, *б*);
μ — коэффициент расхода; при подводе воздуха к панели из камеры давления $\delta = 0{,}5\,d$ $\mu = 0{,}75$; при $\delta < d$

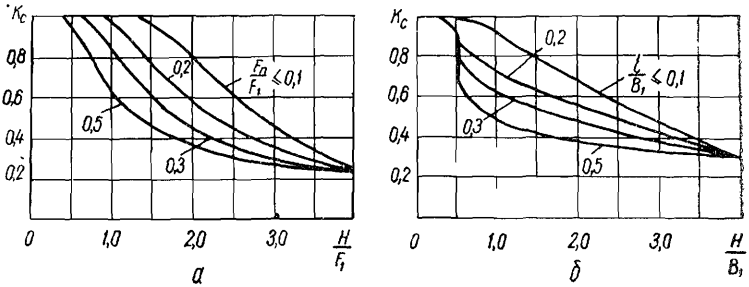


Рис. 16. Поправочный коэффициент K_c:

а — для квадратных и круглых панелей; *б* — для прямоугольных панелей (F — площадь потолка, приходящаяся на 1 панель; B_1 — расстояние между осями панелей).

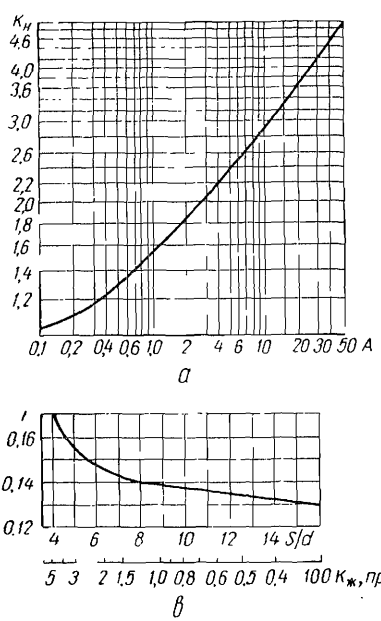


Рис. 17. Поправочные коэффициенты $K_н$ (*а*), $K_в$ (*б*) и i (*в*).

Здесь n — количество одинаковых параллельно расположенных панелей; b_0 — ширина промежутка между параллельно расположенными панелями.

$\mu = 1$, при присоединении панели непосредственно к воздухопроводу равномерной раздачи воздуха $\mu = 0{,}5$;

$\Delta t_в$ — разность температур в рабочей зоне между нормируемой температурой $t_в$ и средней температурой приточного воздуха $t_{ср}$, *град*;

$\Delta t_р$ — рабочая разность температур между температурой в рабочей зоне $t_в$ и приточного воздуха, выходящего из панели t_0, *град*;

n — отношение сторон панели $\frac{l}{b}$;

m — отношение осевых скоростей струи для вытянутой и квадратной панели, равное $2{,}05\sqrt{\frac{l}{H_0}}$;

i — коэффициент, учитывающий уменьшение количества движения в струе (см. рис. 17, *в*);

Для прямоугольных панелей

$$A = 0{,}01\,\frac{\Delta t_р}{v_0^2 K_с^3}\sqrt{\frac{H^3}{bK_ж}}; \qquad (55)$$

для квадратных и круглых панелей

$$A = 0{,}009\,\frac{\Delta t_р H^2}{v_0^2 K_с^3 \sqrt{F_п K_ж}}; \qquad (56)$$

для панелей, занимающих всю площадь потолка

$$A = 0{,}1\,\frac{\Delta t_р}{v_0^2}\cdot\frac{d}{K_ж\sqrt{i^3}}. \qquad (57)$$

При подаче воздуха из перфорированных панелей при $\frac{\Sigma F_п}{F_{пот}} = 0{,}3 \div 1{,}0$ колебания скорости движения и температуры воздуха в рабочей зоне находятся в пределах $v_в = 0{,}3 \div 0{,}4$ *м/сек*; $\Delta t_в = 0{,}05 \div 0{,}2°$.

Для обеспечения равномерных скоростей и температур воздуха в рабочей зоне помещения необходимо обеспечить равномерный выпуск воздуха из отверстий панелей. С этой целью следует прокладывать распределительные воздухопроводы внутри подшивного потолка с равномерным выпуском воздуха вверх к потолку.

Пример 42. Помещение читального зала размером $12{,}0 \times 24{,}0$ *м* имеет высоту в чистоте 4,5 *м*. Необходимо распределить $G = 12000$ *кг/ч* воздуха при рабочей разности температур $\Delta t_р = 4°$.

Температура воздуха в рабочей зоне $t_в = 22 \div 24°$, $v_в = 0{,}15 \div 0{,}30$ *м/сек*.

Учитывая небольшую высоту помещения, принимаем подачу воздуха через перфорированные панели и высоту подшивки потолка $h = 0{,}5$ *м*. Размещение панелей в плане показано на рис. 18. Распределительные воздухопроводы размещаем в фанерной подшивке ($\delta = 6$ *мм*) потолка.

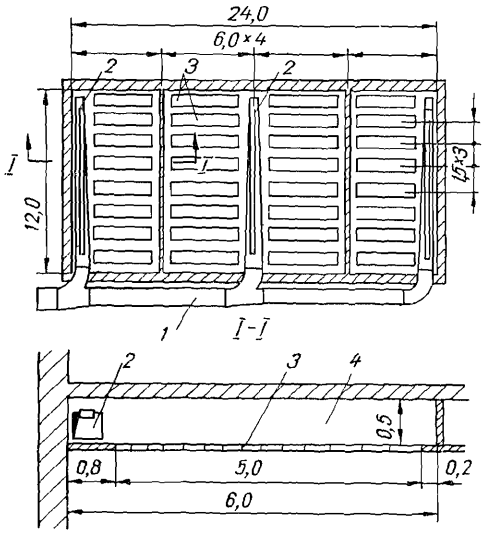


Рис. 18. Размещение перфорированных панелей на потолке (к примеру 42):

1 — магистральный воздухопровод; *2* — распределительные воздухопроводы равномерной раздачи с выпуском воздуха вверх; *3* — перфорированные панели; *4* — камеры давления.

Принимаем предварительно панели размером $b \cdot l = 0{,}6 \times 5{,}0$ *м*, с расстоянием между осями $B_1 = 1{,}5$ *м*, всего 32 шт. Высота от пола до панели $H_п = 4{,}5 - 0{,}5 = 4{,}0$ *м*; высота от рабочей зоны до панели $H = H_п - 2{,}0 = 4{,}0 - 2{,}0 = 2{,}0$ *м*.

Общая площадь панелей $\Sigma F_п = 32 \cdot 0{,}6 \cdot 5{,}0 = 96{,}0$ *м*^{2}; площадь потолка $F_{пот} = 12{,}0 \cdot 24{,}0 = 288{,}0$ *м*^{2}, т. е.

$$\Sigma F_п = \frac{96{,}0}{288{,}0} F_{пот} = 0{,}33 F_{пот} < 0{,}5 F_{пот}.$$

Соотношение между $\frac{H}{b} = \frac{2{,}0}{0{,}6} = 3{,}3$, т. е $H = 3{,}3\,b < 4{,}0\,b$.

Для определения скорости выхода воздуха из отверстий панели v_0 пользуемся формулой (47). Задаемся предварительно $v_в = 0{,}25$ *м/сек*. По рис. 16, *б* при $\frac{b}{B_1} = \frac{0{,}6}{1{,}5} = 0{,}4$ и $\frac{H}{B_1} = \frac{2{,}0}{1{,}5} = 1{,}33$, величина $K_с = 0{,}51$.

Определяем по формуле (55) величину A. Принимаем предварительно $v_0 = 0{,}45$ *м/сек* и $K_ж = 0{,}087$ (см. табл. 10), тогда

$$A = 0{,}01\ \frac{\Delta t_р}{v_0^2 K_с^3}\sqrt{\frac{H^3}{bK_ж}} = 0{,}01 \cdot \frac{4{,}0}{0{,}45^2 \cdot 0{,}51^3}\sqrt{\frac{2{,}0^3}{0{,}6 \cdot 0{,}087}} = 18{,}46.$$

По рис. 17, *а* определяем $K_н = 3{,}50$. Величину $K_в$ определяем по рис. 17, *б*; при расстоянии между панелями $b_0 = 1{,}5—0{,}6 = 0{,}9$ *м*, значение $\frac{b_0}{H} = \frac{0{,}9}{2{,}0} = 0{,}45$ и можно принять $K_в = 1{,}0$.

Так как при $\delta = 0{,}5\ d$ $\mu = 0{,}75$, скорость выхода воздуха по формуле (47)

$$v_0 = \frac{v_в}{K_с K_н K_в \sqrt{\frac{K_ж}{\mu}}} = \frac{0{,}25}{0{,}51 \cdot 3{,}50 \cdot 1{,}0\sqrt{\frac{0{,}087}{0{,}75}}} = 0{,}41\ м/сек,$$

что незначительно отличается от принятой предварительно.

Отклонение температуры воздуха в рабочей зоне по формуле (48)

$$\Delta t_в = \Delta t_р\ \frac{K_в}{K_с K_н}\sqrt{\frac{K_ж}{\mu}} = 4{,}0 \cdot \frac{1{,}0}{0{,}51 \cdot 3{,}50}\sqrt{\frac{0{,}087}{0{,}75}} = 0{,}76°,$$

что отвечает заданным условиям.

Объем воздуха

$$L = \frac{G}{\gamma_в} = \frac{12000}{1{,}197} = 10020\ м^3/ч.$$

Общая необходимая площадь отверстий в панелях

$$\Sigma f = \frac{L}{v_0 3600} = \frac{10020}{0{,}41 \cdot 3600} = 6{,}788\ м^2.$$

Принятая предварительно площадь отверстий

$$\Sigma f_ф = K_ж Zbl = 0{,}087 \cdot 32 \cdot 0{,}6 \cdot 5{,}0 = 8{,}35\ м^2,$$

т. е. фактическая площадь отверстий больше, чем необходимая, и фактическая подвижность воздуха в рабочей зоне будет несколько меньше 0,25 *м/сек*, принятой предварительно.

Диаметр отверстий в панелях принимаем $d = 16$ *мм*, тогда, при принятом $K_ж = 0{,}87$, расстояние между отверстиями должно быть $s = 3d = 3 \cdot 16 = 48$ *мм* (см. табл. 10).

Для приобретения необходимых параметров приточный воздух проходит в кондиционере тепловую и влажностную обработку. Расчет процессов обработки воздуха удобно производить графически с помощью I—d-диаграммы. В результате расчета определяются исходные данные для расчета и подбора калориферов, камер орошения, воздухоохладителей и других элементов кондиционера.

Схема процесса обработки воздуха зависит от климатических условий местности, заданных параметров воздуха в помещении, характера и количества выделяющихся вредностей, способов охлаждения воздуха, принятой схемы системы КВ [30].

Схема 1 — однозональная система КВ без рециркуляции, с политропическим процессом охлаждения воздуха (рис. 19) — применяется для обслуживания одного помещения площадью не более 2500 $м^2$, либо нескольких помещений с одинаковыми параметрами приточного воздуха; рециркуляция воздуха недопустима; имеется источник холода в виде холодильной машины либо артезианской воды.

Пример 43. Рассчитать производительность системы КВ и процесс обработки воздуха для сборочного цеха с участками испытания электронных приборов в Горьком. Объем помещения 4800 $м^3$. Окна и наружные двери отсутствуют. Количество работающих людей $n=40$ чел. Поступление тепла через ограждающие конструкции в теплый период $Q=19250$ *ккал/ч*. Теплопотери в холодный период при разности температур внутреннего и наружного воздуха $1°$ $Q^0_{огр}=980$ *ккал/ч · град*. Теплопоступление от оборудования $Q_т=20100$ *ккал/ч*; от солнечной радиации $Q_р=80400$ *ккал/ч*; от освещения $Q_0=9800$ *ккал/ч*. Выделение влаги оборудованием отсутствует. Вредности — пары ртути, толуола, фреона. Вредности удаляются местными отсосами и общеобменной вентиляцией в объеме $L_м=55000$ $м^3/ч$. Работа — легкая. Параметры воздуха в рабочей зоне круглогодично должны быть следующие: $t_в=20{,}0\pm2{,}0°$; $\varphi_в=45\pm5\%$.

Кондиционер находится на расстоянии 30 *м* от цеха. Воздухопроводы изолированы.

Определяем расчетные параметры наружного воздуха (см. приложение 2): теплый период $t_н = 28{,}8°$, $I_н = 13{,}1$ *ккал/кг*; холодный период $t_н = -28{,}0°$, $I_н = -6{,}6$ *ккал/кг*; $P_б = 745$ *мм рт. ст.*

Теплый период. Тепловыделение людьми по формуле (26) и табл. 4

$$Q_л = qn = 130 \cdot 40 = 5200 \text{ ккал/ч}.$$

Всего поступление тепла $Q = 5200 + 19250 + 20100 + 80400 + 9800 = 134750$ *ккал/ч*.

Выделение влаги определяем аналогично по формуле (26) и по табл. 4

	Н	*В*	*Т*	*К*	$П_1$	*П*
	Теплый период					
t	28,8	20,0	28,8	8,3	11,5	12,6
d	10,2	6,7	10,2	6,6	6,6	6,6
I	13,1	8,9	13,1	6,0	6,7	7,0
	Холодный период					
t	−28,0	20,0	24,0	8,3	20,6	21,1
d	0,3	6,7	0,3	6,6	6,6	6,6
I	— 6,6	8,9	6,0	6,0	8,9	9,1

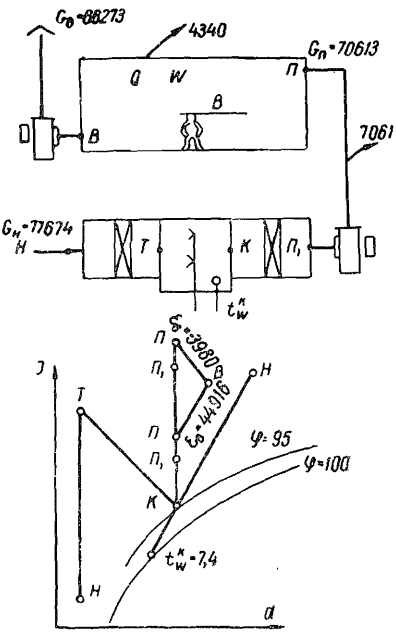


Рис. 19. Схема 1. К примеру 43.

$$W = g_W \cdot n = 75 \cdot 40 = 3000 \text{ г/ч} = 3 \text{ кг/ч}.$$

Угловой коэффициент процесса изменения состояния воздуха в помещении по формуле (11) $\varepsilon_в = \frac{Q}{W} = \frac{134750}{3} = 44916$ *ккал/кг*.

Наносим на *I*—*d*-диаграмму точку *B* и, пользуясь угловым масштабом, проводим луч $\varepsilon_в$.

Объем притока в помещение $L_п$ слагается из объема воздуха, необходимого для разбавления газовых вредностей $L_м$, и объема, необходимого для создания подпора $L_и$. Так как помещение не имеет окон и наружных дверей, принимаем согласно формуле (37) подпор по кратности 0,75 *крат/ч*, или $L_и =$

$=0{,}75\cdot 4800=3600$ *м³/ч*. Общий объем притока $L_п = L_м + L_и = 55000 + 3600 = 58600$ *м³/ч*, или

$$G_п = L_п\gamma_в = 58600 \cdot 1{,}205 = 70613 \text{ кг/ч}.$$

Количество тепла, которое должен ассимилировать 1 *кг* воздуха $\Delta I_в = \frac{Q}{G_п} = \frac{134750}{70613} = 1{,}9$ *ккал/кг*. При пересечении линий $I_п$ и $\varepsilon_т$ находим точку $П$ и ее влагосодержание $d_п$ и температуру $t_п$.

Воздух $П$ должен иметь $I_п = I_в - \Delta I_в = 8{,}9 - 1{,}9 = 7{,}0$ *ккал/кг*. Воздух после камеры орошения должен иметь влагосодержание $d_к = d_п = 6{,}6$ *г/кг*. Принимаем, что воздух после камеры орошения будет иметь $\varphi_к = 95\%$, тогда точка $К$ будет находиться на пересечении вертикали $d_к = 6{,}6$ *г/кг* и кривой $\varphi_к = 95\%$. Наносим на диаграмму точку $Н$. Процесс обработки воздуха в камере будет отражаться прямой $НК$. Продолжаем эту прямую до кривой $\varphi = 100\%$. Точка $t_w^к$ показывает температуру воды, которая должна быть при выходе из камеры орошения для обеспечения процесса в камере по лучу $НК$.

Для получения параметров $П$ воздух после камеры орошения, имеющий параметры $К$, должен быть нагрет до $t_п$. Нагревание происходит в калорифере второго подогрева, а также в вентиляторе и воздухопроводах. Так как нагревание в вентиляторе составляет около 0,5°, а в воздухопроводах $0{,}02\cdot 30 = 0{,}6°$, $t_{п1} = t_п - (0{,}5 + 0{,}6) = 12{,}6 - 1{,}1 = 11{,}5°$. Изотерма $t_{п1}$ определяет положение точки $П_1$. Согласно (32) производительность кондиционера должна быть

$$G = 1{,}1 \cdot G_п = 1{,}1 \cdot 70613 = 77674 \text{ кг/ч}.$$

Тепловая нагрузка калориферов второго подогрева в теплый период может быть определена по формуле аналогичной (33)

$$Q_г = G \cdot (I_{п1} - I_к) = 77674\,(6{,}7 - 6{,}0) = 54372 \text{ ккал/ч}.$$

Холодильная нагрузка на камеру орошения

$$Q_х = G\,(I_н - I_к) = 77674\,(13{,}1 - 6{,}0) = 551485 \text{ ккал/ч}.$$

Холодный период. Теплопотери помещением

$$Q_{огр} = Q^0_{огр}\,(t_в + t_п) = 980\,(20{,}0 + 28{,}0) = 47040 \text{ ккал/ч}.$$

Теплоизбытки

$$Q = 5200 + 20100 + 9800 - 47040 = -11940 \text{ ккал/ч}.$$

$$\varepsilon_в = \frac{-11940}{3000} \cdot 1000 = -3980 \text{ ккал/кг}.$$

Точка $В$ сохраняется по теплому периоду; проводим из нее луч $\varepsilon_в$. Количество приточного воздуха сохраняется по теплому

периоду. Количество тепла, которое должен ассимилировать воздух

$$\Delta I_{в} = \frac{Q}{G} = \frac{-11940}{70613} = -0{,}169 \ ккал/кг.$$

В данном случае воздух будет выделять тепло, выполняя функции отопления

$$I_{п} = I_{в} + \Delta I_{в} = 8{,}9 + 0{,}169 = 9{,}069 \ ккал/кг.$$

Точка $П$ будет лежать на пересечении луча $\varepsilon_{в} = -3980$ *ккал/кг* и $I_{п} = 9{,}1$ *ккал/кг*. Величина $d_{п}$ для холодного периода будет такой же, как для теплого периода, так как W и G одинаковы.

Параметры $К$ будут также одинаковы.

Наносим на I—d-диаграмму параметры наружного воздуха $Н$. Для получения из $Н$ воздуха с параметрами $К$ его необходимо нагреть до $I_{к}$ и увлажнить до $d_{к}$. Нагревание происходит в калориферах первого подогрева при постоянной $d_{н}$, а увлажнение — в камере орошения по адиабатическому процессу $I_{к} = \text{const}$.

Из точки $К$ проводим луч $\varepsilon = 0$ адиабатического процесса увлажнения в камере и из точки $Н$ луч $\varepsilon = \infty$ сухого нагревания воздуха. Пересечение этих лучей даст точку $Т$ — параметры воздуха перед камерой орошения. Тепловая нагрузка калориферов

$$Q = G(I_{т} - I_{н}) = 77674\,(6{,}0 + 6{,}6) = 978692 \ ккал/ч.$$

После камеры орошения воздух в холодный период должен быть нагрет до $t_{п} = 21{,}1°$. В вентиляторе воздух нагреется на 0,5°, тогда до вентилятора он должен иметь параметры $П_{1}$. От $К$ до $П_{1}$ воздух нагревается в калориферах второго подогрева. Тепловая нагрузка их в холодный период

$$Q = G(I_{п1} - I_{к}) = 77675\,(8{,}9 - 6{,}0) = 225186 \ ккал/ч.$$

При изменении $t_{н}$ будут изменяться $\varepsilon_{в}$, параметры точек $П$ и нагрузка на калориферы Q. Однако точка $К$ останется неизменной, так как автоматика кондиционера обеспечивает постоянство параметров воздуха после камеры — «точку росы» и изменение теплосъема с калориферов при изменяющейся $t_{н}$.

Схема 2 — однозональная система КВ без рециркуляции, с испарительным (адиабатическим) процессом охлаждения воздуха (рис. 20), применяется при тех же условиях, что и схема 1. При испарительном охлаждении воздуха снижается его температура без изменения теплосодержания. Схема может быть рекомендована в тех случаях, когда такой процесс обеспечивает

получение заданных параметров воздуха в помещении, — главным образом, в местностях с сухим, жарким климатом, а также для помещений, в которых допускается повышенная влажность воздуха, либо она не нормируется. В сравнении со схемой 1, схема 2 более проста и экономична.

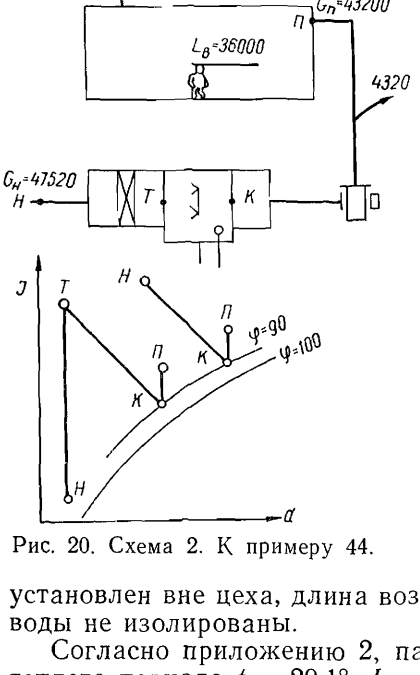


Рис. 20. Схема 2. К примеру 44.

	Н	К	П
Теплый период			
t	29,1	18,3	19,8
I	11,8	11,8	12,2
Холодный период			
t	—32,0	17,67	18,0
I	— 7,6	11,2	11,4

Пример 44. Рассчитать кондиционер, обеспечивающий в теплый период температуру воздуха $t_п=20°$; в холодный $t_п=18°$.

Установка предназначена для воздушного душирования у плавильных печей в Свердловске.

Расход воздуха на души $L_п=36000$ *м³/ч*. Кондиционер установлен вне цеха, длина воздухопроводов 40,0 *м*. Воздухопроводы не изолированы.

Согласно приложению 2, параметры наружного воздуха для теплого периода $t_н=29{,}1°$, $I_н=11{,}8$ *ккал/кг*; для холодного периода $t_н=-32°$, $I_н=-7{,}6$ *ккал/кг*; $P_б=730$ *мм рт. ст.*

Теплый период. Охлаждение воздуха принимаем по адиабатическому процессу. Наносим точку H и проводим луч $\varepsilon=0$ адиабатического охлаждения воздуха в камере. Находим точку K на кривой $\varphi_к=90\%$, конечного состояния воздуха после камеры.

Принимаем предварительно давление вентилятора $H_в=100$ *кГ/м²*, к.п.д. $\eta_в=0{,}75$. Согласно рис. 7 нагревание воздуха в вентиляторе $\Delta t_в=0{,}33°$; нагревание воздуха в воздухопроводах $\Delta t=0{,}03\cdot 40{,}0=1{,}2°$.

К душирующим патрубкам воздух подойдет с параметрами точки $П$, при $t_п=19{,}8°$, что отвечает заданию.

Холодный период. Из камеры орошения воздух должен выйти с температурой $t_к = t_п - \Delta t_в = 18{,}0 - 0{,}33 = 17{,}67°$; находим на I—d-диаграмме точку K с такой температурой и $\varphi = 90\%$. Проводим через точку K луч процесса адиабатического увлажнения в камере и линию нагревания воздуха в калориферах от точки H. Пересечение их дает параметры воздуха в точке T.

Производительность кондиционера должна быть

$$G = 1{,}1 \cdot L_п \cdot \gamma_в = 1{,}1 \cdot 36000 \cdot 1{,}2 = 47520 \text{ кг/ч}.$$

Тепловая нагрузка калориферов может быть определена по формуле, аналогичной (33),

$$Q = G\,(I_т - I_н) = 47520\,(11{,}2 + 7{,}6) = 893376 \text{ ккал/ч}.$$

Схема 3 — однозональная система КВ без рециркуляции с байпасом (рис. 21) — применяется в условиях, аналогичных схеме 1. Схема 3 рекомендуется в тех случаях, когда обработка воздуха в камере орошения ограничена какими-либо условиями (например, задана температура охлаждающей воды).

Пример 45. Рассчитать производительность системы КВ и процесс обработки воздуха в кондиционере для биохимической лаборатории в Саратове. Заданные параметры воздуха в помещении в теплый период: $t_в = 24{,}0 \pm 1{,}0°$; $\varphi_в = 60\%$; в холодный период: $t_в = 19{,}0° \pm 1{,}0$; $\varphi_в = 60\%$. По расчету получено поступление тепла и влаги: в теплый период $Q_т = 40700$ *ккал/ч*; $W =$

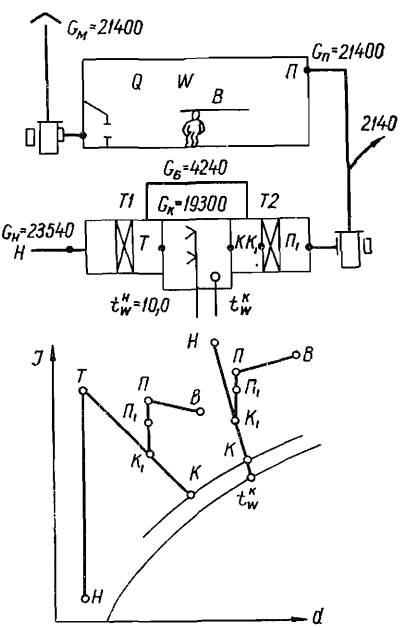


Рис. 21. Схема 3. К примеру 45.

	H	*B*	*T*	*K*	K_1	$П_1$	*П*
Теплый период							
t	32,9	24,0	32,9	14,3	17,5	19,7	20,8
d	8,6	11,5	8,6	9,8	9,6	9,6	9,6
I	13,1	12,7	13,1	9,3	10,0	10,5	10,8
Холодный период							
t	—28,0	19,0	33,1	12,2	15,9	19,0	19,5
d	0,3	8,4	0,3	8,6	7,1	7,1	7,1
I	— 6,6	9,6	8,1	8,1	8,1	8,8	9,0

$=41{,}0$ *кг/ч*; в холодный период $Q_т = 19800$ *ккал/ч*, $W = 28{,}0$ *кг/ч*. В помещении имеются местные отсосы $L_м = 18000$ *м³/ч* и дежурное отопление, обеспечивающее $t_в = 10°$. Теплопотери, приведенные к разности температур 1°, в холодный период составляют $Q_0 = 480$ *ккал/ч·град*. Рециркуляция воздуха не допускается. Охлаждение воздуха в теплый период нужно осуществить за счет воды с $t_W^н = 10°$.

Кондиционер находится на расстоянии 30,0 *м* от помещения.

Теплый период. Параметры $H_т$ (см. приложение 2): $t_н = 32{,}9°$; $I_н = 13{,}1$ *ккал/кг*; $P_б = 745$ *мм рт. ст.* Наносим на I—d-диаграмму точку B (рис. 21) и определяем угловой коэффициент процесса в помещении по формуле (11).

$$\varepsilon_в = \frac{Q_т}{W} = \frac{40700}{41{,}0} = 990 \text{ ккал/кг}.$$

Проводим луч процесса $\varepsilon_в$.

Для компенсации местных отсосов расход приточного воздуха должен быть

$$G_п = L_м \cdot \gamma_в = 18000 \cdot 1{,}189 = 21400 \text{ кг/ч}.$$

Ассимилирующая способность воздуха должна быть

$$\Delta I = I_в - I_п = \frac{Q}{G} = \frac{40700}{21400} = 1{,}9 \text{ ккал/кг}.$$

Тогда $I_п = 12{,}7 - 1{,}9 = 10{,}8$ *ккал/кг*. Наносим точку $П$.

На кривой $\varphi = 100\%$ наносим, согласно заданию, точку $t_W^н = 10°$. Принимаем предварительно, что вода в камере орошения нагреется на $\Delta t_W = 3{,}5°$, тогда конечная температура воды $t_W^к = t_W^н + \Delta t_W = 10{,}0 + 3{,}5 = 13{,}5°$. Это должно быть проверено расчетом камеры орошения.

Наносим точку $H_т$; прямая $t_W^к - H_т$ будет отображать процесс в камере орошения. Точка K на $\varphi = 95\%$ даст параметры воздуха после камеры.

Как видно из построения, $d_к \neq d_п$, поэтому необходимо к воздуху точки K подмешать воздух точки H. Предусматриваем байпас в обход камеры орошения. Параметры смеси определяются точкой K_1, расположенной на пересечении линий HK и $d_п = \text{const}$. Пропорция смеси определяется отношением длины отрезков $\frac{K_1K}{K_1H} = \frac{19}{88}$. Для получения параметров воздуха точки $П$ воздух точки K_1 необходимо нагреть. В вентиляторе и воздуховодах воздух нагреется от $П_1$ до $П$ на $\Delta t = 0{,}5 + 0{,}02 \cdot 30 = 1{,}1°$.

От K_1 до $П_1$ воздух должен быть нагрет в калориферах второго подогрева. Производительность кондиционера, согласно (32), должна быть

$$G_н = 1{,}1 \cdot G_п = 1{,}1 \cdot 21400 = 23540\ кг/ч.$$

Расход воздуха через камеру и через байпас, как и в примере 20,

$$G_к = G_н \frac{88}{88+19} = 23540 \cdot 0{,}80 = 19300\ кг/ч;$$

$$G_б = G_н - G_к = 4240\ кг/ч.$$

Расход холода в камере

$$Q_х = G_к (I_н - I_к) = 19300\,(13{,}1 - 9{,}3) = 73340\ ккал/ч.$$

Расход тепла

$$Q = G_н(I_{п1} - I_{к1}) = 23540\,(10{,}5 - 10{,}0) - 11770\ ккал/ч.$$

Холодный период. Параметры точки H: $t_н = -28°$; $I_н = -6{,}6$ *ккал/кг*. Наносим точку B и определяем теплоизбытки. Теплопотери помещением

$$Q_{огр} = Q_0 (t_в - t_н) = 480\,(19{,}0 + 28{,}0) = 22560\ ккал/ч.$$

Выделение тепла дежурным отоплением по формуле (28)

$$Q_{от} = Q_д \frac{t_т - t_в}{t_т - t_д} = 480\,(10{,}0 + 28{,}0)\,\frac{82{,}5 - 19{,}0}{82{,}5 - 10{,}0} = 15975\ ккал/ч.$$

Теплоизбытки составляют

$$Q = Q_т + Q_{от} - Q_{огр} = 19800 + 15975 - 22560 = 13215\ ккал/ч;$$

$$\varepsilon_в = \frac{Q}{W} = \frac{13215}{28{,}0} = 472\ ккал/кг;$$

$$\Delta I = \frac{Q}{G} = \frac{13215}{21400} = 0{,}62\ ккал/кг.$$

$$I_п = I_в - \Delta I = 9{,}6 - 0{,}62 = 8{,}98\ ккал/кг.$$

Проводим луч $\varepsilon_в$ через точку B, находим на пересечении с линией $I_п$ точку $П$ и от нее проводим луч $d = \text{const}$. На нем должна лежать точка смеси K_1. Для того, чтобы не изменять в холодный период соотношение $\frac{G_Б}{G_к}$, отыскиваем такую прямую $I = \text{const}$, при которой соотношение длины отрезков $\frac{K_1K}{KT}$ соответствовало бы теплому периоду. Такой прямой является $I = 8{,}1$ *ккал/кг*. Расход тепла в калориферах первого и второго подогрева

$$Q_1 = G_н (I_т - I_п) = 23540\,(8{,}1 + 6{,}6) = 346038\ ккал/ч;$$
$$Q_2 = G_н (I_{п1} - I_{к1}) = 23540\,(8{,}8 - 8{,}1) = 16478\ ккал/ч.$$

Схема 4 — однозональная система КВ без рециркуляции с байпасом при испарительном охлаждении воздуха (рис. 22) применяется в условиях, аналогичных схеме 3, но с ограничениями, обусловленными испарительным охлаждением воздуха (по схеме 2).

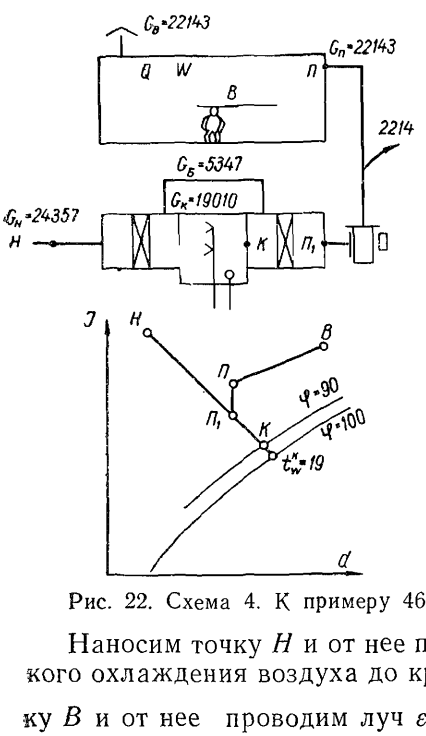


Рис. 22. Схема 4. К примеру 46.

	Н	В	К	$П_1$	П
t	31,0	27,0	19,6	22,1	23,1
d	9,3	13,7	13,9	12,8	12,8
I	13,1	14,8	13,1	13,1	13,4

Пример 46. Рассчитать процесс обработки воздуха и определить необходимый расход его в теплый период при адиабатическом охлаждении для зала собраний в Казани. В теплый период $t_в = 27°$, $\varphi_в = 60\%$. Теплоизбытки составляют $Q = 31000$ *ккал/ч*. Влаговыделения $W = 20{,}0$ *кг/ч*.

Параметры наружного воздуха (см. приложение 2): $t_н = 31°$, $I_п = 13{,}1$ *ккал/кг*, $P_б = 745$ *мм рт. ст.*

Наносим точку $Н$ и от нее проводим прямую $НК$ адиабатического охлаждения воздуха до кривой $\varphi = 90\%$. Далее наносим точку $В$ и от нее проводим луч $\varepsilon_в = \dfrac{31000}{20{,}0} = 1550$ *ккал/кг*. На этом луче находится точка $П$. Считаем, что в вентиляторе и воздуховодах воздух нагреется на 1°, и отыскиваем на луче $\varepsilon_в$ точку, которая будет находиться на расстоянии $\Delta t = 1°$ от прямой $НК$ по вертикали. Это и будет точка $П$. Параметры воздуха в точке $П_1$ получим от смеси воздуха точек $Н$ и $К$ в пропорции

$$\frac{НП_1}{П_1К} = \frac{64\ мм}{18\ мм}.$$

Расход воздуха в помещении

$$G_{\text{п}} = \frac{Q}{I_{\text{в}} - I_{\text{п}}} = \frac{31000}{14{,}8 - 13{,}4} = 22143 \ кг/ч.$$

Производительность кондиционера

$$G_{\text{н}} = 1{,}1 \cdot 22143 = 24357 \ кг/ч.$$

Расход воздуха через камеру орошения и через байпас

$$G_{\text{к}} = G_{\text{н}} \frac{НП_1}{НК} = 24357 \times$$

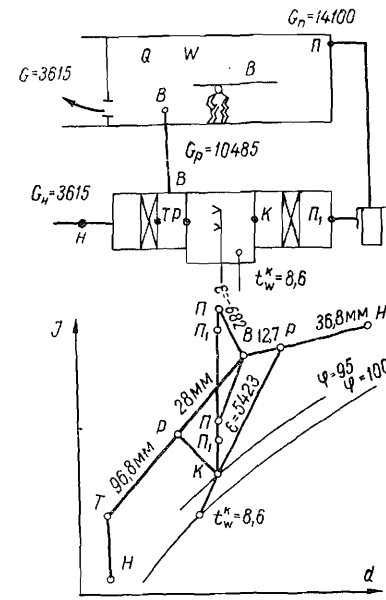
$$\times \frac{64}{64 + 18} = 1910 \ кг/ч;$$

$$G_{\text{б}} = 5347 \ кг/ч .$$

Расчет процесса в холодный период во всем аналогичен расчету для схемы 3.

Схема 5 — однозональная схема КВ с рециркуляцией при постоянном объеме наружного и рециркуляционного воздуха (рис. 23) — применяется для обслуживания одного помещения площадью до 2500 $м^2$, если отсутствуют газовые вредности, запахи, бактериологическое загрязнение, при которых недопустима рециркуляция воздуха. Система КВ служит для обеспечения в помещении заданных $t_{\text{в}}$ и $\varphi_{\text{в}}$ и работает при постоянном объеме наружного и рециркуляционного воздуха в теплый и холодный периоды.

Пример 47. Рассчитать кондиционер, обеспечивающий круглогодично параметры внутреннего воздуха



	Н	В	Т	Р	К	$П_1$	П
	Теплый период						
t	34,8	20,0	34,8	23,9	9,3	12,5	13,0
d	8,0	7,4	8,0	7,6	7,1	7,1	7,1
I	13,2	9,3	13,2	10,3	6,5	7,2	7,3
	Холодный период						
t	—25,0	20,0	—14,2	12,4	9,3	28,5	29,0
d	0,3	7,4	0,3	5,75	7,1	7,1	7,1
I	— 5,8	9,3	— 3,2	6,5	6,5	11,15	11,25

Рис. 23. Схема 5. К примеру 47.

$t_в = 20 \pm 1°$ и $\varphi_в = 50 \pm 5\%$ для отделения окончательной обработки деталей завода режущего инструмента в Волгограде. Помещение объемом $V = 2000\ м^3$ имеет две наружные стены. Число работающих $n = 30$ чел. Вредности — тепло и влага. Согласно предварительному расчету в теплый период избытки тепла $Q = 28200$ *ккал/ч*, выделения влаги $W = 5{,}2$ *кг/ч*; рабочая разность температур $\Delta t_р = 7°$. В холодный период $Q = -3550$ *ккал/ч*; $W = 5{,}2$ *кг/ч*. Кондиционер расположен рядом с обслуживаемым помещением. Параметры наружного воздуха (см. приложение 2): теплый период $t_н = +34{,}8°$, $I_н = +13{,}2$; холодный период $t_н = -25°$, $I_н = -5{,}8$ *ккал/кг*; $P_б = 745$ *мм рт. ст.*

Теплый период. Наносим на I—d-диаграмму точки B и H и определяем угловой коэффициент процесса в помещении

$$\varepsilon_г = \frac{Q}{W} = \frac{28200}{5{,}2} = 5423\ ккал/кг$$

и наносим луч процесса. Так как $\Delta t_р = 7°$, точка $П$ находится на этом луче на пересечении с $t_п = t_в - \Delta t_р = 20 - 7 = 13°$. Находим $I_п = 7{,}3$ *ккал/кг*. Необходимый расход воздуха

$$G_п = \frac{Q}{I_в - I_п} = \frac{28200}{9{,}3 - 7{,}3} = 14100\ кг/ч.$$

Расход наружного воздуха по санитарной норме (см. стр. 46) $G_н = 20{,}0 \cdot 30 = 600\ м^3/ч$; для создания подпора определяем по зависимости (37)

$$G = V Kp \cdot \gamma = 2000 \cdot 1{,}5 \cdot 1{,}205 = 3615\ кг/ч.$$

Принимаем большую величину. Условия допускают рециркуляцию, поэтому принимаем схему, по которой 3615 *кг/ч* воздуха удаляется в соседние помещения через проемы с заслонками и через неплотности, а $G_р = G_п - G_н = 14100 - 3615 = 10485$ *кг/ч* поступают в кондиционер на рециркуляцию.

Так как кондиционер расположен в помещении, соседнем с обслуживаемым, считаем, что рециркуляционный воздух возвратится с параметрами B. На прямой BH находим точку P с соотношением длин отрезков, соответствующих расходу наружного и рециркуляционного воздуха $\frac{HP}{PB} = \frac{10485}{3615} = \frac{36{,}8\ мм}{12{,}7\ мм}$.

Точка P даст параметры воздуха перед камерой орошения.

Воздух после камеры орошения должен иметь $d_к = d_п$, при $\varphi_к = 95\%$. Проводим луч процесса в камере PK и на кривой $\varphi = 100\%$ находим теоретическую температуру воды, выходящей

из камеры, $t_W^к = 8{,}6°$. Расход холода в камере $Q_х = G_п\ (I_р - I_к) = 14100\,(10{,}3-6{,}5) = 53580$ *ккал/ч*.

От K до $П_1$ воздух должен быть нагрет в калориферах второго подогрева и от $П_1$ до $П$ — в вентиляторе, где принято нагревание на 0,5°. Расход тепла в калориферах второго подогрева $Q_2 = G_п(I_{п1} - I_к) = 14100\ (7{,}2-6{,}5) = 9870$ *ккал/ч*.

Холодный период. Определяем $\varepsilon = \dfrac{-3550}{5{,}2} = -682$ *ккал/кг* и проводим луч процесса в помещении. Расход воздуха $G_п$ и соотношение рециркуляции $\dfrac{G_н}{G_р}$ сохраняем по теплому периоду, тогда $d_п$ и параметры K будут одинаковы с теплым периодом. Проводим луч $I_к = \text{const}$ адиабатического увлажнения в камере. На этом луче должна лежать точка P воздуха после смешения воздуха точек T и B. Находим такую прямую TB, чтобы точка P делила ее на отрезки в пропорции $\dfrac{BP}{PT} = \dfrac{12{,}7}{36{,}8} = \dfrac{28}{96{,}8}$.

Точка T находится на пересечении линий BT и $d_н = \text{const}$. Нагревание воздуха от состояния в точке H до состояния в точке T производится в калориферах первого подогрева. Расход тепла $Q_1 = G_н\ (I_т - I_н) = 3615\ (-8{,}2+5{,}8) = 9399$ *ккал/ч*.

Нагревание воздуха от состояния в точке K до состояния в точке $П_1$ производится в калориферах второго подогрева. Расход тепла: $Q_2 = G_п\,(I_{п1} - I_к) = 14100\ (11{,}25-6{,}5) = 65565$ *ккал/ч*.

Нагревание воздуха от точки $П_1$ до $П$ происходит в вентиляторе.

Схема 6 — однозональная система КВ с рециркуляцией и байпасом при постоянном расходе наружного и рециркуляционного воздуха (рис. 24) применяется в условиях, аналогичных схеме 5. Наличие байпаса дает возможность отказаться от нагревания воздуха в теплый период в калориферах второго подогрева; для понижения влагосодержания приточного воздуха используется наружный воздух, имеющий низкое влагосодержание.

Пример 48. По условиям примера 47 рассчитать процесс обработки воздуха по схеме 6.

Теплый период. Как и в примере 47, определяем $\varepsilon_в$, $G_п$, $G_р$, $G_н$ и наносим точки H, B, P, $П$. Далее, задавшись перепадом температур в вентиляторе $t_п - t_{п1} = 0{,}5°$, находим $t_{п1} = 13{,}0 - 0{,}5 = 12{,}5°$ и наносим точку $П_1$.

Так как калориферы второго подогрева по условию в теплый период не работают, параметры $П_1$ получаем путем смешивания воздуха K с воздухом P, прошедшим через байпас. Проводим

прямую из точки P через $П_1$ до кривой $\varphi = 95\%$ и получаем точку K — параметры воздуха после камеры орошения. Соотношение длин отрезков $КП_1$ и $П_1P$ дают пропорцию смеси $\frac{КП_1}{КР} = \frac{11,9}{51} = \frac{G_б}{G_п}$, откуда расход воздуха через байпас $G_б = 14100 \times \frac{11,9}{51} = 3290\ кг/ч.$; $G_к = G_п - G_б = 10810\ кг/ч.$

Температура воды после камеры орошения должна быть $t_W^k = 8,3°$.

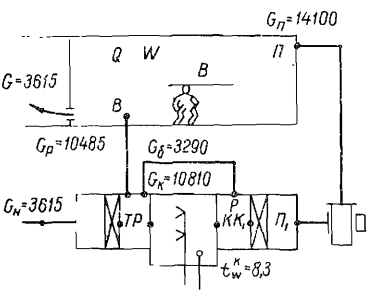


Рис. 24. Схема 6. К примеру 48.

	$Н$	$В$	$Т$	$Р$	$К$	$К_1$	$П_1$	$П$
	Теплый период							
t	34,8	20,0	34,8	23,9	8,9	12,5		13,0
d	8,0	7,4	8,0	7,6	6,9	7,1		7,1
I	13,2	9,3	13,2	10,3	6,3	7,2		7,3
	Холодный период							
t	—25,0	20,0	0,0	14,9	10,1	11,3	28,5	29,0
d	0,3	7,4	0,3	5,6	7,6	7,1	7,1	7,1
I	— 5,8	9,3	0,2	7,0	7,0	7,0	11,15	11,25

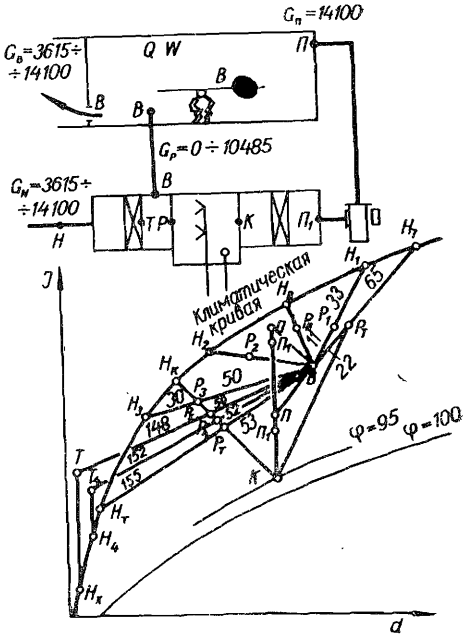
Холодный период. Смесь воздуха после камеры орошения K с воздухом, прошедшим через байпас P, должна иметь влагосодержание $d_{п1}$. Линия процесса смешивания должна пойти по $I = \text{const}$. Расходы воздуха и соотношение в смеси сохраняются по теплому периоду. Отыскиваем на I—d-диаграмме такую линию $I = \text{const}$, чтобы точка K_1 делила ее на отрезки, пропорциональные соотношению $\frac{G_к}{G_б}$ по теплому периоду и одновременно, чтобы точка P делила линию смеси TB на отрезки, пропорциональные соотношению $\frac{G_р}{G_н}$. Такими линиями являются: линия KP, у которой $\frac{KK_1}{K_1P} = \frac{6,3\ мм}{20,7\ мм} = \frac{3290}{10810}$ и линия TB, у которой $\frac{BP}{PT} = \frac{23,55\ мм}{68,45\ мм} = \frac{3615}{10485}$.

Схема 7 — однозональная система КВ с рециркуляцией при переменном расходе наружного и рециркуляционного воздуха (рис. 25) — применяется в условиях аналогичных схеме 5. Общий расход подаваемого в помещение воздуха $G_п$ в схеме 7 по-

стоянный, а соотношение расхода свежего $G_н$ и рециркуляционного $G_р$ воздуха изменяется в зависимости от изменения температуры наружного воздуха $t_н$. Это дает возможность в теплый период, когда теплосодержание наружного воздуха $I_н$ становится ниже $I_в$, максимально использовать наружный воздух для охлаждения помещения и снизить тепловую нагрузку на холодильную установку.

Пример 49. Для условий примера 47 построить процесс обработки воздуха при переменном соотношении свежего и рециркуляционного воздуха.

На основании уравнения (12) строим на I—d-диаграмме климатическую кривую. Из примера 47 переносим точки $H_х$, $H_т$, $P_т$, B, K. Отмечаем на климатической кривой точку $H_в$, в которой $I_{нв}=I_в$. При изменении параметров наружного воздуха в пределах от $H_т$ до $H_в$ теплосодержание наружного воздуха $I_{нв}$ выше теплосодержания внутреннего, рециркулирующего воздуха $I_в$, т. е. наружный воздух требует охлаждения и расход его целесообразно иметь минимальным. Согласно произведенному расчету $G_н=3615$ *кг/ч*. Например, при наружных параметрах H_1



	$H_т$	$H_х$	B	K	$P_т$	H_1	P_1	$H_в$	$P_в$	H_2	P_2
t	34,8	—25,0	20,0	9,3	23,9	27,5	22,1	24,1	21,2	20,5	20,2
I	13,2	— 5,8	9,3	6,5	10,3	10,4	9,6	9,3	9,3	8,1	8,7

	$H_к$	$H_з$	$P_з$	$H_т$	$P_т$	H_1	T_4	P_4	T	$P_х$
t	15,2	10,0	13,6	—11,0	12,3	—14,0	9,0	12,7	—7,6	13,0
I	6,5	4,8	6,5	— 2,0	6,5	— 2,9	-1,8	6,5	—1,7	6,5

Рис. 25. Схема 7. К примеру 49.

параметры воздуха перед камерой орошения определяются точкой P_1, для которой $\frac{BP_1}{P_1H_1} = \frac{BP_т}{P_тH_т} = \frac{11\ мм}{33\ мм}$.

Отмечаем на климатической кривой точку $H_к$, для которой $I_{нк} = I_к$. На отрезке $H_вH_к$ теплосодержание наружного воздуха $I_н$ ниже теплосодержания внутреннего воздуха $I_в$, поэтому для охлаждения помещения следует увеличивать долю наружного воздуха в смеси. При параметрах наружного воздуха $H_к$ охлаждение воздуха в камере будет происходить по адиабатическому процессу, по линии $H_кK$, холодильная установка должна быть выключена и кондиционер будет работать полностью на свежем воздухе без рециркуляции.

При дальнейшем снижении теплосодержания наружного воздуха необходимо снижение расхода наружного воздуха за счет рециркуляционного. Например, для точки $H_з$ соотношение

$$\frac{G_н}{G_р} = \frac{P_зB}{H_з B_з} = \frac{50}{80},\ \text{т. е. } G_н = 14100 \cdot \frac{50}{80} = 8812\ кг/ч.$$

Снижение расхода $G_н$ может происходить до минимума, когда $G_н = 3615\ кг/ч$. Параметры наружного воздуха при этом будут отражаться точкой $H_т$, для которой

$$\frac{H_тP_т}{P_тB} = \frac{155}{53{,}5} \text{ и } \frac{G_р}{C_н} = \frac{10485}{3615}.$$

В пределах от $H_т$ до $H_х$ необходимо включать калориферы первого подогрева. Параметры воздуха после них (например, точка T_4) определяются по постоянному соотношению длин отрезков $\frac{T_4P_4}{P_4B} = \frac{152}{52{,}5} = \frac{G_р}{G_н} = \frac{10485}{3615}$. В точке $H_х$ подогрев должен быть до точки T, и соотношение рециркуляции сохраняется.

Схема 8 — однозональная система КВ с рециркуляцией и байпасом — применяется в условиях, аналогичных схеме 5. Наличие байпаса и изменения расхода наружного воздуха дают возможность отказаться от нагревания воздуха в калориферах второго подогрева в теплый период и за счет использования наружного воздуха максимально снизить тепловую нагрузку на холодильную установку. Расчет процессов обработки воздуха аналогичен схемам 6 и 7.

При длинных рециркуляционных воздухопроводах сопротивление их может оказаться бо́льшим, чем сопротивление кондици-

онера от входа наружного воздуха до рециркуляционного канала. В этом случае на рециркуляционном воздухопроводе следует установить вентилятор и при построении процесса обработки воздуха учесть нагревание рециркуляционного воздуха в рециркуляционных воздухопроводах и вентиляторе.

Схема 9 — однозональная система КВ с рециркуляцией, без калориферов первого подогрева — применяется в условиях, аналогичных схеме 5. При относительно высоких расчетных температурах наружного воздуха в холодный период $t_н$, а также при небольшом расчетном количестве необходимого наружного воздуха, можно, за счет рециркуляционного воздуха, осуществлять нагревание наружного и при этом отказаться от установки калориферов первого подогрева.

В условиях примера 49 (схема 7) калориферы первого подогрева нужны при $t_н = -11°$ (точка $H_т$ на рис. 25) и ниже ее. Таким образом, для данного случая в местностях, в которых расчетная наружная температура выше —11°, можно применять схему 9 (рис. 26).

Построение процесса обработки воздуха для данной схемы во всем аналогично схеме 7, приведенный на рис. 25.

Схема 10 — однозональная система КВ с рециркуляцией и байпасом без нагревания воздуха в калориферах (рис. 27) — применяется в условиях аналогичных схеме 5, для местностей, в которых наружная расчетная температура холодного периода относительно высока, а избытки тепла значительны.

Пример 50. Необходимо обеспечить в теплый период подпор воздуха в помещении измерительной лаборатории объемом 8800 $м^3$ в Тбилиси. Помещение не имеет окон и наружных дверей. Число работающих — 148 чел. Параметры внутреннего воздуха: $t_в = 20 \pm 1°$, $\varphi_в = 55 \pm 5\%$ круглогодично. Вредности — тепло и влага; избытки тепла в теплый период $Q = 92600$ *ккал/ч*, в холодный период $Q = 63000$ *ккал/ч*. По условиям раздачи воздуха рабочая разность температур $\Delta t_р = 5°$. Кондиционер находится на расстоянии 40,0 *м* от обслуживаемого помещения.

Параметры наружного воздуха (см. приложение 2): в теплый период $t_н = 33{,}4°$, $I_н = 14{,}7$ *ккал/кг*; в холодный период $t_н = -7°$, $I_н = -0{,}7$ *ккал/кг*; $P_б = 715$ *мм рт. ст.*

Теплый период. Выделение влаги людьми при легкой работе (табл. 5) $W = 75 \cdot 148 = 11100$ *г/ч*. Угловой коэффициент процесса в помещении по формуле (11)

$$\varepsilon_в = \frac{Q}{W} 1000 = \frac{92600}{11100} \cdot 1000 = 8350 \text{ ккал/кг}.$$

Наносим на I—d-диаграмму точку B, проводим луч процесса $\varepsilon_в$ и на нем отыскиваем точку $П$, имеющую $t_п = t_в - \Delta t_р = 20 - 5 = 15°$, $I_п = 8{,}55$ *ккал/кг*. Необходимый расход воздуха, подаваемого в помещение,

$$G_п = \frac{Q}{I_в - I_п} = \frac{92600}{9{,}9 - 8{,}55} = 68600 \text{ кг/ч}.$$

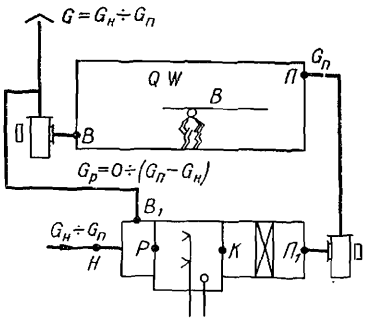


Рис. 26. Схема 9 процесса обработки воздуха в кондиционере.

	H	B	B_1	P	K	$П_1$	$П$
Теплый период							
t	33,4	20,0	21,3	23,8	10,6	13,7	15,0
d	10,9	8,4	8,4	8,9	8,0	8,2	8,2
I	14,7	9,9	10,2	11,1	7,4	8,3	8,55
Холодный период							
t	—7,0	20,0	20,5	17,5	13,1	16,3	16,8
d	1,6	8,4	8,4	7,7	9,5	8,2	8,2
I	—0,7	9,9	10,0	8,8	8,8	8,8	9,0

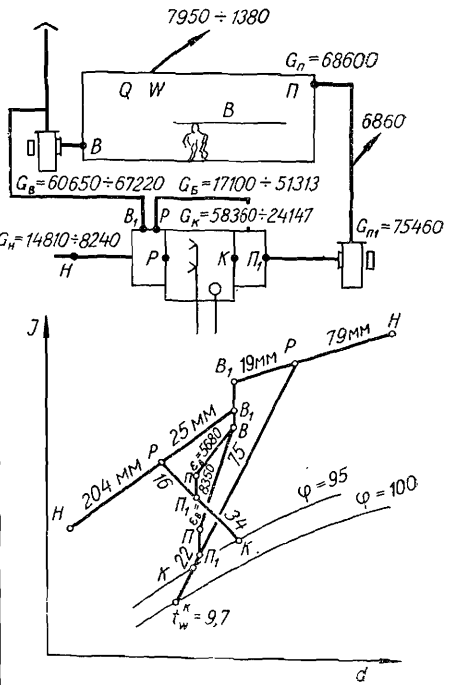


Рис. 27. Схема 10. К примеру 50.

Необходимый минимальный объем наружного воздуха для обеспечивания санитарной нормы $L_н = 148 \cdot 40 = 5920$ *м³/ч*, или $G_н = 1{,}205 \cdot 5920 = 7140$ *кг/ч*.; из условий создания подпора (см. стр. 46) $L_н = 0{,}75 \cdot 8800 = 6600$ *м³/ч*, или $G_н = \gamma L_н = 1{,}205 \cdot 6600 = 7950$ *кг/ч*, что составляет $\frac{7950}{68600} \cdot 100 = 12\%$ общего расхода приточного воздуха. Принимаем $G = 7950$ *кг/ч*. Определяем параметры воздуха $П_1$ и B_1 после вентиляторов и воздухопроводов.

Нагревание воздуха в вентиляторе принимаем $\Delta t_в = 0{,}5°$, в воздухопроводах $\Delta t_{вз} = 0{,}02 \cdot 40 = 0{,}8°$; итого 1,3° (см. стр. 43). Наносим точки B_1 и $П_1$.

Учитывая потери воздуха в воздухопроводе от $П_1$ до $П$, расход воздуха по формуле (32)

$$G_{п1} = G_р = 1{,}10 \cdot 68600 = 75460 \ кг/ч.$$

Воздух $G_р$ в своем составе должен иметь минимальное количество наружного воздуха $G_н = 1{,}10 \cdot 7950 = 8745 \ кг/ч$ и остальной рециркуляционный воздух $G_{в1} = 75460 - 8745 = 66715 \ кг/ч$.

Всего в помещение поступает $G_п = 68600 \ кг/ч$ воздуха. Так как по заданию необходимо обеспечить подпор воздуха в количестве 7950 *кг/ч*, на рециркуляцию можно забрать только $G_в = G_п - G = 68600 - 7950 = 60650 \ кг/ч$, т. е. меньше, чем нам требуется. Необходимо увеличить подачу наружного воздуха до расхода $G_н = G_р - G_в = 75460 - 60650 = 14810 \ кг/ч$.

Проводим линию B_1H смеси наружного и рециркуляционного воздуха и находим на ней точку P; при соотношении длин отрезков $\frac{B_1P}{B_1H} = \frac{G_н}{G_р} = \frac{19 \ мм}{98 \ мм} = \frac{14810}{75460}$. Из точки P через точку $П_1$ проводим линию PK смеси камерного воздуха K и воздуха, прошедшего через байпас. Соотношение длины отрезков дает пропорцию смеси $\frac{KП_1}{KP} = \frac{G_б}{G_{п1}} = \frac{22}{97} = \frac{17100}{75460}$. Расход воздуха через камеру

$$G_к = G_{п1} - G_б = 75460 - 17100 = 58360 \ кг/ч.$$

Холодный период. Расход воздуха $G_п$ и $G_{п1}$ принимаем по теплому периоду, тогда по формуле (11)

$$\varepsilon_в = -\frac{63000}{11100} \quad 1000 = 5680 \ ккал/кг$$

$$I_п = J_в - \frac{Q}{G_п} = 9{,}9 - \frac{63000}{68600} = 9{,}0 \ ккал/кг.$$

В холодный период воздух в воздухопроводах нагреваться не будет, потому $t_{п1} = t_п - 0{,}5$. Через точку $П_1$ проводим адиабату — линию смеси камерного воздуха и воздуха, прошедшего через байпас. Рециркуляционный воздух нагреется в вентиляторе и приобретет температуру $t_{в1} = t_в + 0{,}5°$.

Проводим прямую HB_1 — линию смеси наружного и рециркуляционного воздуха. Точка пересечения P с прямой адиабатического увлажнения в камере орошения характеризует парамет-

ры воздуха перед камерой. Соотношение длины отрезков дает пропорцию наружного воздуха в смеси $\frac{G_н}{G_п} = \frac{B_1P}{B_1H} = \frac{25\ мм}{229\ мм}$.

Определяем $G_н = 75460 \cdot \frac{25}{229} = 8240\ кг/ч$, что больше требуемой санитарной нормы с учетом потерь в воздуховодах $1{,}10 \times 7140 = 7850\ кг/ч$.

Рециркуляционный воздух необходимо забрать из помещения в количестве $G = 75460 - 8240 = 67220\ кг/ч$. Учитывая то, что в холодный период подпор в помещении не требуется, такое количество воздуха рециркулировать можно.

Рециркуляционный вентилятор должен иметь производительность $L_в = \frac{67220}{1{,}205} = 55800\ м^3/ч$.

Соотношение длины отрезков на прямой PK дает пропорцию смеси воздуха после камеры орошения $\frac{PП_1}{PK} = \frac{G_к}{G_{п1}} = \frac{16\ мм}{50\ мм}$

$$G_к = 75460\ \frac{16}{50} = 24147\ кг/ч;$$

$$G_б = 75460 - 24147 = 51313\ кг/ч.$$

Схема 11 — однозональная система КВ с рециркуляцией и доувлажнением воздуха внутри помещения (рис. 28) — применяется как и в схеме 5, для производственных помещений, в которых требуется повышенная влажность воздуха ($\varphi_в \geqslant 60\%$).

Такая схема дает возможность уменьшить производительность систем КВ, а также снижает электрический заряд, возникающий в воздухе помещения в результате технологического процесса, в частности, в текстильном производстве.

Увлажнение воздуха в помещениях производится распылением воды с помощью специальных форсунок, работающих сжатым воздухом. Для обеспечения равномерности увлажнения необходимо устанавливать одну форсунку на площади помещения не более 25 $м^2$. Расход воды должен быть не более 2 $г$ на 1 $кг$ циркулирующего воздуха [37].

Пример 51. Рассчитать систему доувлажнения в веретенном отделении трикотажной фабрики в Ташкенте. Параметры внутреннего воздуха [8]: в теплый период $t_в = 24°$, $\varphi_в = 60\%$; в холодный период $t_в = 22°$, $\varphi_в = 60\%$. Выделения влаги незначительны. Количество работающих — 20 чел. Избытки тепла в теплый период $Q = 77700\ ккал/ч$, в холодный период $Q = 7900\ ккал/ч$. По условиям раздачи воздуха рабочая разность температур $\Delta t_р = 7°$. Кондиционер находится на расстоянии 20,0 $м$ от цеха. Подпор в

помещении не требуется. Параметры наружного воздуха (см. приложение 2): в теплый период $t_н = 37{,}7°$, $I_н = 14{,}7$ *ккал/кг*; в холодный период $t_н = -13{,}0°$; $I_н = -2{,}7$ *ккал/кг*.

Теплый период. Наносим на I—d-диаграмму точки H и B (рис. 28). Так как кондиционер расположен близко к обслужи-

	H	B	B_1	P	K	B_2	$П$
Теплый период							
t	37,7	24,0	24,4	25,7	16,1	—	17,0
d	9,2	11,9	11,9	11,6	11,6	- -	11,6
I	14,7	13,0	13,1	13,4	10,9	—	11,5
Холодный период							
t	-13,0	22,0	—	18,5	15,1	22,0	15,6
d	0,8	10,0	—	8,9	10,1	10,1	10,1
I	- 2,7	10,9	—	9,5	10,1	11,8	10,2

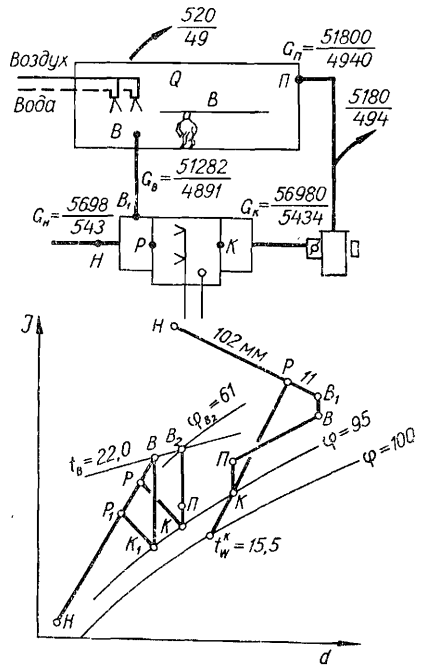


Рис. 28. Схема 11. К примеру 51.

ваемому помещению, рециркуляционного вентилятора не предусматриваем. В рециркуляционном воздухопроводе воздух нагреется на $\Delta t = 0{,}02 \times 20{,}0 = 0{,}4°$ (см. стр. 43), тогда температура в точке B_1 $t_{в1} = 24{,}0 + 0{,}4 = 24{,}4°$. Проводим линию смеси B_1H наружного и рециркуляционного воздуха. На ней будет лежать точка P характеризующая параметры воздуха перед камерой орошения.

Приняв рабочую разность температур $\Delta t_р = 7°$, температура приточного воздуха должна быть равна $t_п = t_в - \Delta t_р = 24 - 7 = 17°$. Учитывая, что воздух нагреется в вентиляторе и приточном воздухопроводе, принимаем $\Delta t = 0{,}9°$; температура воздуха после камеры орошения должна быть

$$t_к = t_п - 0{,}9 = 17{,}0 - 0{,}9 = 16{,}1°.$$

Выделением влаги людьми, из-за незначительной ее величины, пренебрегаем. Находим на I—d диаграмме точку K, имеющую $\varphi_к = 95\%$ и $t_к = 16{,}1°$.

Для ассимиляции избытков тепла расход воздуха $П$ по формуле (33) должен быть

$$G_{\text{п}} = \frac{Q}{I_{\text{в}} - I_{\text{п}}} = \frac{77700}{13{,}0 - 11{,}5} = 51800 \text{ кг/ч}.$$

Учитывая потери воздуха в воздухопроводе, расход воздуха в точке K должен быть $G_{\text{к}} = 1{,}1 \cdot 51800 = 56980$ *кг/ч*, где наружного воздуха $G_{\text{н}} = 0{,}1 \cdot 56980 = 5698$ *кг/ч* и рециркуляционного $G_{\text{в1}} = 56980 - 5698 = 51282$ *кг/ч*.

На линии B_1H находим точку смеси P, на расстоянии от точки B_1 равном $B_1P = 0{,}1 \cdot B_1H = 0{,}1 \cdot 113 = 11{,}3$ *мм*. Процесс в камере орошения будет проходить по линии KP. Температура охлаждающей воды, при выходе из камеры, должна быть $t_W^{\text{к}} = 15{,}5°$.

Для получения заданного влагосодержания воздуха B предусматриваем систему доувлажнения воздуха в помещении. Расход воды должен быть

$$W = G_{\text{п}}(d_{\text{в}} - d_{\text{п}}) = 51800\,(11{,}9 - 11{,}6) = 15540 \text{ г/ч},$$

или 0,3 *г* на 1 *кг* циркулирующего воздуха, что отвечает рекомендуемой норме.

Принимаем к установке форсунки ЦНИХБИ (конструкции Я. Я. Ипполитова) производительностью 5,0 *л/ч* [28].
Необходимое число форсунок

$$z = \frac{W}{1000} = \frac{15540}{1000 \cdot 5{,}0} = 3 \text{ шт.}$$

Тепловая нагрузка на холодильную установку камеры орошения

$$Q_{\text{х}} = G_{\text{к}}(I_{\text{р}} - I_{\text{к}}) = 56980\,(13{,}4 - 10{,}9) = 142300 \text{ ккал/ч}.$$

Холодный период. Наносим точку B; параметры рециркуляционного воздуха при возврате в кондиционер принимаем равным параметрам точки B. Проводим линию смеси BH и на ней отмечаем точку P, по соотношению $\frac{G_{\text{н}}}{G_{\text{р}}} = 0{,}1$. Из точки P проводим адиабату до линии $\varphi = 95\%$ — линию процесса увлажнения в камере орошения. Как видно из построения, влагосодержание $d_{\text{к}} > d_{\text{в}}$, т. е. доувлажнения в помещении не требуется, наоборот, воздух поступит в помещение с влагосодержанием $d_{\text{п}} = d_{\text{к}}$. При этом, при $t_{\text{в}} = 22°$ величина $\varphi_{\text{в2}} = 61\%$, т. е. несколько выше, чем по заданию. Считаем возможным это допустить. Если требуется получить точную величину $\varphi_{\text{в}} = 60\%$, необходимо после камеры иметь параметры воздух K_1, что может быть достигнуто изменением доли наружного воздуха в смеси до соотношения точки P_1.

Температура воздуха в точке K на 7° ниже температуры в точке B_2. В вентиляторе воздух нагреется на $\Delta t = 0{,}5°$, тогда $t_п = t_к + 0{,}5 = 15{,}1 + 0{,}5 = 15{,}6°$. Рабочая разность температур при этом $\Delta t_р = t_{в2} - t_п = 22 - 15{,}6 = 6{,}4°$, что менее допустимой по условию задачи.

Необходимый расход воздуха должен быть

$$G_п = \frac{Q}{I_{в2} - I_п} = \frac{7900}{11{,}8 - 10{,}2} = 4940 \text{ кг/ч}.$$

Уменьшение расхода воздуха в сравнении с теплым периодом осуществляется направляющим аппаратом на вентиляторе.

Для принятых в настоящем примере климатических условий в составе кондиционера не потребовались калориферы первого и второго подогрева, но при других условиях калориферы могут потребоваться.

Расход воздуха в камере орошения должен быть

$$G_к = 1{,}1 \cdot 4940 = 5434 \text{ кг/ч},$$

в том числе расход наружного воздуха $G_н = 1{,}1 \cdot 494 = 543$ кг/ч и рециркуляционного $G_в = 5434 - 543 = 4890$ кг/ч.

Подача наружного воздуха на одного работающего

$$G_н^o = \frac{G_н}{n} = \frac{0{,}1 \cdot 4940}{20} = 24{,}7 \text{ кг/ч} \text{ или } L_н^o = \frac{24{,}7}{1{,}197} = 20{,}6 \text{ м}^3/\text{ч},$$

что соответствует санитарной норме.

Схема 12 — однозональная система КВ без рециркуляции с двухступенчатым комбинированным охлаждением воздуха (рис. 29) — применяется в условиях, аналогичных схеме 1. В данной схеме охлаждение воздуха в теплый период осуществляется в двух ступенях. Первичное охлаждение производится в поверхностном воздухоохладителе, вторичное — в камере орошения по циклу испарительного охлаждения. Холодоносителем в поверхностных воздухоохладителях является оборотная вода после испарительного охлаждения в градирне. В качестве градирни может быть применена камера орошения вспомогательного кондиционера. В основном кондиционере воздух охлаждается до температуры ниже температуры мокрого термометра и используется в системе КВ.

Воздух, охлаждающий воду в градирне, также охлаждается, однако до температуры несколько выше температуры мокрого термометра. Этот воздух используется для охлаждения вспомо-

гательных помещений (чердаки и др.), а также для вентиляции помещений, в которых не предусматривается система КВ.

Применение данной схемы наиболее целесообразно для местностей с сухим и жарким климатом.

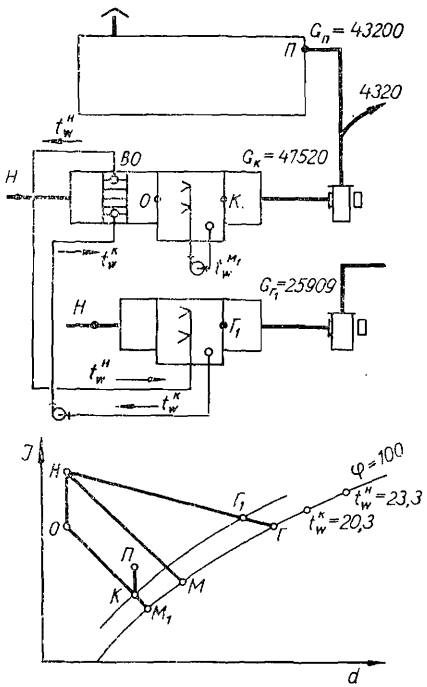


Рис. 29. Схема 12. К примеру 52.

	H	M	M_1	O	K	$П$	$Г$	$Г_1$
t	29,1	17,3	15,6	24,3	16,4	17,9	20,0	20,9
I	11,8	11,9	10,7	10,6	10,7	11,0	14,1	14,0

Охлаждение воздуха может быть достигнуто на $6{,}0 \div 7{,}0°$ ниже температуры мокрого термометра. Расчет производится по методике, предложенной О. Я. Кокориным [16, 41].

Конечная температура воды в кондиционере-градирне определяется по формуле

$$t_W^к = t_м + \Delta t_W, \qquad (58)$$

где $t_м$ — температура мокрого термометра, *град*;
Δt_W — перепад температур, который согласно [41] принимается 3°.

Температура воздуха, охлажденного в поверхностных воздухоохладителях определяется по формуле

$$t_0 = t_W^к + \Delta t_в, \qquad (59)$$

где $\Delta t_в$ — разность температур охлаждающей воды и охлажденного воздуха, принимаемая более 3°.

Теоретически возможная температура охлаждения воды определяется по уравнению

$$t_т = t_W^н - \frac{\Delta t_W}{E_т}, \qquad (60)$$

где $t_W^н$ — начальная температура воды, *град*;

$E_т$ — коэффициент эффективности теплообмена, определяемый по формуле (69).

Пример 52. Для условий примера 44 определить параметры приточного воздуха в системе воздушного душирования для теплого периода, которые можно достичь при двухступенчатом испарительном охлаждении воздуха.

Наносим на I—d-диаграмму точку H (рис. 29) и находим температуру мокрого термометра $t_м = 17{,}3°$. Конечная температура воды в градирне по формуле (58)

$$t_W^к = t_м + \Delta t_W = 17{,}3 + 3 = 20{,}3°.$$

Строим линию процесса охлаждения воздуха в поверхностном воздухоохладителе HO по $d_н = \text{const}$. Температура охлажденного воздуха по формуле (59), принимая $\Delta t_в = 4°$,

$$t_о = t_W^к + \Delta t_W = 20{,}3 + 4{,}0 = 24{,}3°.$$

Строим прямую OK процесса адиабатического охлаждения воздуха в камере орошения и находим температуру мокрого термометра M_1 воздуха точки O; $t_{м1} = 15{,}6°$.

Задаемся величиной эффективности теплообмена в камере орошения $E = \dfrac{t_о - t_к}{t_о - t_{м1}} = 0{,}9$, тогда

$$t_к = 0{,}9 t_{м1} + 0{,}1 t_о = 0{,}9 \cdot 15{,}6 + 0{,}1 \cdot 24{,}3 = 16{,}4°.$$

Нагревание воздуха в вентиляторе и воздухопроводах повышает температуру воздуха на 1,5°, тогда параметры приточного воздуха определяются точкой $П$.

Как видно из сравнения данного примера с примером 44, при схеме двухступенчатого испарительного охлаждения температура приточного воздуха достигнута на 1,9° ниже, чем при одноступенчатом охлаждении.

Расход воздуха составляет $G_к = 47520$ *кг/ч*. При $\Delta t_W = 3°$ начальная температура воды $t_W^н = t_W^к + \Delta t_W = 20{,}3 + 3 = 23{,}3°$. Расход воды в градирне W при количестве тепла, переданного в поверхностном воздухоохладителе $Q_о = G_к\ (I_н - I_о)$, должен быть:

$$W = \frac{Q_о}{\Delta t_W} = \frac{47520\,(11{,}8 - 10{,}6)}{3} = 19000\ кг/ч.$$

Проводим линию процесса в градирне $НГ$. Для этого задаемся эффективностью процесса в градирне $E_г = 0{,}9$ и находим по формуле (60) теоретически возможную температуру в конце процесса

$$t_г = t_W^н - \frac{\Delta t W}{E_г} = 23{,}3 - \frac{3}{0{,}9} = 20°.$$

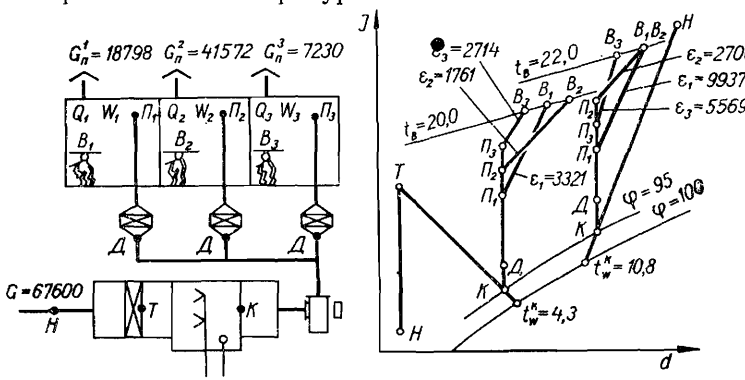
Фактически процесс охлаждения воды в градирне будет заканчиваться в точке $Г_1$, при

$$t_{г1} = t_н - (t_н - t_г) E_г = 29{,}1 - (29{,}1 - 20)\,0{,}9 = 20{,}9°.$$

Производительность вентилятора градирни должна быть

$$G_{г1} = \frac{G_о}{(I_{г1} - I_н)} = \frac{57000}{(14{,}0 - 11{,}8)} = 25909 \ кг/ч.$$

Схема 13 — многозональная система КВ, одноканальная с доводчиками (рис. 30) — применяется для обслуживания нескольких помещений. В кондиционере проходят процессы первого подогрева, увлажнения либо осушки и охлаждения. Вторичный нагрев осуществляется в доводчиках отдельно для каждого помещения. В результате в каждое помещение воздух может быть подан с различной температурой.



	Н	Т	К	Д	$П_1$	$В_1$	$П_2$	$В_2$	$П_3$	$В_3$
					Теплый период					
t	31,3		11,6	12,1	15,7	22	20,1	22	19,8	22
d	9,3		8,21	8,21	8,21	8,38	8,21	8,43	8,21	8,32
I	13,3		7,7	7,85	8,67	10,35	9,8	10,4	9,69	10,3
					Холодный период					
t	—21,0	16,2	4,7	5,2	18,2	20	19	20	19	20
d	0,4	0,4	5,13	5,13	5,13	5,28	5,13	5,32	5,13	5,23
I	— 4,8	4,2	4,2	4,35	7,51	8,0	7,65	8,0	7,64	7,9

Рис. 30. Схема 13. К примеру 53.

Влагосодержание приточного воздуха для всех помещений одинаково, поэтому постоянная относительная влажность в каждом помещении не может быть обеспечена; она будет изменяться в зависимости от углового коэффициента процесса ассимиляции тепловлаговыделений в помещении.

В качестве доводчиков могут быть применены обычные калориферы, питаемые теплоносителем постоянных параметров, либо электрические воздухонагреватели. Схема может выполняться также с рециркуляцией и байпасом.

Пример 53. Необходимо обеспечить подпор воздуха в объеме однократного обмена в герметичном корпусе из трех отделений приборостроительного завода в Киеве. Вредности — пары фреона, бензина, растворителей, канифоли, ртути и др. Рециркуляция воздуха недопустима. Заданные параметры воздуха в рабочей зоне всех отделений: в теплый период $t_в = 22 \pm 1°$, $\varphi_в = 50 \pm \pm 5\%$; в холодный период $t_в = 20 \pm 1°$, $\varphi_в = 35 \pm 5\%$. Все три отделения обслуживаются одним кондиционером, расположенным внутри корпуса.

Параметры наружного воздуха (по приложению 2) следующие: $P_б = 745$; $t_н = 31{,}3°$; $I_н = 13{,}3$; $d_н = 9{,}3$; для холодного периода $t_н = -21°$; $I_н = -4{,}8$; $d_н = 0{,}4$.

Параметры внутреннего воздуха (по заданию) следующие: для теплого периода $I_в = 10{,}4$; $d_в = 8{,}4$; для холодного периода $I_в = 8{,}0$; $d_в = 5{,}3$.

Параметры воздуха после камеры орошения по I—d-диаграмме для $d_к$ и $\varphi_к = 95\%$ следующие: для теплого периода $t_к = 11{,}6°$; $I_к = 7{,}7$; $d_к = 8{,}21$; для холодного периода: $t_к = 4{,}7°$; $I_к = 4{,}2$; $d_к = = 5{,}13$.

Параметры в точке $Д$ с учетом повышения температуры в вентиляторе на 0,5° для теплого периода следующие: $t_д = 12{,}1°$; $I_д = 7{,}85$; $d_д = 8{,}21$; для холодного периода: $t_д = 5{,}2°$; $I_д = 4{,}35$; $d_д = 5{,}13$.

Расчет процессов обработки воздуха приведен в табл. 11 и на рис. 30.

Схема 14 — многозональная система КВ, двухканальная, со смесителями (рис. 31) — применяется для обслуживания нескольких помещений. Обработка воздуха в кондиционере производится аналогично схеме 13. После вентилятора воздух разделяется на два потока, на одном из которых устанавливаются калориферы второго подогрева. Перед каждым помещением находится смеситель, в котором воздух смешивается в пропорции,

Таблица 11. **Расчет процессов обработки воздуха к примеру 53**

Наименование показателей	Единица измерения	Теплый период			Холодный период		
		1	2	3	1	2	3
Объем помещения V	$м^3$	1800	1500	300	1800	1500	300
Число людей n	—	20	58	5	20	58	5
Избытки тепла Q (по балансу тепловыделений)	$ккал/ч$	31400	24800	4400	9300	14300	1900
Выделение влаги людьми $W=ng_W$	$г/ч$	3160	9170	790	2800	8120	700
Угловой коэффициент по (11) $\varepsilon_в = \frac{Q}{W} \cdot 1000$	$ккал/кг$	9937	2700	5569	3321	1761	2714
Удаление воздуха:							
местными отсосами (по расчету вентиляции) $L_м$	$м^3/ч$	3250	13600	5700	3250	13600	5700
общеобменная вентиляция $L_{об}$ (то же)	„	13800	33000	4400	13800	33000	4400
расчетное (по бо́льшему из $L_м$ и $L_{об}$)	„	13800	33000	5700	13800	33000	5700
Приток воздуха $L_п=L_р+1{,}0 \cdot V$ (по заданию)	„	15600	34500	6000	15600	34500	6000
Удельный приток на 1 чел. $L=\frac{L_п}{n}$	„	780	595	1200	780	595	1200
Кратность воздухообмена $n_{кр}=\frac{L_п}{V}$	$1/ч$	8,7	23	20	8,7	23	20
Расход приточного воздуха $G_п=L_п\gamma_в$	$кг/ч$	18673	41296	7182	18798	41572	7230
Общий расход приточного воздуха $\Sigma G_п = G_{п1}+G_{п2}+G_{п3}$	„		67151			67600	
Производительность кондиционера при $K=1$ по (32) $G=k\Sigma G_п$	„		67151			67600	
В том числе наружного воздуха $G_н$	„		67151			67600	
Влагосодержание приточного воздуха $d_п=d_в^{зад}-\frac{\Sigma W}{\Sigma G_п}$	$г/кг$		8,21			5,13	
Прирост влагосодержания в помещении $\Delta d=\frac{W}{G_п}$	„	0,17	0,22	0,11	0,15	0,19	0,097
Влагосодержание воздуха в помещении $d_в=d_п+\Delta d$	„	8,38	8,43	8,32	5,28	5,32	5,227

Продолжение табл. 11

Наименование показателей	Единица измерения	Теплый период			Холодный период		
		1	2	3	1	2	3
Прирост теплосодержания в помещении $\Delta I = \frac{Q}{G_п}$	*ккал/кг*	1,68	0,60	0,61	0,495	0,344	0,263
Теплосодержание воздуха в помещении $I_в$ (по I—d-диаграмме для $t_в^{зад}$)	„	10.35	10,4	10,3	8,0	8,0	7,9
Теплосодержание приточного воздуха $I_п = I_в - \Delta I$	„	8,67	9,8	9,69	7,51	7,65	7,64
Относительная влажность в помещении $\varphi_в$ (по I—d-диаграмме)	проц.	50	50	49	35,8	36,6	35,4
Рабочая разность температур $\Delta t_р = t_в - t_п$	*град*	6,3	1,9	2,2	1,8	1,0	1,0
Расход тепла в доводчиках $Q_д = G_п (I_п - I_д)$	*ккал/ч*	15312	80527	13286	59400	137187	23786
Холодопроизводительность холодильной установки $Q_х = G (I_н - I_к)$	„		376045			—	
Расход тепла в калориферах первого подогрева $Q_1 = G (I_т - I_н)$	„		—			608400	

необходимой для обеспечения заданной температуры в помещении.

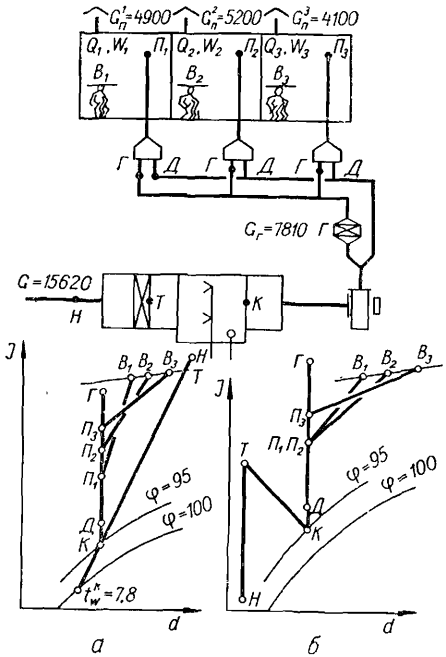
Влагосодержание приточного воздуха для всех помещений одинаковое.

Пример 54. Рассчитать процесс обработки воздуха в кондиционере для группы из трех лабораторных помещений полупроводниковой техники в Харькове.

Параметры наружного воздуха (см. по приложению 2) следующие: $P_б = 745$; для теплого периода $t_н = 31{,}1°$; $I_н = 13{,}5$; $d_н = 9{,}8$; для холодного периода $t_н = -23{,}0$; $I_н = -5{,}3$; $d_н = 0{,}3$. Рециркуляция воздуха недопустима. Заданные параметры воздуха в рабочей зоне помещений круглогодично $t_в = 20 \pm 1°$; $\varphi_в = 50 \pm 5\%$; $I_в = 9{,}3$; $d_п = 7{,}4$.

Все помещения обслуживаются одним кондиционером, расположенным на расстоянии 30 *м* от них.

Принимаем двухканальную схему *КВ* со смесителями у каждого помещения. Для удобства распределения и регулирования воздух разделяем между каналами поровну.



Расчет процессов обработки воздуха произведен в табл. 12 и на рис. 31.

Параметры воздуха после камеры орошения (в точке $К$) по I—d-диаграмме по $d_п$ и $\varphi_к$=95% следующие: $t_к$=8,7; $d_к$=6,82; $I_к$=6,2.

Параметры воздуха перед смесителями (в точке $Д$) с учетом повышения температуры воздуха в вентиляторе и воздухопроводах в теплый период на Δt=0,5+ +0,02·30=1,1° в теплый период следующие: $t_д$=9,8; $d_д$=6,82; $I_д$=6,4; в холодный период при Δt=0,5° $t_д$ = =9,2; $d_д$=6,82; $I_д$=6,3.

Параметры воздуха после калориферов второго подогрева определяем, принимая $\Sigma G_д = \Sigma G_г = 0{,}5\Sigma G_п$.

	$Н$	$Т$	$К$	$Д$	$Г$	$П_1$	$В_1$	$П_2$	$В_2$	$П_3$	$В_3$
Теплый период											
t	31,1	—	8,7	9,8	18	12,9	20	14,1	20	14,6	20
d	9,8	—	6,82	6,82	6,82	6,82	7,25	6,82	7,28	6,82	7,75
I	13,5	—	6,2	6,4	8,4	7,2	9,2	7,5	9,25	7,56	9,46
Холодный период											
t	—23	24,9	8,7	9,2	24,9	16,6	20	16,6	20	18,3	20
d	0,3	0,3	6,82	6,82	6,82	6,82	7,25	6,82	7,28	6,82	7,75
I	— 5,3	6,2	6,2	6,3	10,08	8,1	9,2	8,06	9,25	8,48	9,46

Рис. 31. Схема 14. К примеру 54.

Тогда

$$0{,}5I_д + 0{,}5I_г = \frac{I_{п1}G_{п1} + I_{п2}G_{п2} + I_{п3}G_{п3}}{\Sigma G_п}$$

и для теплого периода $t_г$=18; $d_г$=6,82; $I_г$=8,4; для холодного периода $t_г$=24,9; $d_г$=6,82; $I_г$=10,08.

Таблица 12. **Расчет процессов обработки воздуха к примеру 54**

Наименование показателей	Единица измерения	Теплый период			Холодный период		
		1	2	3	1	2	3
Избытки тепла (по балансу тепловыделений) Q	*ккал/ч*	9800	9100	7800	5400	6200	400(
Выделения влаги людьми при работе средней тяжести по (26) и табл. 7 $W=ng_W$	*г/ч*	2100	2400	3800	2100	2400	380(
Угловой коэффициент по (11) $\varepsilon_в=\frac{Q}{W}\ 1000$	*ккал/кг*	4666	3791	2052	2571	2583	105:
Расход приточного воздуха (по расчету на удаление вредностей) $G_п$	*кг/ч*	4900	5200	4100	4900	5200	410(
Общий расход приточного воздуха $\Sigma G_п = G_{п1}+G_{п2}+ + G_{п3}$	»		14200			14200	
Производительность кондиционера при $k=1{,}1$ $G= =k\cdot\Sigma G_п$	»		15620			15620	
Влагосодержание приточного воздуха $d_п=d_в^{зад}-\frac{\Sigma W}{\Sigma G_п}$	*г/кг*		6,82			6,82	
Прирост влагосодержания в помещении $\Delta d=\frac{W}{G_п}$	»	0,43	0,46	0,93	0,43	0,46	0,9:
Влагосодержание воздуха в помещении $d_в=d_п+\Delta d$	»	7,25	7,28	7,75	7,25	7,28	7.7:
Прирост теплосодержания в помещении $\Delta I=\frac{Q}{G_п}$	*ккал/кг*	2,0	1,75	1,9	1,1	1,19	0,9:
Теплосодержание воздуха в помещении $I_в$ (по I—d-диаграмме для $t_в^{зад}$ и $d_в$)	»	9,2	9,25	9,46	9,2	9,25	9,4(
Теплосодержание приточного воздуха $I_п=I_в-\Delta I$	»	7,2	7,5	7,56	8,1	8,06	8,4:
Относительная влажность в помещении $\varphi_в$ (по I—d-диаграмме)	проц.	49	49,5	53	49	49,5	53
Рабочая разность температур $\Delta t_р=t_в-t_п$	*град*	7,1	5,9	5,4	3,4	3,4	1,-
Соотношение расходов подогретого $G_г$ и неподогретого $G_д$ воздуха в смесителях (соотношение отрезков на линии ДГ по I—d-диаграмме)	—	0,38	0,54	0,58	0,47	0,47	0,5:

Продолжение табл. 12

Наименование показателей	Единица измерения	Теплый период			Холодный период		
		1	2	3	1	2	3
Расход подогретого воздуха $G_г = G_п \frac{G_г}{G_д}$	*кг/ч*	1862	2808	2378	2303	2444	2419
Расход тепла калориферами второго подогрева $Q_2 = 1{,}1\Sigma G_г (I_г - I_д)$	*ккал/ч*		17182			32450	
Расход холода $Q_х = G(I_н - I_к)$	»		114026			—	
Расход тепла калориферами первого подогрева $Q_1 = G(I_т - I_н)$	»		—			179630	

Воздухонагреватели

Секции нагрева центральных кондиционеров выполняются в виде многоходовых калориферов из горизонтальных стальных трубок, оребренных стальной лентой. Типовые секции выпускаются одно-, двух- и трехрядными.

Для первого подогрева необходимо устанавливать по ходу воздуха не менее двух секций. Теплоносителем может быть вода с $T_г \leqslant 150°$ и пар с $P \leqslant 6{,}0$ *ати*; $T_п \leqslant 160°$. Для второго подогрева и доводчиков применяется теплоноситель постоянных параметров: пар низкого давления с $T_п = 100°$ либо вода с $T_г = 95 \div 60°$. В последнем случае вода приготовляется в специальных водоподогревателях.

Подключение секций подогрева к теплопроводам при паре производится параллельно, при воде, как правило, — последовательно; при расчетной наружной температуре ниже —10° горячий теплопровод подключается к первой по ходу воздуха секции (прямоток), а при температуре выше —10° — к последней секции (противоток). Скорость движения воды в трубках w должна быть в пределах до 1,0 *м/сек*. В качестве доводчиков могут быть использованы типовые секции кондиционеров либо обычные калориферы, а также электрические воздухоподогреватели.

Поверхность нагрева калориферов определяется по формуле

$$F = 1{,}2 \frac{Q}{k\left(T_п - \frac{t_н + t_к}{2}\right)},$$

либо

$$F = 1{,}2 \frac{Q}{k\left(\frac{T_г + T_о}{2} - \frac{t_н + t_к}{2}\right)}, \qquad (61)$$

где Q — расход тепла, согласно расчету процессов обработки воздуха в кондиционере по формуле (33), *ккал/ч*;

k — коэффициент теплопередачи, принимаемый по табл. 13. *ккал/м²·ч·град*;

$T_п$ — температура пара, *град*; при паре низкого давления $T_п = 100°$, при паре высокого давления $T_п$ принимают равной температуре насыщенного пара при давлении в калорифере;

$t_н$, $t_к$ — температура воздуха до и после калорифера, *град*;

$T_г$; $T_о$ — расчетная температура горячей и обратной воды, *град*;

1,2 — коэффициент запаса на поверхность нагрева.

Весовая скорость движения воздуха

$$v\gamma = \frac{G}{f \cdot 3600} \quad кг/м^2 \cdot сек, \tag{62}$$

где G — расход воздуха, *кг/ч*;

f — живое сечение калорифера для прохода воздуха, принимаемого по каталогу [42], $м^2$.

Скорость движения воды в трубках калорифера

$$w = \frac{Q}{(T_г - T_о) f_{тр} \cdot 3600 \cdot 1000} \quad м/сек, \tag{63}$$

где $f_{тр}$ — живое сечение трубок для прохода теплоносителя, $м^2$.

Сопротивление калорифера по воздуху $H_к$ принимается по табл. 13.

Таблица 13. **Теплотехническая и аэродинамическая характеристика секций подогрева кондиционеров [17]**

Сопротивление по воде H_W, *кГ/м²*	Скорость воды w, *м/сек*	Весовая скорость $v\gamma$, *кг/м²·сек*						
		4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
Коэффициенты теплопередачи k, *ккал/м² · ч · град*								
—	Пар	28,4	32,1	35,5	38,7	41,6	44,4	47,0
185	0,2	15,8	17,2	18,4	19,4	20,4	21,4	22,4
915	0,4	19,2	21,4	23,4	25,1	26,9	28,3	29,9
2320	0,6	21,4	23,8	26,0	28,0	30,0	32,0	33,5
7500	1,0	22,8	25,4	28,0	30,0	32,1	34,1	36,0
Сопротивление по воздуху $H_к$, *кГ/м²*								
С клапанами:								
однорядные		2,0	2,9	4,1	5,4	6,8	8,4	10,0
двухрядные		3,0	4,6	6,3	8,3	10,7	13,2	16,1
трехрядные		4,0	6,2	8,6	11,5	15,0	18,4	22,4
Без клапанов:								
однорядные		1,7	2,5	3,5	4,6	5,8	7,1	8,6
двухрядные		2,6	3,9	5,4	7,2	9,2	11,5	14,0
трехрядные		3,5	5,3	7,4	9,9	12,7	15,8	19,3

Поверхность нагрева водоподогревателя

$$F = \frac{Q}{\mu k \cdot \Delta t_{ср}}, \qquad (64)$$

где μ — коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности трубок;

$\Delta t_{ср}$ — средняя разность температур греющей и нагреваемой воды.

Коэффициент теплопередачи через стенки трубок

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}}, \qquad (65)$$

где $\delta_{ст}$ — толщина стенки, *м*;

$\lambda_{ст}$ — коэффициент теплопроводности материала, принимаемый по таблицам [2];

α_1 и α_2 — коэффициенты тепловосприятия и теплоотдачи, определяемые по формуле

$$\alpha = (1400 + 18T - 0{,}035 \cdot T^2) \frac{w^{0,8}}{d^{0,2}}.$$

Пример 55. Подобрать секции подогрева воздуха для условий примера 45. Кондиционер Кд 20; теплоноситель — пар $P_п = 2{,}0$ *ати*, при этом давлении температура насыщенного пара $T_п = 132{,}8°$.

Согласно схеме построения процессов обработка воздуха для холодного периода (см. рис. 21) $G_н = 23540$ *кг/ч*; $t_н = -28°$; $t_т = 33{,}1°$; $Q_1 = 346038$ *ккал/ч*; $t_{к1} = 15{,}9°$; $t_{п1} = 19°$; $Q_2 = 16478$ *ккал/ч*.

Расчет секций первого подогрева. По каталогу [42] $f = 0{,}698$ *м*^{2}. Весовая скорость движения воздуха по формуле (62)

$$v\gamma = \frac{G_н}{f \cdot 3600} = \frac{23540}{0{,}698 \cdot 3600} = 9{,}37 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}.$$

Согласно табл. 13, $k = 45{,}36$ *ккал/м*^{2}*·ч·град*, тогда поверхность нагрева по уравнению (61)

$$F_1 = 1{,}2 \frac{Q_1}{k\left(T_п - \frac{t_т + t_н}{2}\right)} = 1{,}2 \frac{346038}{45{,}36\left(132{,}8 - \frac{33{,}1 - 28{,}0}{2}\right)} =$$

$$= 70{,}15 \text{ м}^2.$$

Устанавливаем последовательно две секции: двухрядную Кд 2018 и однорядную Кд 2017 общей поверхностью нагрева $53{,}7 + 26{,}82 = 89{,}52$ *м*^{2}.

Расчет секций второго подогрева. Для этих секций пар редуцируем в редукционном клапане, а секции подключаем по схеме паропроводов низкого давления. При этом $T_п = 100°$. Необходимая поверхность нагрева по уравнению (61)

$$F_2 = 1{,}2 \cdot \frac{16478}{45{,}36\left(100 - \frac{15{,}9 + 19{,}0}{2}\right)} = 5{,}28 \ м^2.$$

Устанавливаем одну однорядную секцию Кд 2017 с $F = 26{,}82 \ м^2$.

Пример 56. Подобрать секции подогрева для условий примера 54. Теплоноситель — вода 130—70°, для секций второго подогрева — вода 60—30°. Согласно схеме построения процессов обработки воздуха по холодному периоду (рис. 31, табл. 12) $G_1 = 15620 \ кг/ч$; $t_н = -23°$; $t_т = 24{,}9°$; $Q_1 = 179630 \ ккал/ч$; $G_2 = 7810 \ кг/ч$; $t_д = 9{,}2°$; $t_г = 24{,}9°$; $Q_2 = 32450 \ ккал/ч$.

Расчет секций первого подогрева. Принимаем предварительно две двухрядные секции подогрева Кд=2018 [42], установленные последовательно по воздуху, с живым сечением $f = 0{,}698 \ м^2$.

Весовая скорость движения воздуха по уравнению (62)

$$v\gamma = \frac{G_1}{f \cdot 3600} = \frac{15620}{0{,}698 \cdot 3600} = 6{,}2 \ кг/м^2 \cdot сек.$$

По воде подключение секций осуществляем последовательно. Живое сечение трубок калорифера $f_{тр} = 0{,}00204 \ м^2$, тогда скорость движения воды в трубках по формуле (63)

$$w = \frac{Q_1}{(T_г - T_о) f_{тр} \cdot 3600 \cdot 1000} = \frac{179630}{(130 - 70) \cdot 0{,}0204 \cdot 3600 \cdot 1000} =$$

$$= 0{,}41 \ м/сек.$$

Согласно табл. 13 $k = 23{,}5 \ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$, тогда поверхность нагрева по уравнению (61)

$$F_1 = 1{,}2 \cdot \frac{Q_1}{k\left(\frac{T_г + T_о}{2} - \frac{t_т + t_н}{2}\right)} =$$

$$= 1{,}2 \cdot \frac{179630}{23{,}5\left(\frac{130 + 70}{2} - \frac{24{,}9 - 23}{2}\right)} = 92{,}6 \ м^2.$$

Принятые секции имеют поверхность нагрева $F_1 = 2 \cdot 53{,}7 = 107{,}4 \ м^2$. Сопротивление по воде по табл. 13 $H_w = 2 \cdot 985 = 1970 \ кГ/м^2$.

Расчет секций второго подогрева. Принимаем предварительно одну двухрядную секцию Кд 1018, имеющую поверхность нагрева $F=27{,}14\ м^2$; живое сечение по воздуху $f=0{,}353\ м^2$ и по воде $f_{тр}=0{,}00102\ м^2$.

Скорость воды в трубках по уравнению (63)

$$w=\frac{32450}{(60-30)\cdot 0{,}00102\cdot 3600\cdot 1000}=0{,}294\ м/сек.$$

Весовая скорость воздуха по уравнению (62)

$$v_\gamma=\frac{7810}{0{,}353\cdot 3600}=6{,}15\ кг/м^2\cdot сек.$$

Необходимая поверхность нагрева при коэффициенте теплопередачи $k=21{,}1\ ккал/м^2\cdot ч\cdot град$ (см. табл. 14) по формуле (61)

$$F_2=1{,}2\ \frac{32450}{21{,}1\left(\frac{60+30}{2}-\frac{24{,}9+9{,}2}{2}\right)}=66\ м^2.$$

Принятая предварительно секция с $F=27{,}14\ м^2$ не удовлетворяет требуемые условия. Принимаем окончательно три секции Кд 1018, установленные последовательно.

Расчет водоподогревателей для секций второго подогрева. Греющая вода $T_г=70°$, $T_о=40°$; нагреваемая вода $t_г=60°$, $t_о=30°$.

На основании данных Сантехпроекта [31] предварительно принимаем водоподогреватель МВН 2052-26, имеющий $D_в=82\ мм$, $f_{тр}=0{,}00198\ м^2$; $f_м=0{,}00287\ м^2$; $d_{экв}=0{,}0133\ м$; $F_с=2{,}32\ м^2$.

Расход греющей воды $G_т=\frac{Q}{T_г-T_о}=\frac{32450}{70-40}=1081\ кг/ч$;

расход нагреваемой воды $G_м=\frac{Q}{t_г-t_о}=\frac{32450}{60-30}=1081\ кг/ч$.

Греющая вода проходит по трубкам, нагреваемая — в межтрубном пространстве; скорость греющей воды по формуле (63)

$$w_т=\frac{G_т}{f_{тр}\cdot 1000\cdot 3600}=\frac{1081}{0{,}00198\cdot 1000\cdot 3600}=0{,}15\ м/сек;$$

скорость нагреваемой воды

$$w_м=\frac{G_м}{f_м\cdot 1000\cdot 3600}=\frac{1081}{0{,}00287\cdot 1000\cdot 3600}=0{,}10\ м/сек.$$

Средние температуры греющей и нагреваемой воды

$$T = 0{,}5\,(T_г + T_о) = 0{,}5\,(70 + 40) = 55°;$$

$$t = 0{,}5\,(t_г + t_о) = 0{,}5\,(60 + 30) = 45°.$$

Коэффициент теплоперехода от греющей воды к стенкам трубок

$$\alpha_1 = (1400 + 18T - 0{,}035T^2)\,\frac{w_т^{0,8}}{d_в^{0,2}} = (1400 + 18 \cdot 55{,}0 -$$

$$- 0{,}035 \cdot 55{,}0^2)\,\frac{0{,}15^{0,8}}{0{,}0145^{0,2}} = 1120\ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град;$$

от стенок трубок к нагреваемой воде

$$\alpha_2 = (1400 + 18t - 0{,}035t^2)\,\frac{w_м^{0,8}}{d_{экв}^{0,2}} = (1400 + 18 \cdot 45 \cdot 0 -$$

$$- 0{,}035 \cdot 45{,}0^2)\,\frac{0{,}10^{0,8}}{0{,}0133^{0,2}} = 830\ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

Коэффициент теплопередачи через стенки трубок по формуле (65)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}} = \frac{1}{\frac{1}{1120} + \frac{1}{830} + 0{,}000008} =$$

$$= 476\ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

Средняя разность температур греющей и нагреваемой воды $\Delta t_{ср} = T - t = 55{,}0 - 45{,}0 = 10°$. Необходимую поверхность нагрева определяем по формуле (64)

$$F = \frac{Q}{\mu\, k\, \Delta t_{ср}} = \frac{32450}{0{,}8 \cdot 476 \cdot 10} = 8{,}52\ м^2,$$

где μ — коэффициент, учитывающий загрязнение поверхностей трубок, равен 0,8.

Необходимое число секций $n = \frac{F}{F_с} = \frac{8{,}52}{2{,}32} \approx 4$ секции.

Пример 57. По условиям примера 53 для помещения 3 рассчитать электрический калорифер второго подогрева.

Согласно рис. 30 расход воздуха $G_п = 7230$ *кг/ч* температура воздуха до калорифера $t_{вх} = t_д = +5{,}2°$ после калорифера $t_п = 19°$.

Принимаем электрический отопительный калорифер серии СФО Наманганского экспериментального трансформаторного завода [32].

Расход тепла в доводчикине помещения 3 по табл. 11 $Q_д = 23786$ *ккал/ч*. Необходимая мощность

$$N = \frac{Q}{864} = \frac{23786}{864} = 27{,}5 \text{ квт}.$$

По табл. 14 выбираем предварительно калорифер СФО 60/1-Т, мощностью $N = 60$ *квт*, с живым сечением для прохода воздуха $f_ж = 0{,}175$ *м*². Скорость в живом сечении по формуле (62)

$$v_ж = \frac{G_п}{\gamma f_ж \cdot 3600} = \frac{7230}{1{,}2 \cdot 0{,}175 \cdot 3600} = 9{,}5 \text{ м/сек}.$$

Таблица 14. **Калориферы электрические типа СФО [32]**

Марка	Мощность N, *квт*	Количество нагревателей, шт.		Площадь живого сечения, *м*²	Производительность по воздуху G, *кг/ч*	Вес, *кг*
		общее	рабочих			
СФО-25/1-Т	25	40	36	0,059	2125	67
СФО-40/1-Т	40	56	48	0,104	3375	100
СФО-60/1-Т	60	68	60	0,175	5130	134
СФО-100/1-Т	100	84	84	0,263	9000	197
СФО-160/1-Т	160	116	108	0,433	12000	312
СФО-250/1-Т	250	144	144	0,617	18710	421

Примечание. Максимально допустимая температура нагревателей $t_{ст} = 150°$.

Температура на поверхности электрических нагревателей должна быть не выше 150°. Проверяем это по рис. 32. На графиках области выше кривых соответствуют допустимым условиям; области ниже кривых характеризуют условия, когда температура поверхности нагревателей выше 150°, что не допускается.

В нашем случае точка, соответствующая $t_д = 5{,}2°$ и $v_ж = 9{,}5$ *м/сек*, находится выше кривой *3* для калорифера СФО 60/1-Т, т. е. выбранный калорифер удовлетворяет условия по температуре поверхности.

Необходимо также проверить возможность калорифера обеспечить заданный нагрев воздуха.

По скорости $v_ж$ (рис. 33) определяем перепад температур воздуха в калорифере $\Delta t_1 = t_{вых} - t_д$ и разность температур между температурой греющей поверхности и нагретым воздухом $\Delta t_2 = t_{ст} - t_{вых}$. Пользуясь кривыми *3* (сплошной для Δt и пунктирной для Δt_2) находим: $\Delta t_1 = 27°$; $\Delta t_2 = 105°$. При этом $t_{вых} = -\Delta t_1 + t_д = 27 + 5{,}2 = 32{,}2°$, т. е. выше заданной $t_п$. Один кало-

рифер обеспечивает необходимый нагрев воздуха. $t_{ст} = \Delta t_2 + t_{вых} = 105 + 32{,}2$, что менее требуемых 150°. Калорифер подобран правильно.

В случае, если бы оказалось, $t_{вых} < t_п$, необходимо было бы установить последовательно два или более калориферов.

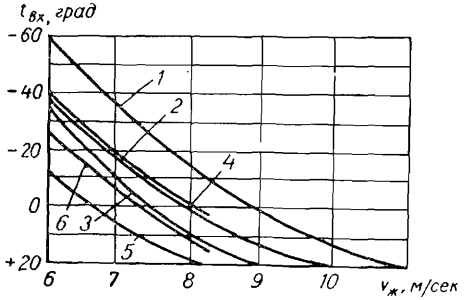


Рис. 32. Графики для проверки температуры нагревателей электрических калориферов СФО:

1 — калорифер марки СФО-25/1-Т; *2* — СФО-40/1-Т; *3* — СФО-60/1-Т; *4* — СФО-100/1-Т; *5* — СФО-160/1-Т; *6* — СФО-250/1-Т.

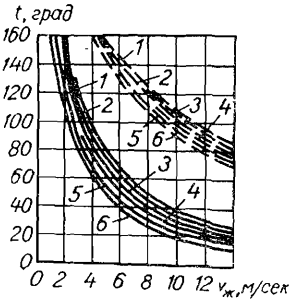


Рис. 33. Перепады температур в электрических калориферах СФО:

——— — Δt_1; — — — — Δt_2; *1* — калорифер марки СФО-25/1-Т; *2* — СФО-40/1-Т; *3* — СФО-60/1-Т; *4* — СФО-100/1-Т; *5* — СФО-160/1-Т; *6* — СФО-250/1-Т.

По рис. 34 определяем гидравлическое сопротивление калорифера $H = 3{,}8$ *кГ/м*^{2}.

Фильтры

В центральных кондиционерах очистка воздуха от пыли осуществляется в самоочищающихся масляных фильтрах. В системах, работающих без рециркуляции воздуха, при расчетной наружной температуре холодного периода выше —20° секции фильтров устанавливают на холодном воздухе до калориферов *первого подогрева; при* температуре ниже —20° — на подогретом воздухе после калориферов первого подогрева. В системах, работающих с рециркуляцией, фильтры устанавливаются после смесительной камеры, с тем чтобы через фильтр прошел весь объем наружного и рециркуляционного воздуха.

В тех случаях, когда, согласно технологическим требованиям, должна быть обеспечена особая чистота воздуха, может быть предусмотрена вторичная очистка воздуха перед подачей его в

помещение с помощью фильтра «ЛАИК». Фильтры принимаются по каталогу, без расчета, по производительности кондиционера.

Камеры орошения

Тепловлажностная обработка воздуха в кондиционерах осуществляется в камерах орошения, где воздух вступает в непосредственный контакт с поверхностью капель воды, распыляемой с помощью форсунок. В зависимости от температуры воды и воздуха происходит тот или иной процесс тепло- и массообмена (нагревание воздуха или охлаждение; увлажнение или осушка).

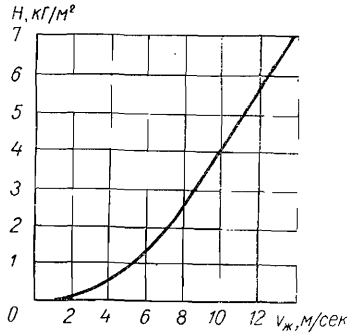


Рис. 34. Гидравлическое сопротивление электрических калориферов СФО.

Типовые камеры центральных кондиционеров выпускаются с двумя и тремя рядами центробежных тангенциальных форсунок. В каждом ряду плотность размещения форсунок может быть 18 и 24 шт. на 1 $м^2$ поперечного сечения камеры. Нетиповые камеры могут иметь 1 и 4 ряда форсунок и иную плотность. Форсунки имеют отверстия для прохода воды диаметром 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0 *мм* [42]. При диаметре отверстия 3,0 и 3,5 *мм* форсунки создают средний распыл воды. Они применяются для камер орошения с адиабатическим и политропическим процессами обработки воздуха и требуют давления воды перед форсункой $1{,}9 \div 2{,}4$ $кГ/см^2$. Форсунки с диаметром отверстия 4,0 *мм* и более создают грубый распыл воды; они применяются в процессах политропического охлаждения и осушки воздуха, при давлении воды $0{,}8 \div 1{,}8$ $кГ/см^2$.

В отдельных случаях для процессов адиабатического увлажнения воздуха могут применяться форсунки тонкого распыла с диаметром отверстия до 2,0 *мм*, при давлении воды $2{,}5 \div 4{,}0$ $кГ/см^2$. Такие форсунки расходуют меньше рециркулирующей воды, что бывает важно при устройстве фильтров для очистки воды от волокнистой пыли.

Расчет камер орошения производится на основании данных экспериментальных исследований процессов тепло- и массообмена в камерах. В практике наибольшее распространение получили

методы расчета камер Б. В. Баркалова [26] и Л. М. Зусмановича [18].

Метод Л. М. Зусмановича разработан на основании результатов экспериментального исследования камеры орошения с поперечным сечением 0,306 $м^2$. Данные для расчета камер по этому методу приведены в альбоме Сантехпроекта [33].

Расчет камер орошения по методу Б. В. Баркалова производится следующим образом.

Для горизонтальных камер типовых кондиционеров серии Кд, оборудованных форсунками грубого и среднего распыла, расход воды G_W на орошение воздуха определяется по формуле

$$G_W = \mu G, \tag{66}$$

где G — расход обрабатываемого воздуха, *кг/ч*.

Коэффициент орошения μ т. е. расход воды на 1 *кг* обрабатываемого воздуха, *кг/кг*, для камер Кд 10 и Кд 20 находим по формуле

$$\mu = 2{,}89Z\,(v\gamma)^{-0{,}565}\left(\lg\frac{1}{1-E}\right)^{1{,}13}X; \tag{67}$$

для камер Кд 40 и более

$$\mu = 2{,}92Z\,(v\gamma)^{-0{,}535}\left(\lg\frac{1}{1-E}\right)^{1{,}175}X, \tag{68}$$

где Z — коэффициент, зависящий от величины камеры и диаметра форсунок и принимаемый по табл. 15;

E — коэффициент эффективности теплообмена в камере, определяемый по формуле

$$E = \frac{t_н - t_к}{t_н - t_т} \approx \frac{I_н - I_к}{I_н - I_т} = \frac{t_W^к - t_W^н}{t_т - t_W^н} = \frac{Q_к}{Q_т}\ ; \tag{69}$$

X — поправочный коэффициент, учитывающий сектор I—d-диаграммы, в котором протекает процесс обработки воздуха в камере и принимаемый по табл. 16;

$I_н$; $I_к$ — теплосодержание воздуха до камеры орошения и после нее;

$t_н$; $t_к$ — температура воздуха до камеры орошения и после нее, *град*;

$t_W^н$; $t_W^к$ — начальная и конечная температура воды, *град*;

$t_т$; $I_т$ — предельные, теоретические параметры воздуха после обработки в камере (рис. 35); предельная теоретическая температура воды после камеры орошения $t_W^т = t_т$;

$Q_к$; $Q_т$ — необходимое и теоретическое количество тепла, переданное в камере, *ккал/ч*.

Таблица 15. **Значения величины Z [40]**

Тип камеры	Диаметр форсунок, *мм*				
	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
Кд 10; 20	0,812	0,871	0,942	1,000	1,156
Кд 40 и большие	0,833	0,893	0,948	1,000	1,048

Таблица 16. **Значения коэффициента X [26]**

Тип камеры орошения	Диаметр форсунок, *мм*	Характер процесса обработки воздуха	x
Кд 10; 20	3,0—3,5	Адиабатический	0,28
		I сектор	x_2
		III сектор	1,0
		IV сектор	x_1
	4,0 и больше	Адиабатический	0,44
		I сектор	x_2
		III сектор	1,0
		IV сектор	x_1
Кд 40 и большие	3,0—3,5	Адиабатический	0,28
		I сектор	x_2
		III сектор	0,86
		IV сектор	x_1
	4,0 и больше	Адиабатический	0,44
		I сектор	x_2
		III сектор	0,86
		IV сектор	x_1

Примечание. Значения коэффициентов x_1 и x_2 см. на рис. 36.

Вспомогательные величины для определения μ по уравнениям (67) и (68) приведены на рис. 37. Полученные значения μ должны находиться в следующих пределах:

$$\mu_{\min} \leqslant \frac{I_{\text{н}} - I_{\text{к}}}{t_W^{\text{к}} - t_W^{\text{н}}},$$

но не менее $\mu_{min} = 1{,}0$ *кг/кг*; $\mu_{max} = 2{,}0$ *кг/кг* — для двухрядных камер; $\mu_{max} = 3{,}0$ *кг/кг* — для трехрядных камер.

Камеры орошения при малой интенсивности орошения ($0{,}2 < \mu < 1{,}0$ *кг/кг*) рассчитываются по методике Промстройпроекта [26].

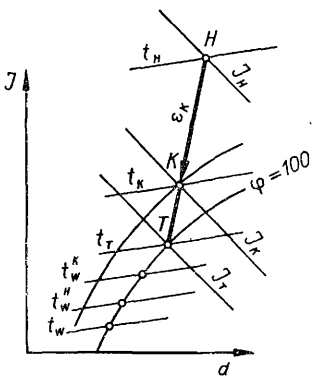


Рис. 35. Обозначения параметров воздуха и воды.

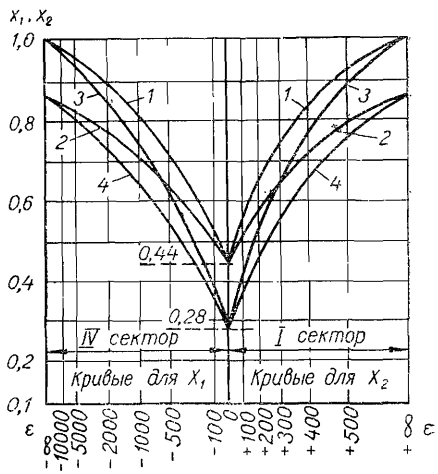


Рис. 36. Номограмма для определения коэффициентов x_1 и x_2:

1 — Кд 10; 20; $d = 4$ *мм* и больше; *2* — Кд 40 и больше; $d = 4$ *мм* и больше; *3* — Кд 10; 20; $d = 3$ *мм* и 3,5 *мм*; *4* — Кд 40 и больше; $d = 3$ и 3,5 *мм*.

Температура воды, выходящей из камеры орошения,

$$t_W^к = t_т - \frac{I_н - I_к}{\mu}$$

$$\left(\frac{1}{E} - 1\right) \approx t_т - 1°; \quad (70)$$

температура воды, подводимой к форсункам,

$$t_W^н = t_W^к - \frac{I_н - I_к}{\mu} =$$

$$= t_W^к - \frac{Q}{G_W}. \quad (71)$$

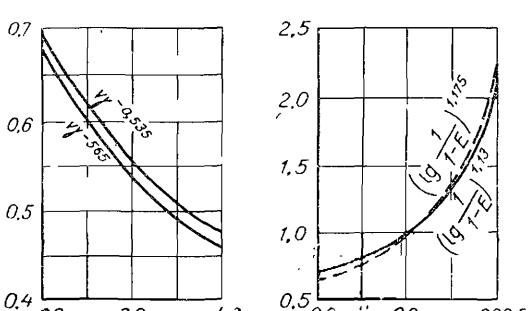


Рис. 37. Графики для определения вспомогательных величин к уравнениям (67) и (68).

Температура воды, поступающей извне, из которой приготовляется вода, подаваемая к форсункам, при понижении теплосодержания воздуха должна иметь температуру $t_W \leqslant t_W^{\text{п}}$; при процессе с увеличением теплосодержания воздуха $t_W \geqslant t_W^{\text{н}}$.

Расход воды, подаваемой извне,

$$G_W^{\text{в}} = \frac{Q}{t_W^{\text{к}} - t_W} \quad кг/ч, \tag{72}$$

где Q — тепловая нагрузка камеры

$$Q = G(I_{\text{н}} - I_{\text{к}}). \tag{73}$$

Расход воды для пополнения естественной убыли $G_W^{\text{у}}$ при форсунках грубого распыла учитывают коэффициентом 0,01; при форсунках среднего распыла — 0,02 от значений G_W или $G_W^{\text{в}}$.

Максимальные величины E, которые практически могут быть достигнуты в типовых камерах орошения, следующие: в двухрядных камерах при адиабатическом процессе $E_{\max} = 0{,}90$, при политропических процессах $E_{\max} = 0{,}95$; в трехрядных камерах соответственно 0,95 и 0,99.

Весовая скорость движения воздуха в камере определяется по формуле (62) и должна быть не более $v\gamma_{\max} \leqslant 3{,}7$ *кг/м²·сек*.

Производительность форсунок может быть определена по рис. 38.

Пример 58. Рассчитать камеру орошения для условий примера 53. Расход воздуха $G = 67151$ *кг/ч*. Параметры воздуха приведены на рис. 30.

По расходу G, согласно [42], выбираем типовую камеру Кд 60 номинальной производительностью 60000 *м³/ч* с поперечным сечением 2577×2577 *мм*.

Расчет для работы в режиме теплого периода (рис. 39). Согласно процессу обработки воздуха в камере (см. пример 53 и рис. 30) коэффициент эффективности теплообмена в камере по формуле (69).

$$E = \frac{t_{\text{н}} - t_{\text{к}}}{t_{\text{п}} - t_{\text{т}}} = \frac{31{,}3 - 11{,}6}{31{,}3 - 10{,}8} = 0{,}96.$$

Поэтому принимаем трехрядную камеру Кд 6003 с форсунками грубого распыла. Предварительно задаемся $d = 4{,}5$ *мм*. Весовая скорость движения воздуха по формуле (62)

$$v\gamma = \frac{G}{f \cdot 3600} = \frac{67151}{2{,}58 \cdot 2{,}58 \cdot 3600} = 2{,}9 \quad кг/м^2 \cdot сек,$$

что соответствует нормативной.

Коэффициент орошения, согласно условию (68)

$$\mu = 2{,}92z\,(v\gamma)^{-0{,}535}\left(\lg\frac{1}{1-E}\right)^{1{,}175}X =$$

$$= 2{,}92\cdot 0{,}948\cdot 2{,}9^{-0{,}535}\cdot\left(\lg\frac{1}{1-0{,}96}\right)^{1{,}175}\cdot 0{,}86 = 2{,}06\ кг/кг.$$

Здесь $z=0{,}948$; $v\gamma=2{,}9$; $E=0{,}96$, процесс обработки воздуха в камере проходит в III секторе, поэтому $x=0{,}86$ (см. табл. 16).

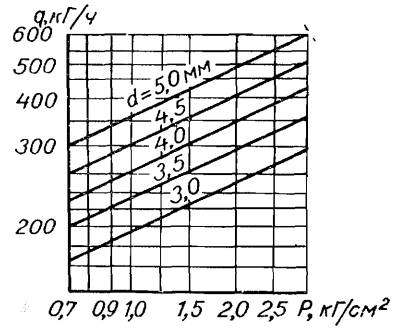


Рис. 38. Производительность центробежных тангенциальных форсунок камер орошения центральных кондиционеров серии Кд.

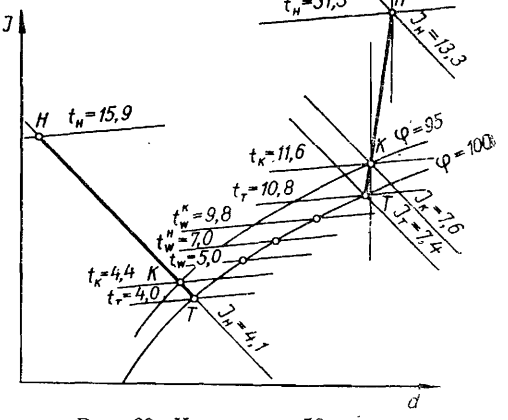


Рис. 39. К примеру 58.

Расход воды по формуле (66)

$$G_W = \mu G = 2{,}06\cdot 67151 = 138331\ кг/ч.$$

Принимаем предварительно плотность размещения форсунок в камере 18 шт. на 1 $м^2$, согласно каталогу [42] общее число форсунок соответствует 360 шт. Расход воды на 1 форсунку, с учетом запаса 20% на засорение форсунок

$$g = \frac{1{,}2\cdot 138331}{360} = 462\ кг/ч.$$

При этом, согласно рис. 38, давление воды перед форсунками должно быть $P=2{,}5\ кГ/см^2$. Так как P превышает рекомендуемое для форсунок $d=4{,}5\ мм$, форсунки приняты неудачно.

Необходимо либо увеличить диаметр форсунки, либо увеличить число форсунок. Если принять форсунки $d=5{,}0$ *мм*, тогда $P=1{,}8$ *кГ/см*^{2}, что является пределом рекомендуемого давления. Принимаем плотность размещения форсунок 24 шт. на 1 *м*^{2}, тогда общее число форсунок по каталогу 480 шт. и расход воды на форсунку

$$g=1{,}2\,\frac{138331}{480}=346\ кг/ч.$$

Давление воды при том же $d=4{,}5$ *мм* составит $P=1{,}4$ *кГ/см*^{2}. Выбор форсунок сделан правильно.

Температуру воды, подводимой к форсункам и выходящей из камеры, определяем по формулам (70) и (71)

$$t_W^к=t_т-\frac{I_н-I_к}{\mu}\left(\frac{1}{E}-1\right)=10{,}8-\frac{13{,}3-7{,}7}{2{,}06}\times$$

$$\times\left(\frac{1}{0{,}96}-1\right)=10{,}7°.$$

Для обеспечения запаса, принимаем [26] $t_W^к=t_т-1{,}0=9{,}8°$. При этом

$$t_W^н=t_W^к-\frac{I_н-I_к}{\mu}=9{,}8-\frac{13{,}3-7{,}7}{2{,}06}=7°.$$

Температуру воды, поступающей из холодильной станции, принимаем $t_W^х=5°$, тогда расход ее по формуле (72) должен быть

$$G_W^х=\frac{G\,(I_н-I_к)}{t_W^к-t_W^х}=\frac{67151\,(13{,}3-7{,}7)}{9{,}8-5{,}0}=78300\ кг/ч.$$

Расход воды на пополнение естественной убыли

$$G_W^у=0{,}01G_W=0{,}01\cdot 138331=1383{,}3\ кг/ч.$$

Расчет для работы в режиме холодного периода. В холодный период камера работает по адиабатическому циклу, при этом по формуле (69)

$$E=\frac{t_н-t_к}{t_н-t_т}=\frac{16{,}2-4{,}7}{16{,}2-4{,}3}=0{,}97;\quad X=0{,}44.$$

Тогда по формулам (68) и (66):

$$\mu=2{,}92\cdot 0{,}948\cdot 2{,}9^{-0{,}535}\left(\lg\frac{1}{1-0{,}97}\right)^{1{,}175}\cdot 0{,}44=1{,}12\ кг/кг;$$

$$G_W = 1{,}12 \cdot 67600 = 75712 \text{ кг/ч}; \quad g = \frac{1{,}2 \cdot 75712}{480} = 189 \text{ кг/ч}.$$

Согласно рис. 38 для обеспечения такой производительности форсунки с $d = 4{,}5$ *мм* должны работать при давлении воды менее 0,7 *кГ/см*^{2}, что ниже рекомендуемого. Принимаем давление воды $P = 0{,}8$ *кг/см*^{2}. При этом расход воды составит $g = 270$ *кГ/ч*, что на 40% больше необходимого. Уменьшение расхода воды может быть достигнуто за счет заглушивания части форсунок при переходе на адиабатический цикл. Это позволяет уменьшить расход электроэнергии, однако значительно усложняет эксплуатацию кондиционера. Увеличение расхода воды при адиабатическом цикле практически не оказывает влияния на параметры обработанного в камере воздуха.

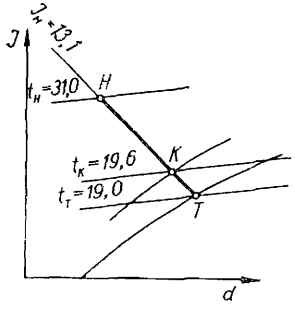


Рис. 40. К примеру 59.

Пример 59. Рассчитать камеру орошения для условий примера 46. Расход воздуха $G = 19010$ *кг/ч*. Расчетные параметры приведены на рис. 22.

Определяем коэффициент эффективности теплообмена по формуле (69) и рис. 40

$$E = \frac{t_н - t_к}{t_н - t_т} = \frac{31{,}0 - 19{,}6}{31{,}0 - 19{,}0} = 0{,}95.$$

Принимаем трехрядную камеру с форсунками среднего распыла с $d = 3{,}0$ *мм* Кд 2003 номинальной производительностью 20000 *м*^{3}*/ч*. Поперечное сечение камеры по каталогу [42] 1536 × × 1300 *мм* при этом по формуле (62)

$$v\gamma = \frac{19010}{1{,}54 \cdot 1{,}30 \cdot 3600} = 2{,}7 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}.$$

Коэффициент орошения по формуле (67)

$$\mu = 2{,}89 Z (v\gamma)^{-0{,}565} \left(\lg \frac{1}{1-E}\right)^{1{,}13} X = 2{,}89 \cdot 0{,}812 \cdot 2{,}7^{-0{,}565} \times$$

$$\times \left(\lg \frac{1}{1 - 0{,}95}\right)^{1{,}13} \cdot 0{,}28 = 0{,}50 \text{ кг/кг}.$$

Расход воды по формуле (66)

$$G_W = \mu G = 0{,}5 \cdot 19010 = 9505 \text{ кг/ч}.$$

Принимаем плотность размещения форсунок 18 *шт/м*^{2}. Общее число форсунок [42] 108 шт.

Производительность форсунки

$$g = 1{,}2 \cdot \frac{9505}{108} = 106 \text{ кг/ч}.$$

Принятая нами форсунка при минимальном рекомендуемом давлении воды $P = 1{,}9$ *кГ/см*^{2} имеет производительность $g = 240$ *кг/ч*. Общее необходимое число форсунок должно быть $n = \frac{1{,}2 \cdot 9500}{240} = 48$ шт. В каждом ряду необходимо оставить по 16 форсунок, остальные нужно заглушить.

Поверхностные воздухоохладители

В поверхностных воздухоохладителях понижение теплосодержания воздуха происходит за счет передачи тепла от воздуха к охлаждающей среде через стенки трубок охладителя. Охлаждающей средой в автономных кондиционерах является хладоагент холодильной машины, в центральных кондиционерах — вода.

Если температура охлаждающей среды выше температуры точки росы охлаждаемого воздуха, процесс охлаждения воздуха будет сухим, без изменения его влагосодержания. В противном случае на внешней поверхности воздухоохладителя конденсируется пар из воздуха и влагосодержание воздуха уменьшается. С целью увеличения коэффициента теплопередачи применяется орошение водой наружной поверхности трубок охладителя.

Поверхностные воздухоохладители применяются в автономных и в центральных кондиционерах в тех случаях, когда требуется, главным образом, понижение температуры воздуха, а конечное влагосодержание его не обуславливается.

Для центральных кондиционеров типа Кд номинальной производительностью 10000÷80000 *м*^{3}*/ч* Харьковский завод «Кондиционер» выпускает поверхностные воздухоохладители в виде отдельной секции. Для каждой модели воздухоохладители выполняются в орошаемом и несрошаемом исполнении с 4÷9 рядов трубок [42].

Расчет поверхностных воздухоохладителей центральных кондиционеров производится по методике Е. Е. Карписа [27].

Поверхность теплопередачи воздухоохладителя

$$F = 1{,}2 \frac{G(I_н - I - q)}{k\Delta t_{ср}}. \qquad (74)$$

Здесь k — коэффициент теплопередачи поверхности, *ккал/м²××ч·град*, определяемый по формулам табл. 17;

Таблица 17. **Формулы для определения коэффициента теплопередачи k, *ккал/м²·ч·град*, и сопротивления (по воздуху) H, *кГ/м²*, поверхностных воздухоохладителей**

Поверхность	Режим работы при охлаждении воздуха	4 ряда трубок	8 рядов трубок
Н Неорошаемая	Без выпадения влаги $t_W^к > t_{росы}$	$k = 8,34\,(v\gamma)^{0,44} w^{0,18}$ $H = 0,16\,(v\gamma)^{1,78}$	$k = 8,4\,(v\gamma)^{0,57} w^{0,13}$ $H = 0,32\,(v\gamma)^{1,78}$
	С понижением влагосодержания $t_W^к < t_{росы}$	$k = 8,8(v\gamma)^{0,29} w^{0,22} \overline{T}^{-0,60}$ $H = 0,455\,(v\gamma)^{1,37}$	$k = 12,8(v\gamma)^{0,35} w^{0,25} \overline{T}^{-0,38}$ $H = 0,91\,(v\gamma)^{1,37}$
Орошаемая	То же	$k = 17,87(v\gamma)^{0,23} w^{0,37} \overline{T}^{-0,51}$ $H = 0,84\,(v\gamma)^{1,37}$	$k = 13,8(v\gamma)^{0,41} w^{0,27} \overline{T}^{-0,38}$ $H = 1,64\,(v\gamma)^{1,37}$

Примечание. *Формулы для определения величины k действительны при следующих условиях:* $3,0 < v\gamma < 8,0$ *кг/м²·сек*; $0,3 < w < 1,15$ *м/сек*; $0,3 < \overline{T} < 0,57$.

$\Delta t_{ср}$ — средняя логарифмическая разность температур, определяемая по формуле

$$\Delta t_{ср} = \frac{(t_н - t_W^к) - (t_к - t_W^к)}{2,3 \lg \dfrac{t_н - t_W^к}{t_к - t_W^к}} \quad . \tag{75}$$

Теплосодержание конденсата q, выпавшего из воздуха при охлаждении (в *ккал/ч*), определяется по формуле

$$q = t_п\,(d_н - d_к)\,0,001, \tag{76}$$

где $d_н$; $d_к$ — начальное и конечное влагосодержание воздуха, *г/кг*;

$t_п$ — температура конденсата определяемая по I—d-диаграмме, по среднему значению «точки росы» для точек H и K.

Температурный критерий

$$\overline{T} = \frac{t_н - t_м}{t_н - t_W^н} \quad , \tag{77}$$

где $t_м$ — температура мокрого термометра по начальному состоянию воздуха, *град*.

Если охлаждающая вода приготовляется в холодильной машине, температуру следует принимать максимально возможную

$$t_W^к = t_к - (2{,}0 \div 3{,}0)°. \qquad (78)$$

В этом случае режим работы холодильной машины будет наиболее выгодным, а расход энергии на производство холода минимальным.

Пример 60. Рассчитать поверхностный воздухоохладитель производительностью $G = 20240$ *кг/ч*. Охлаждающая вода приготовляется в холодильной машине. Процесс охлаждения воздуха происходит при неизменном влагосодержании $d = \text{const}$ (рис. 41).

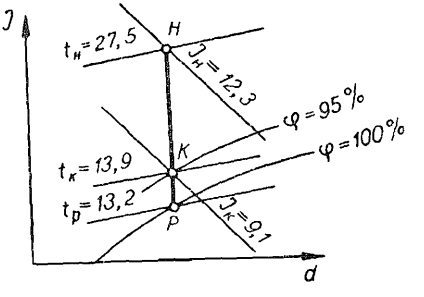


Рис. 41. К примеру 60.

По производительности, согласно каталогу [42], выбираем неорошаемый воздухоохладитель Кд 2040. Предварительно принимаем четыре ряда трубок, при этом $f_ж = 0{,}88$ *м*^{2}; $f_{тр} = 0{,}00762$ *м*^{2}; поверхность теплопередачи одного ряда трубок $F_0 = 33{,}6$ *м*^{2}.

Конечную температуру воды согласно условию (78) принимаем

$$t_W^к = t_к - 2{,}9 = 13{,}9 - 2{,}9 = 11°.$$

Так как охлаждающая вода готовится в холодильной машине, желательно температуру ее иметь максимальную. Это будет в том случае, когда расход ее максимальный, а перепад температур минимальный. Задаемся скоростью движения воды в трубках $w = 1{,}0$ *м/сек*, тогда расход воды, исходя из формулы (63),

$$G_W = f_{тр} w \cdot 3600 = 0{,}00762 \cdot 1{,}0 \cdot 3600 = 27{,}432 \text{ м}^3/ч = 27432 \text{ кг/ч}.$$

Начальная температура воды по формуле (71) должна быть

$$t_W^н = t_W^к - \frac{Q}{G_W} = 11{,}9 - \frac{20240\,(12{,}3 - 9{,}1)}{27432} = 9{,}5°.$$

Предварительно задаемся числом рядов трубок — 8 и определяем коэффициент теплопередачи (см. табл. 17)

$$k = 8{,}34\,(v\gamma)^{0{,}44} w^{0{,}18} = 8{,}34 \cdot 6{,}4^{0{,}44} \cdot 1{,}0^{0{,}18} = 19{,}2 \text{ ккал/м}^2 \cdot ч \cdot \text{град}.$$

Поверхность теплопередачи по формулам (74) и (75) должна быть

$$F = 1{,}2\,\frac{G\,(I_{\text{н}} - I_{\text{к}} - q)}{k\left[\dfrac{(t_{\text{н}} - t_W^{\text{к}}) - (t_{\text{к}} - t_W^{\text{к}})}{2{,}3\lg\dfrac{t_{\text{н}} - t_W^{\text{к}}}{t_{\text{к}} - t_W^{\text{н}}}}\right]} =$$

$$= 1{,}2\,\frac{20240\,(12{,}3 - 9{,}1 - 0)}{19{,}2\left[\dfrac{(27{,}5 - 11{,}0) - (13{,}9 - 9{,}5)}{2{,}3\lg\dfrac{27{,}5 - 11{,}0}{13{,}9 - 9{,}5}}\right]} = 192{,}0\ м^2.$$

Необходимое число рядов труб $n = \dfrac{F}{F_0} = \dfrac{192{,}0}{33{,}6} = 5{,}7$ ряда.

Принимаем шестирядный воздухоохладитель Кд 2040/6, имеющий $F = 201{,}6\ м^2$.

Вентиляторные установки

Подача воздуха от кондиционера в помещения осуществляется по воздухопроводам с помощью вентилятора, входящего в состав кондиционера. Гидравлический расчет воздухопроводов производится по обычной методике. Скорости в магистральных каналах следует принимать в пределах 6,0÷12,0 *м/сек*.

Вентиляторные установки типовых центральных кондиционеров поставляются в сборе, в составе центробежного вентилятора низкого давления с электродвигателем и клиноременной передачей, либо на одном валу (только для кондиционера Кд 10), смонтированные на металлической раме и пружинных амортизаторах. Для всех кондиционеров, кроме Кд 10 вентиляторные установки выпускаются для давлений 60, 80 и 120 *кГ/м*^{2}, при номинальной производительности кондиционера. Для Кд 10 давление принято 60, 80 и 100 *кГ/м*^{2}. Расчетное давление, которое будет развивать вентилятор, необходимо в каждом отдельном случае определять по каталожной характеристике [42] в зависимости от расчетной производительности вентилятора. Сопротивление кондиционера при расчетном расходе воздуха плюс сопротивление воздухопроводов должно равняться расчетному давлению, развиваемому вентилятором, с учетом запаса на неучтенные потери

$$H_{\text{в}} + H_{\text{к}} = 0{,}9H, \qquad (79)$$

где $H_{\text{в}}$ — сопротивление воздухопроводов по гидравлическому расчету, *кГ/м*^{2};

$H_к$ — расчетное сопротивление кондиционера, *кГ/м²*, определяемое по формуле

$$H_к = \Sigma H_с; \tag{80}$$

H — давление вентилятора кондиционера, *кГ/м²*, принимаемое по каталогу [42] при расчетной производительности

$$L = \frac{G}{1{,}2} \ м^3/ч; \tag{81}$$

$H_с$ — расчетное сопротивление отдельных секций кондиционера, *кГ/м²*, определяемое по формуле

$$H_с = H_н \left(\frac{G}{G_н}\right)^2; \tag{82}$$

$H_н$ — расчетное сопротивление при номинальной производительности по каталогу [42], *кГ/м²* (для секций подогрева принимается по табл. 13; для поверхностных воздухоохладителей — по табл. 17);

G — расчетный весовой расход воздуха, проходящего через секцию, *кг/ч*;

$G_н$ — то же, номинальный, *кг/ч*, равный

$$G_н = 1{,}2L_н; \tag{83}$$

$L_н$ — номинальная объемная производительность секции по каталогу [42], *м³/ч*.

При устройстве байпаса у камеры орошения необходимо обеспечить равенство потерь давления в камере $H_{кам}$ и в байпасе $H_б$. Для этого целесообразно в байпасе предусмотреть диафрагму

$$H_{кам} = H_б = \Sigma\zeta_б \frac{v_б^2}{2g} \gamma + H_д + H_{тр}, \tag{84}$$

где $\Sigma\zeta_б$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений байпаса;

$v_б$ — скорость воздуха в байпасе, *м/сек*;

$H_д$ — сопротивление диафрагмы, *кГ/м²*;

$H_{тр}$ — потери давления на трение в байпасе, *кГ/м²*.

Пример 61. Для условий примера 45 подобрать вентиляторную установку, секции кондиционера и сделать его компоновку.

По расчетному расходу воздуха $G = 23540$ *кг/ч* принимаем кондиционер Кд 20. По каталогу [42] выбираем следующие секции (рис. 42): клапан приемный *1* с утепленными лопатками Кд 2030; камеру промежуточную Кд 2007 *2*; клапан сдвоенный секционный Кд 2046 *3*, который устанавливается перед секциями

подогрева при теплоносителе пар (при воде не требуется); секции подогрева *4*, двухрядную Кд 2018 и однорядную Кд 2017 (согласно расчету в примере 55); камеру промежуточную Кд 2007 *2*; фильтр масляный самоочищающийся Кд 2006 *5*, который устанавливаем после секции подогрева, так как наружная расчетная температура холодного периода $t_н = -28°$; камеру рас-

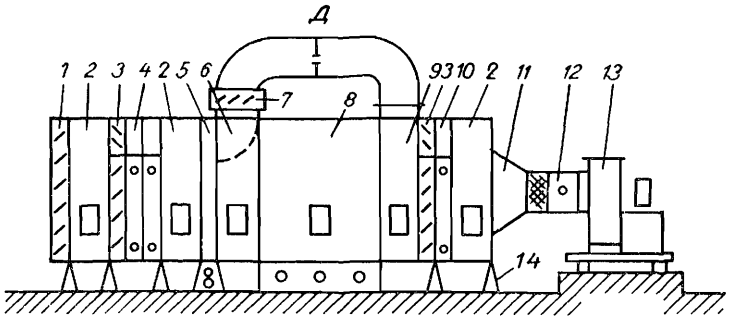


Рис. 42. Компоновка кондиционера к примеру 61.

пределительную Кд 2013 *6*; клапан проходной с ручным приводом Кд 2035 *7*, который принят из тех соображений, что по условиям примера соотношение расходов воздуха через камеру орошения и байпас постоянно и регулированию не подлежит; камеру орошения трехрядную Кд 2003 *8*; камеру смесительную Кд 2012 *9*; секцию подогрева однорядную Кд 2017 (по расчету) *10*; камеру промежуточную Кд 2007 *2*; секцию переходную к вентилятору Кд 2009 *11*; клапан Кд 1531 *12*; вентиляторную установку ВУ0811 *13* и подставки Кд 0011 *14*.

Рассчитываем сопротивления кондиционера. Согласно формуле (83)

$$G_н = 1{,}2 \cdot L_н = 1{,}2 \cdot 20000 = 24000 \ кг/ч.$$

Для всех секций, кроме камеры орошения, $G = 23540 \ кг/ч$; $\left(\frac{G}{G_н}\right)^2 = \left(\frac{23540}{24000}\right)^2 = 0{,}96$. Для камеры орошения $G = 19300 \ кг/ч$; $\left(\frac{G}{G_н}\right)^2 = 0{,}65$. Номинальные $H_к$ сопротивления секций по каталогу [42] составляют: клапан приемный — 2,0 $кГ/м^2$, клапан сдвоенный — сопротивление учитывается вместе с секцией подогрева; фильтр 10,0 $кГ/м^2$; камера орошения — 17,0 $кГ/м^2$; секция переходная к вентилятору — 2,7 $кГ/м^2$; камеры промежуточная,

распределительная и смесительная — сопротивление не учитывается; клапан Кд 1531—0,2 $\frac{v_н^2}{2g} \cdot 1{,}2$.

Здесь $v_н$ — скорость во входном патрубке вентилятора при номинальной производительности:

$$v_н = \frac{L_н}{f_{вх} \cdot 3600} = \frac{20000 \cdot 4}{3{,}14 \cdot 0{,}72^2 \cdot 3600} = 13{,}7 \ м/сек;$$

$$H_н = 0{,}2 \ \frac{13{,}7^2}{2 \cdot 9{,}81} \ 1{,}2 = 2{,}3 \ кГ/м^2.$$

Сопротивления секций подогрева при $v\gamma = 9{,}37 \ кГ/м^2 \cdot сек$ (см. пример 55), согласно табл. 13, составляют: двухрядной секции с клапаном $H_с = 14{,}3 \ кГ/м^2$; однорядной секции с клапаном $H_с = 9{,}0 \ кГ/м^2$, без клапана $H_с = 7{,}7 \ кГ/м^2$. Так как секции подогрева установлены до фильтров на величину сопротивления, следует принять запас 10%.

Общее сопротивление кондиционера

$$H_к = \Sigma H_с = (2{,}0 + 10{,}0 + 2{,}7 + 2{,}3) \cdot 0{,}96 + 17{,}0 \cdot 0{,}65 + 1{,}1 \times \\ \times (14{,}3 + 7{,}7) + 9{,}0 = 61{,}5 \ кГ/м^2.$$

Принимаем вентиляторную установку Кд 2077 с давлением 120 $кГ/м^2$ при номинальной производительности.

Определяем расчетную объемную производительность вентилятора

$$L = \frac{G}{\gamma} = \frac{23540}{1{,}20} = 19616 \ м^3/ч.$$

Здесь $\gamma = 1{,}20 \ кг/м^3$ — объемный вес воздуха, при котором составлена характеристика вентилятора.

При расчетной производительности и $n = 1190 \ об/мин$ вентилятор по каталожной характеристике [42] создаст давление $H = 127 \ кГ/м^2$. Воздухопроводы от кондиционера до помещения согласно условию (79) должны быть рассчитаны на сопротивление

$$H_в = 0{,}9 \cdot H - H_к = 0{,}9 \cdot 127 - 61{,}5 = 52{,}8 \ кГ/м^2.$$

Байпас должен иметь сопротивление, равное сопротивлению камеры орошения, т. е.

$$H_б = 17{,}0 \cdot 0{,}65 = 11{,}1 \ кГ/м^2;$$

при расходе воздуха $G_б = 4240 \ кг/ч$ или

$$L_б = \frac{G_б}{\gamma} = \frac{4240}{1{,}20} = 3533 \ м^3/ч.$$

Сечение байпаса принимаем по размеру присоединительного фланца проходного клапана и смесительной камеры — 1536×
×552 *мм*. Скорость в байпасе

$$v_б = \frac{}{1{,}54 \cdot 0{,}55 \cdot 3600} \cdot \frac{3533}{} = 1{,}16 \ м/сек.$$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений по формуле (84) должна быть

$$\Sigma\zeta = \frac{H_б \cdot 2g}{v_б^2 \gamma} = \frac{11{,}1 \cdot 2 \cdot 9{,}81}{1{,}16^2 \cdot 1{,}209} = 134{,}2.$$

Байпас имеет следующие местные сопротивления: вход в распределительную камеру и поворот потока $\zeta = 1{,}3$; проходной клапан $\zeta = 1{,}0$; два отвода $\zeta = 2 \cdot 0{,}5 = 1{,}0$. Итого $1{,}3 + 1{,}0 + 1{,}0 = 3{,}3$. Необходимо установить в байпасе дроссельную диафрагму; $\zeta_д =$ $= 134{,}2 — 3{,}3 = 130{,}9$. Согласно опубликованным методам расчета диафрагм [2], для получения такого коэффициента отверстие диафрагмы должно быть 0,118 $м^2$.

Размер отверстия диафрагмы принимаем 350×350 *мм*, оставляя запас на монтажную регулировку проходным клапаном.

Глушители шумов

Чтобы уменьшить уровень шума, создаваемого вентилятором кондиционера, необходимо устанавливать кондиционер в отдельном помещении со звукоизолирующими ограждающими конструкциями, монтировать вентилятор на пружинных виброизоляторах, патрубки вентилятора присоединять к воздухопроводам через гибкие вставки и устанавливать на воздухопроводах шумоглушители.

Конечной целью акустического расчета является выбор шумоглушителей, которые обеспечивали бы в кондиционируемом помещении допустимый для него уровень шума. В процессе расчета определяется уровень звуковой мощности шума вентилятора, допустимый уровень звукового давления в помещении, потери звуковой мощности внутри помещения и в воздухопроводах, необходимое заглушение шума и выбор типа глушителей.

Рекомендации по акустическому расчету разработаны Институтом Сантехпроект на основании методики и материалов Е. Я. Юдина и И. К. Разумова [21]. Рабочие чертежи шумоглушителей разработаны институтами Сантехпроект и Строительнойной физики [35].

Все расчеты производятся для восьми октавных полос со средними геометрическими частотами 62, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 *гц*. Уровень звуковой мощности вентилятора для каждой октавной полосы

$$L_м = L_{об} - Б; \tag{85}$$

$$L_{об} = L_0 + 10 \lg Q + 25 \lg H + A_р. \tag{86}$$

Допустимый уровень звукового давления в помещении $L_{доп}$ определяется по СНиП II-Г. 7—62 и др. [34, 40, 21] (табл. 18).

Таблица 18. **Предельно допустимые уровни звукового давления шума, проникающего в помещения, $L_{доп}$, *дб* [40]**

Назначение помещений	Среднегеометрические частоты октавных полос, *гц*							
	62	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Шумы, проникающие извне в помещения, находящиеся на территории промышленных предприятий:								
конструкторское бюро, комнаты расчетчиков и программистов счетно-электронных машин, лаборатории для обработки экспериментальных данных и лаборатории без собственных источников шума	71	61	54	49	45	42	40	38
здравпункты и заводоуправления	79	70	63	58	55	52	50	49
на рабочих местах в производственных помещениях	98	93	88	83	78	73	68	68
Палаты, кабинеты врачей и операционные больниц	51	39	31	24	20	17	14	13
Спальные детских учреждений и интернатов	55	44	35	29	25	22	20	18
Читальные и конференц-залы, зрительные залы в театрах, клубах, кино	59	48	40	34	30	27	25	23
Классы и аудитории	63	52	45	39	35	32	30	28
Кабинеты и рабочие помещения в административных зданиях	67	57	49	44	40	37	35	33
Операционные залы почт, телеграфов и банков, залы кафе, столовых и ресторанов, фойе театров и кино	71	61	54	49	45	42	40	38
Торговые залы магазинов и спортзалы	75	66	59	54	50	47	45	43
Пассажирские залы вокзалов и аэропортов	79	70	63	58	55	52	50	49
Узлы телефонной, радио и радио-телефонной сети и диспетчерские пункты, пульты централизованного управления	75	66	59	54	50	47	45	43

Таблица 19. **Потери звуковой мощности в воздухопроводах** $\Delta L_{\text{возд}}$, *дб*

Элементы воздухопровода	Площадь сечения $м^2$	Среднегеометрические частоты октавных полос, *гц*							
		62	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Прямые участки, $\Delta L_c^{\text{пр}}$									
Потери на длине прямого участка l, равной эквивалентному диаметру воздухопровода $Д_э$:									
стальные воздухопроводы	—	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,05
каналы из кирпича, бетона, асбестоцемента	—	0,04	0,04	0,11	0,15	0,18	0,22	0,27	0,3
Фасонные части, $\Delta L_c^{\text{фас}}$									
Одиночные колена	0,05	0	0	0,4	2,0	4,9	3,7	3,0	3,(
	0,10	0	0,3	0,5	3,6	4,2	3,1	3,0	3,(
	0,25	0	0,4	2,5	4,7	3,6	3,0	3,0	3,(
	0,50	0,3	1,1	4,0	4,0	3,0	3,0	3,0	3,(
	1,00	0,4	2,5	4,7	3,6	3,0	3,0	3,0	3,0
Два колена один за другим	0,05	0	0	0,8	3,4	6,9	6,3	5,0	5,0
	0,10	0	0,6	1,5	5,5	6,5	5,4	5,0	5,0
	0,25	0,2	0,9	4,1	6,7	6,1	5,0	5,0	5,0
	0,50	0,6	2,1	6,0	6,5	5,0	5,0	5,0	5,0
	1,00	0,9	4,2	6,7	6,1	5,0	5,0	5,0	5,0
Тройники на проход $F_{\text{пр}}$	0,05	2,0	1,0	0,2	0	0	0	0	0
	0,10	1,6	0,4	0	0	0	0	0	0
	0,25	0,8	0	0	0	0	0	0	0
	0,50	0,4	0	0	0	0	0	0	0
	1,00	0	0	0	0	0	0	0	0
Тройник на ответвление $F_{\text{от}}$	0,05	2,0	1,0	0,2	0,3	1,2	3,3	5,9	6,0
	0,10	1,6	0,4	0,1	0,6	2,3	4,6	6,0	6,0
	0,25	0,8	0,1	0,4	1,6	3,8	5,9	6,0	6,0
	0,50	0,4	0,1	0,8	2,5	5,0	6,0	6,0	6,0
	1,00	0	0,4	1,6	3,3	5,9	6,0	6,0	6,0

Продолжение табл. 19

Элементы воздухопровода	Площадь сечения $м^2$	Среднегеометрические частоты октавных полос, *гц*							
		62	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Вентиляционные решетки	0,05	14,0	10,0	7,2	6,0	5,9	4,7	4,0	4,0
	0,10	11,5	8,6	6,0	6,0	5,2	4,3	4,0	4,0
	0,25	9,5	6,7	6,0	5,7	4,6	4,0	4,0	4,0
	0,50	8,2	6,0	6,0	5,0	4,0	4,0	4,0	4,0
	1,00	6,7	6,0	5,7	4,6	4,0	4,0	4,0	4,0
Плавные и внезапные изменения сечения при отношениях F/f:									
2	—	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
4	—	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
6	—	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
9	—	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8

Примечание. Для тройников на проход к табличным данным добавляют $10lg\left(1+\frac{F_{от}}{F_{пр}}\right)$; для тройника на ответвление $-10lg\left(1+\frac{F_{пр}}{F_{от}}\right)$.

Потери звуковой мощности в помещении и в воздухопроводах (табл. 19)

$$\Delta L_{пом} = 10 \lg A \frac{F_р}{\Sigma F} - 10 - \Delta; \quad (87)$$

$$A = S_1 \cdot \alpha_1 + S_2 \cdot \alpha_2 + \ldots + S_n \cdot \alpha_n + A_1 + A_2 + \ldots + A_n; \quad (88)$$

$$\Delta L_{возд} = \Sigma \Delta L_c. \quad (89)$$

Требуемое заглушение шума

$$\Delta L_{тр.\,з} = L_м - (\Delta L_{возд} + \Delta L_{пом} + L_{доп}). \quad (90)$$

Живое сечение и длина глушителя равны:

$$F_{гл} = \frac{Q}{v_{доп}}; \quad (91)$$

$$l_{гл} = \frac{\Delta L_{тр.\,з}}{\Delta L_{гл}}. \quad (92)$$

Гидравлическое сопротивление глушителя

$$H_{гл} = \left(\zeta + \lambda \frac{l}{D_э}\right) \frac{v_{гл}^2}{2g} \gamma. \quad (93)$$

Эквивалентный диаметр глушителя

$$D_э = \frac{2ab}{a+b}. \quad (94)$$

Здесь $L_{об}$ — общий уровень звуковой мощности аэродинамического шума вентилятора, *дб*;

$A_р$ — поправка на отклонение режима работы вентилятора от режима при максимальном к.п.д., принимаемая по табл. 21, *дб*;

$Б$ — относительный спектр звуковой мощности шума вентилятора, принимаемый по табл. 20, *дб*;

L_0 — постоянная, зависящая от типа вентилятора и принимаемая по табл. 20, *дб*;

$\Delta L_с$ — потери звуковой мощности на отдельном участке, принимаемые по табл. 19, *дб*;

A — звукопоглощение помещением, $м^2$;

$S_1, \ldots S_n$ — площади ограждений (стен, окон, пола, потолка), $м^2$;

$\alpha_1, \ldots, \alpha_n$ — коэффициенты звукопоглощения ограждений помещения, принимаемые по табл. 22;

$A_1, A_2, \ldots, A_n$ — эквивалентные площади поглощения отдельных поглотителей (люди, кресла, стулья), $м^2$, которые учитываются только для зрительных залов и залов собраний по табл. 22;

$F_р$ — площадь решетки на расчетном участке воздухопровода, $м^2$;

ΣF — общая площадь решеток в помещении, $м^2$;

Δ — поправка на высоту расположения решетки, при $h_р > 2{,}0$ *м* $\Delta = 0$, при $h_р \leqslant 2{,}0$ *м* $\Delta = 3$;

$\Delta L_{гл}$ — заглушение шума в глушителе в данной полосе частот при $l_{гл} = 1{,}0$ *м*, *дб/м*;

l — фактическая длина глушителя, *м*;

a, b — размеры поперечного сечения глушителя, *м*.

Таблица 20. **Относительный спектр звуковой монщости шума вентилятора** $Б$, *дб*

Вентилятор	Число оборотов вентилятора	Среднегеометрические частоты октавных полос, *гц*							
		62	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Центробежный	180— 350	6	9	13	17	21	26	30	36
	350— 700	3	6	9	13	17	21	26	30
	700—1400	13	3	6	9	13	17	21	26
	1400—2800	20	13	3	6	9	13	17	21
Осевой 4-лопастный	960	7	6	5	5	5	10	16	23
	1400	10	7	5	5	5	7	10	16

Таблица 21. **Значения L_0 и $A_р$, *дб***

Распространение звука	Тип и серия вентиляторов									
	Осевые				Центробежные					
	06-320; МЦ-4		Ц9-55		ВР; ВРС		ВВД		Ц4-70; Ц4-76	
	L_0	$A_р$	L_0	$A_р$	L_0	$A_р$	L_0	$A_р$	L_0	$A_р$
Со стороны всасывания	44	2	44	0	40	0	40	2	34	5
Со стороны нагнетания	44	2	48	5	44	5	48	2	38	5

Примечание. Величины $A_р$ учитываются, если производительность вентилятора отличается от производительности при максимальном к.п.д. более чем на ±40%.

Таблица 22. **Коэффициенты звукопоглощения α**

Звукопоглощающие элементы	Общая толщина, *мм*	Среднегеометрические частоты октавных полос, *гц*							
		62	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Для элементов здания									
Стены кирпичные неоштукатуренные	—	0,024	0,024	0,024	0,030	0,040	0,048	0,064	0,07
То же, оштукатуренные с клеевой покраской	—	0,013	0,013	0,015	0,018	0,025	0,037	0,048	0,050
То же, оштукатуренные с масляной покраской	—	0,009	0,009	0,011	0,013	0,016	0,017	0,018	0,018
Перегородки гипсовые пустотелые с клеевой покраской	—	0,013	0,013	0,015	0,018	0,026	0,038	0,045	0,050
Стены бетонные с затиркой, бетонные перекрытия и полы	—	0,010	0,010	0,012	0,014	0,018	0,022	0,028	0,035
Перегородки деревянные оштукатуренные	—	0,10	0,10	0,11	0,09	0,08	0,08	0,09	0,10
Панели деревянные по стенам	—	0,098	0,098	0,11	0,10	0,09	0,08	0,04	0,04
Окна (стекло)	—	0,035	0,035	0,032	0,029	0,026	0,026	0,020	0,019
Полы досчатые	—	0,10	0,10	0,11	0,09	0,08	0,08	0,09	0,10
Полы паркетные по гудрону	—	0,04	0,04	0,04	0,07	0,06	0,06	0,07	0,07
Полы из линолеума	—	0,02	0,02	0,03	0,03	0,035	0,038	0,040	0,040

Продолжение табл. 22

Звукопоглощающие элементы	Общая толщина, *м*	Среднегеометрические частоты октавных полос, *гц*							
		62	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Для звукопоглощающих облицовок из неспециализированных материалов									
Антипирированная хлопчатобумажная ткань, укрепленная на стене	10	0,05	0,07	0,31	0,49	0,81	0,66	0,54	0,40
Ковер с ворсом на полу	5	0,10	0,10	0,13	0,30	0,30	0,27	0,25	0,25
Фанерная обшивка 6-миллиметровая на расстоянии 50 *мм* от стены	56	0,12	0,24	0,25	0,21	0,12	0,12	0,11	0,10
Два слоя древесноволокнистых плит на расстоянии 50 *мм* от стены	70	0,15	0,25	0,63	0,68	0,83	0,70	0,40	0,20
Перфорированный винипласт на расстоянии 100 *мм* от стены	100	0,20	0,40	0,65	0,68	0,60	0,55	0,48	0,45
Пропласт листовой 50-миллиметровый на расстоянии 50 *мм* от стены	100	0,15	0,70	0,70	0,65	0,75	0,80	0,85	0,90
Вентиляционные решетки	—	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Для мебели и людей в зрительных и конференц-залах									
Жесткие и полужесткие стулья (1 стул)	—	0,02	0,02	0,02	0,02	0,03	0,04	0,03	0,03
Мягкие кресла (1 кресло)	—	0,11	0,11	0,16	0,25	0,34	0,44	0,43	0,40
Люди (1 чел.)	—	0,35	0,36	0,45	0,46	0,48	0,49	0,50	0,50

Допустимая скорость воздуха в глушителе $v_{доп}$ зависит от допустимого уровня звукового давления в помещении N при частоте 1000 *гц*.

Допустимая скорость воздуха в шумоглушителе $v_{доп}$

N, *дб*	50	45	35	25
$v_{доп}$, *м/сек*	10	8	6	4

Суммарный коэффициент местного сопротивления шумоглушителя ζ

$\frac{F_{жив}}{F_{габ}}$	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
ζ	0,85	0,65	0,5	0,35	0,25	0,15

Примечание. Для трубчатых шумоглушителей $\zeta=0$.

Коэффициент трения глушителя λ

$D_э$, *м*	0,1	0,2	0,4	0,6	1	1,5 и более
λ	0,06	0,05	0,04	0,03	0,03	0,025

Пример 62. Рассчитать необходимое заглушение аэродинамического шума от вентилятора кондиционера Кд 20, проникающего в помещение читального зала через группу вентиляционных решеток $F_р=2000\times600$, расположенных на высоте $h_р=3{,}5$ *м*. В помещение поступает также воздух через другую такую же решетку. Помещение имеет размеры $24{,}0\times\times12{,}0\times4{,}5$ *м*. Площадь окон $S_{ок}=36{,}0$ *м*^{2}. Число посадочных мест — 200. Стены кирпичные оштукатуренные; междуэтажное перекрытие — железобетонные плиты; пол — паркетный на битумной мастике. Мебель — 200 столов и 200 стульев.

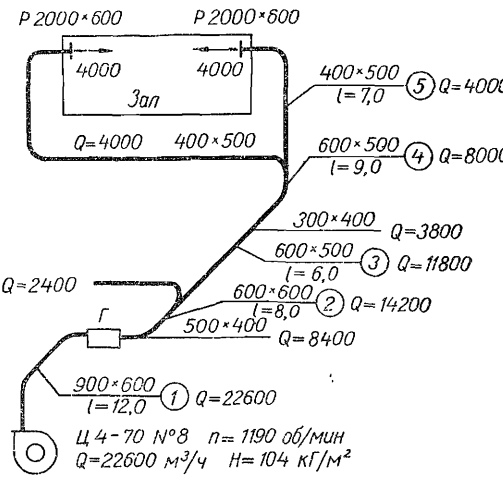


Рис. 43. Расчетная схема воздухопроводов к примеру 62.

Вентилятор кондиционера — Ц4-70 № 8, $n=1190$ *об/мин*, $Q=22600$ *м*^{3}*/ч*, $H=104$ *кГ/м*^{2}; воздухопроводы металлические,

Таблица 23. **Расчетные величины к примеру 62**

Обозначение расчетных величин	Среднегеометрические частоты октавных полос, *гц*							
	62	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$Б$ (по табл. 20)	13,0	3,0	6,0	9,0	13,0	17,0	21,0	26,0
$L_м = L_{об} - Б$	83,5	93,5	90,5	87,5	83,5	79,5	75,5	69,5
$L_{доп}$ (по табл. 18)	59,0	48,0	40,0	34,0	30,0	27,0	25,0	23,0
$\alpha_{ст}$ (по табл. 22)	0,013	0,013	0,015	0,018	0,025	0,037	0,048	0,050
$A_{ст} = S_{ст}\alpha_{ст}$	3,7	3,7	4,3	5,2	7,2	10,7	13,8	14,4
$\alpha_{ок}$ (по табл. 22)	0,035	0,035	0,032	0,029	0,026	0,026	0,020	0,019
$A_{ок} = S_{ок}\alpha_{ок}$	1,3	1,3	1,1	1,0	0,9	0,9	0,7	0,7
$\alpha_{пол}$ (по табл. 22)	0,04	0,04	0,04	0,07	0,06	0,06	0,07	0,07
$A_{пол} = S_{пол}\alpha_{пол}$	11,5	11,5	11,5	2,0	1,7	1,7	2,0	2,0
$\alpha_{пот}$ (по табл. 22)	0,013	0,013	0,015	0,018	0,026	0,038	0,045	0,050
$A_{пот} = S_{пот}\alpha_{пот}$	3,7	3,7	4,3	5,2	7,5	10,9	13,8	14,4
$\alpha_{люд}$ (по табл. 22)	0,35	0,36	0,45	0,46	0,48	0,49	0,50	0,50
$A_{люд} = S_{люд}\alpha_{люд}$	35,0	36,0	45,0	46,0	48,0	49,0	50,0	50,0
$\alpha_{меб}$ (по табл. 22)	0,02	0,02	0,02	0,02	0,03	0,04	0,03	0,03
$A_{меб} = S_{меб}\alpha_{меб}$	8,0	8,0	8,0	8,0	12,0	16,0	12,0	12,0

$A = \Sigma (S \cdot \alpha)$	63,2	64,2	74,2	67,4	77,3	89,2	92,3	93,5
$\Delta L_{\text{пом}} = 10 \lg A \frac{F_{\text{р}}}{\Sigma F} - 10 - \Delta$	5,0	5,4	5,7	5,3	5,9	6,5	6,7	6,7
$\Delta L_{\text{возд}}$ по участкам:								
1—$\Delta L_{\text{с}}^{1}$ прямой воздухопровод	0,2	0,2	0,3	0,3	0,5	0,7	0,8	0,8
спаренное колено	0,6	2,1	6,0	6,5	5,0	5,0	5,0	5,0
2—$\Delta L_{\text{с}}^{2}$ прямой воздухопровод	0,1	0,1	0,3	0,3	0,4	0,5	0,7	0,7
тройник на ответвление	2,5	2,0	2,5	3,9	4,9	6,5	6,6	6,6
3—$\Delta L_{\text{с}}^{3}$ прямой воздухопровод	0,1	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5
4—$\Delta L_{\text{с}}^{4}$ прямой воздухопровод	0,2	0,2	0,3	0,3	0,5	0,6	0,8	0,8
колено	0,1	0,5	2,8	4,6	3,5	3,0	3,0	3,0
5—$\Delta L_{\text{с}}^{5}$ прямой воздухопровод	0,2	0,2	0,3	0,3	0,5	0,6	0,8	0,8
тройник на проход	4,5	3,3	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
решетка с коленом	6,1	4,1	2,2	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
$\Sigma\Delta L = \Delta L_{\text{пом}} + \Delta L_{\text{возд}}$	16,6	18,2	23,6	26,7	26,5	28,8	29,9	29,9
$\Delta L_{\text{тр. з}} = L_{\text{м}} - (\Delta L_{\text{возд}} + \Delta L_{\text{пом}} + L_{\text{доп}})$	7,9	27,3	26,9	26,8	27,0	23,7	20,6	16,4
$\Delta L_{\text{гл}}$	4,0	8,0	15,0	17,5	20,0	17,5	10,0	8,0
$l_{\text{гл}} = \frac{\Delta L_{\text{тр. з}}}{\Delta L_{\text{гл}}}$	3,2	3,7	1,9	1,8	1,5	1,5	2,3	2,4

изолированные минераловатными плитами. Конфигурация сети, размеры и другие данные приведены на рис. 43.

Определяем общий уровень звуковой мощности аэродинамического шума вентилятора по формуле (86), принимая по табл. 21.

$$L_0 = 38\ дб; \quad Q = \frac{22600}{3600} = 6{,}28\ м^3/сек;$$

$$L_{об} = L_0 + 10\lg Q + 25\lg H + A_р = 38 + 10\lg 6{,}28 + 25\lg 104 = 96{,}5\ дб.$$

$A_р = 0$, так как нет отклонения работы вентилятора от режима максимального к.п.д.

Уровень звуковой мощности шума вентилятора в октавных полосах по формуле (85), при том, что для октавной полосы 62 *гц* $Б = 13$ *дб* (табл. 20).

$$L_м = L_{об} - Б = 96{,}5 - 13 = 83{,}5\ дб.$$

Для других октавных полос расчет приведен в табл. 23.

Допустимый уровень звукового давления для читального зала принимаем по табл. 18. Для частоты 62 *гц* $L_{доп} = 59$ *дб* (для остальных частот — см. табл. 23).

Определяем звукопоглощение отдельными конструкциями помещения по формуле (88) и сводим в таблицу (табл. 23). Например, звукопоглощение стенами при

$$S_{ст} = 2\,(24{,}0 + 12{,}0)\ 4{,}5 - 35{,}0 = 289{,}0\ м^2$$

и $\alpha_{ст} = 0{,}013$ (см. табл. 22)

$$A_{ст} = S_{ст}\alpha_{ст} = 289{,}0 \cdot 0{,}013 = 3{,}7\ дб.$$

Далее определяем потери звуковой мощности в помещении по формулам (87) и (88) и в воздухопроводах по формуле (89). Так, на участке *1* по формуле (94)

$$D_э = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}6}{0{,}9 + 0{,}6} = 0{,}72\ м:$$

длина участка, выраженная в калибрах

$$l_к = \frac{l}{D_э} = \frac{12{,}0}{0{,}72} = 16{,}7.$$

Потери на прямом участке (см. табл. 19)

$$\Delta L_с = 16{,}7 \cdot 0{,}01 = 0{,}2\ дб;$$

потери в спаренном колене при $F = 0{,}54\ м^2$; $\Delta L_с^к = 0{,}6\ дб$.

Такой же расчет производим по другим участкам.

Участок 2. $D_э = \frac{2 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}6}{0{,}6 + 0{,}6} = 0{,}60$ *м*; $F = 0{,}6 \cdot 0{,}6 = 0{,}36$ *м*^{2};

$l_к = \frac{8{,}0}{0{,}60} = 13{,}4$;

$$\Delta L_c^{пр} = 13{,}4 \cdot 0{,}01 = 0{,}1 \text{ } дб.$$

Потери в тройнике на ответвлении по табл. 19

$$\Delta L_c^{тр} = 0{,}6 + 10 \lg \left(1 + \frac{0{,}20}{0{,}36}\right) = 2{,}5 \text{ } дб.$$

Участок 3. $D_э = \frac{2 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}5}{0{,}6 + 0{,}5} = 0{,}55$ *м*; $F = 0{,}3$ *м*^{2}; $l_к = \frac{6{,}0}{0{,}55} =$

$= 10{,}9$;

$$\Delta L_c^{пр} = 10{,}9 \cdot 0{,}01 = 0{,}1 \text{ } дб.$$

Участок 4. $D_э = 0{,}55$ *м*; $F = 0{,}30$ *м*^{2}; $l_к = \frac{9{,}0}{0{,}55} = 16{,}4$;

$$\Delta L_c^{пр} = 16{,}4 \cdot 0{,}01 = 0{,}2 \text{ } дб; \text{ колено } \Delta L_c^{к} = 0{,}1.$$

Участок 5. $D_э = \frac{2 \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}5}{0{,}4 + 0{,}5} = 0{,}44$ *м*; $F = 0{,}4 \cdot 0{,}5 = 0{,}20$ *м*^{2};

$l_к = \frac{7{,}0}{0{,}44} = 15{,}9$;

$$\Delta L_c^{пр} = 15{,}9 \cdot 0{,}01 = 0{,}2 \text{ } дб.$$

Тройник на проход

$$\Delta L_c^{тр} = 1{,}5 + 10 \lg \left(1 + \frac{0{,}20}{0{,}20}\right) = 4{,}5 \text{ } дб;$$

решетка с коленом $\Delta L_c^{р} = 6{,}1$ *дб*.

Общие потери звуковой мощности

$$\Sigma \Delta L = \Delta L_{пом} + \Delta L_{возд} = 2{,}0 + 0{,}2 + 0{,}6 + 0{,}1 + 2{,}5 + 0{,}1 + 0{,}2 + 0{,}1 + 0{,}2 + 4{,}5 + 6{,}1 = 16{,}6 \text{ } дб.$$

Требуемое заглушение шума определяем по формуле (90)

$$\Delta L_{тр.\,з} = L_м - (\Delta L_{пом} + \Delta L_{возд} + L_{доп}) = 83{,}5 - (16{,}6 + 59{,}0) = 7{,}9 \text{ } дб.$$

Шумоглушитель предварительно принимаем трубчатый тип В007 сечением 200×200 *мм*. Заглушение шума на 1 *м* длины глушителя при 62 *гц* $\Delta L_{гл} = 4{,}0$ *дб*. Необходимая длина глушителя

$$l_{гл} = \frac{\Delta L_{тр.\,з}}{\Delta L_{гл}} = \frac{7{,}9}{4{,}0} = 1{,}98 \text{ } м.$$

Длину глушителя принимаем по той частоте, которая требует наибольшей длины — в нашем случае это частота 125 *гц*. Принимаем длину глушителя $l_{гл} = 4{,}0$ *м* [35].

Живое сечение глушителя при $v_{доп} = 5{,}0$ *м/сек*.

$$F = \frac{Q}{v_{доп}} = \frac{6{,}3}{5{,}0} = 1{,}26 \ м^2.$$

Необходимое число элементов глушителя

$$n = \frac{F}{F_0} = \frac{1{,}26}{0{,}04} = 32 \text{ шт.}$$

Принимаем $6 \cdot 6 = 36$ шт. Поперечное сечение всего глушителя равно 2400×2400 *мм*. Сопротивление глушителя по формуле (93)

$$H_{гл} = \left(0 + 0{,}05 \cdot \frac{4{,}0}{0{,}2}\right) \cdot \frac{5^2}{2 \cdot 9{,}81} \cdot 1{,}2 = 1{,}5 \ кГ/м^2.$$

Холодильные установки

При охлаждении воздуха в кондиционерах с понижением теплосодержания (по политропическим процессам) требуется подвод извне холода. Естественными источниками холода могут быть артезианская вода, холодная вода горных рек и озер, лед, искусственными — холодильные установки. В системах КВ применяются преимущественно искусственные источники холода — фреоновые холодильные машины: при расходе холода до 3,0 млн. *ккал/ч* — поршневые; от 1,5 млн. *ккал/ч* и более — центробежные; для промышленных систем применяются также аммиачные машины; от 150 тыс. до 10,0 млн. *ккал/ч* — поршневые, от 9,0 млн. *ккал/ч* и более — центробежные. Бромистолитиевые абсорбционные, а также пароэжекторные машины могут применяться при наличии дешевого (отбросного) тепла и пара [29].

Холодопроизводительность холодильных машин

$$Q = kQ_x = kG(I_н - I_к), \qquad (95)$$

где Q_x — расход холода на охлаждение воздуха в кондиционере, *ккал/ч*;

G — расход охлажденного воздуха;

$I_н$; $I_к$ — начальное и конечное теплосодержание охлажденного воздуха, согласно схеме процесса обработки воздуха;

k — запас на потери холода.

Согласно СНиП II-Г. 7—62 при $Q_x < 150$ *тыс. ккал/ч*, $k =$

$=1{,}15 \div 1{,}20$; при $150 < Q_x < 1500$ тыс. $k = 1{,}12 \div 1{,}15$; при $Q_x > 1500$ тыс. $k = 1{,}07 \div 1{,}12$.

Холодопроизводительность холодильной машины зависит от ее рабочего режима, который определяется следующими показателями: температурой испарения хладоагента в испарителе t_0, которая должна быть не ниже $+1{,}0°$; температурой конденсации паров хладоагента в конденсаторе $t_к^р$ и температурой переохлаждения хладоагента $t_п$:

$$t_0 = t_W^{ср} - \Delta t_и' = \frac{t_W + t_W^к}{2} - (3 \div 6°); \tag{96}$$

$$t_к^р = t_c^к + (3 \div 4°); \tag{97}$$

$$t_п = t_c^н + (1 \div 2°). \tag{98}$$

Здесь t_W; $t_W^к$ — начальная и конечная температура воды, поступающей на охлаждение воздуха в кондиционер, согласно расчету процесса обработки воздуха;

$\Delta t_и'$ — рекомендуемый перепад температур, равный 3—6°;

$t_c^н$; $t_c^к$ — начальная и конечная температура охлаждающей воды конденсатора, определяемая расчетом системы водоснабжения конденсаторов.

Максимальные температуры должны быть: для фреоновых машин $t_c^к \leqslant 36°$; для аммиачных машин $t_c^к \leqslant 32{,}0°$;

$$t_c^к = t_c^н + (4 \div 6°). \tag{98а}$$

Типовым режимом фреоновых холодильных машин для систем КВ является $t_0 = +5{,}0°$; $t_к = +35{,}0°$ и $t_п = +30{,}0°$.

Подбор холодильных машин производится по каталогам [43] в зависимости от необходимой холодопроизводительности и с учетом рабочего режима. Холодопроизводительность машины при рабочем режиме

$$Q = Q_т \frac{q_V^р \lambda_р}{q_V^т \lambda_т}, \tag{99}$$

где Q — холодопроизводительность машины при рабочем режиме, *ккал/ч*;

$Q_т$ — холодопроизводительность машины по каталогу при типовом режиме, *ккал/ч*;

$q_V^р$; $q_V^т$ — объемная холодопроизводительность паров хладоагента при рабочем и типовом режимах (рис. 44, *а*), *ккал/м*^{3};

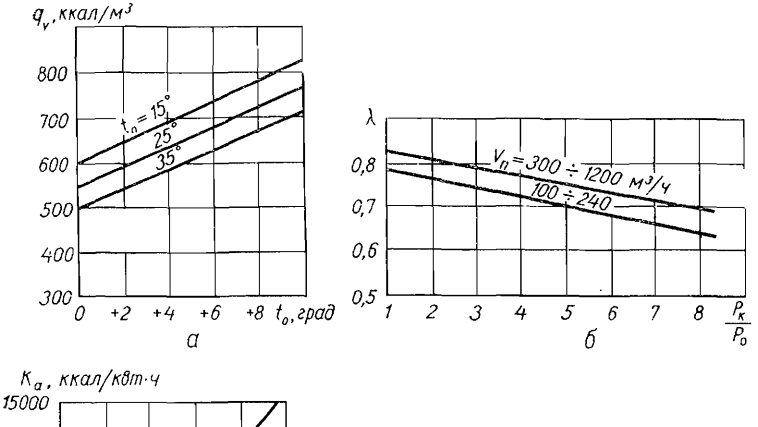


Рис. 44. Данные для расчета компрессоров на фреоне—12:
а — объемная холодопроизводительность q_V; *б* — коэффициент подачи компрессоров λ; *в* — удельная холодопроизводительность K_a.

$\lambda_р$; $\lambda_т$ — коэффициент подачи компрессора при рабочем и типовом режиме (рис. 44, *б*).

Поверхность теплопередачи испарителя и конденсатора определяются по следующим уравнениям:

$$F_и = \frac{Q}{K_и \Delta t_и}, \qquad (100)$$

$$F_к = \frac{Q_к}{K_к \Delta t_к}. \qquad (101)$$

Здесь $K_и$, $K_к$ — коэффициент теплопередачи испарителя и и конденсатора; для кожухотрубных фреоновых теплообменников при холодоносителе — вода $K_и = 300 \div 450$ *ккал/м²·ч·град*; $K_к = 350 \div 550$ *ккал/м²·ч·град*; $\Delta t_и$ — перепад температур в испарителе

$$\Delta t_и = \frac{t_W + t_W^к}{2} - t_0^р; \qquad (102)$$

$t_o^р$ — температура испарения хладоагента при рабочем режиме;

$Q_к$ — расход тепла в конденсаторе

$$Q_к = Q + 864N_i; \tag{103}$$

N_i — индикаторная мощность компрессора, *квт*

$$N_i = \frac{Q}{K_а \eta_i}; \tag{104}$$

$K_а$ — удельная теплопроизводительность компрессора (рис. 44, *в*), *ккал/квт·ч*;

η_i — гидравлический к.п.д. компрессора

$$\eta_i = \frac{273 + t_o^р}{273 + t_к^р} - 0{,}0025 t_o^р; \tag{105}$$

$\Delta t_к$ — перепад температур в конденсаторе

$$\Delta t_к = t_к^р - \frac{t_с^н + t_с^к}{2}. \tag{106}$$

Расход охлаждающей воды в конденсаторе

$$G_W^к = \frac{Q_к}{t_с^к - t_с^н}. \tag{107}$$

Пример 63. Подобрать холодильные машины к кондиционеру для охлаждения воздуха по условиям примера 58: $G = 67151$ *кг/ч*; $I_н = 13{,}3$ *ккал/кг*. $I_к = 7{,}7$ *ккал/кг*; $t_W^к = 9{,}8°$; $t_W = 5{,}0°$; $G_W = 141000$ *кг/ч*.

Расход холода по формуле (73) $Q = G\ (I_н - I_к) = 67151\ (13{,}3 - 7{,}7) = 376045$ *ккал/ч*. Принимаем три холодильные машины по $Q_1 = 125348$ *ккал/ч* каждая. Определяем рабочий режим машин. Согласно формуле (96)

$$t_o^р = t_W^{ср} - \Delta t_н = \frac{5{,}0 + 9{,}8}{2} - 5{,}0 = 2{,}4°.$$

Согласно расчету оборотного цикла водоснабжения конденсатора принимаем $t_с^н = 24°$, тогда по формулам (97, 98) $t_с^к = 24 + 5 = 29°$; $t_к^р = t_с^к + 4 = 29 + 4 = 33°$; $t_п = t_с^н + 2° = 24 + 2 = 26°$.

Принимаем компрессор ФУУ-175, на фреоне 12, при $n = 720$ *об/мин*, холодопроизводительностью при типовом режиме $Q_т = 170000$ *ккал/ч*. Холодопроизводительность при рабочем режиме определяем по формуле (99).

При $t_п = 26°$ и $t_0 = 2{,}4°$ $q_V^р = 585$ *ккал/м³*. По заданным температурам определяем давление P, пользуясь таблицами физических свойств фреона [40] $P_0^р = 3{,}41$ *кГ/см²*; при $t_п = 30°$ и $t_0 = 5°$, $q_V^т = 625$ *ккал/м³*, $P_0^т = 3{,}69$ *кГ/см²*. Давление конденсации при $t_к^р = 33°$, $P_к^р = 8{,}20$ *кГ/см²*; при $t_к^т = 35°$, $P_к^т = 8{,}62$ *кГ/см²*. По рис. 44,*б* определяем при $\frac{P_к^р}{P_0^р} = \frac{8{,}20}{3{,}41} = 2{,}4$ $\lambda_р = 0{,}80$ и при $\frac{P_к^т}{P_0^т} = \frac{8{,}62}{3{,}69} = 2{,}3$ $\lambda_т = 0{,}81$.

Рабочая холодопроизводительность компрессора

$$Q = Q_т \cdot \frac{q_V^р \lambda_р}{q_U^т \lambda_т} = 170000 \cdot \frac{585 \cdot 0{,}80}{625 \cdot 0{,}81} = 156900 \text{ ккал/ч}.$$

Запас холодопроизводительности равен

$$\frac{Q - Q_1}{Q_1} \cdot 100 = \frac{156900 - 125348}{125348} \cdot 100 = 25{,}1\%.$$

Поверхность испарителя по формуле (100)

$$F_и = \frac{Q}{K_и \Delta t_и} = \frac{125348}{350\left(\frac{5{,}0 + 9{,}8}{2} - 2{,}4\right)} = 71{,}8 \text{ м}^2.$$

Выбираем по каталогу [43] испаритель 105 ИКР с поверхностью 105,0 *м²*.

Поверхность конденсатора определяем по формуле (101).

При $\eta_i = \frac{273 + 2{,}4}{273 + 33{,}0} + 0{,}0025 \cdot 2{,}4 = 0{,}90$; $N_i = \frac{125348}{6900 \cdot 0{,}90} = 20{,}2$ *квт*; $Q_к = 125348 + 864 \cdot 20{,}2 = 142720$ *ккал/ч*;

$$F_к = \frac{Q_к}{k_к \Delta t_к} = \frac{142720}{400\left(33{,}0 - \frac{24{,}0 + 29{,}0}{2}\right)} = 54{,}8 \text{ м}^2.$$

Выбираем по каталогу конденсатор 65 КТГ, с поверхностью 65,0 *м²*. Расход охлаждающей воды в конденсаторе по формуле (107)

$$G_W^к = \frac{Q_к}{t_с^к - t_с^н} = \frac{142720}{29{,}0 - 24{,}0} = 28500 \text{ кг/ч}.$$

Расход воды, поступающей в испаритель,

$$G_W^х = \frac{Q}{t_W^к - t_W} = \frac{125348}{9{,}8 - 5{,}0} = 26150 \text{ кг/ч}.$$

Вспомогательное оборудование кондиционеров

Резервуары холодной и отепленной воды рассчитываются каждый на 10-минутный расход воды, подаваемой в кондиционер,

$$V_{\text{р}} = \frac{G_W}{1000 \cdot 60}\ 10,\ м^3. \tag{108}$$

Оба резервуара следует выполнять одинаковых размеров и устанавливать на одной отметке. Между резервуарами должен быть сделан перелив на уровне максимального заполнения резервуара.

Насосы для подачи воды в кондиционер подбираются согласно каталогу по расходу G_W и напору

$$H_{\text{н}} = H_{\text{ф}} + H_{\text{г}} + H_{\text{тр}}, \tag{109}$$

где $H_{\text{н}}$ — необходимый напор насоса, *м вод. ст.;*

$H_{\text{ф}}$ — напор перед форсунками камеры орошения либо перед поверхностным воздухоохладителем (согласно расчету), *м вод. ст.*;

$H_{\text{г}}$ — разность отметок между верхом кондиционера и днищем резервуаров, из которых подается вода в кондиционер, *м*;

$H_{\text{тр}}$ — потеря напора в трубопроводах, принимаемая ориентировочно 0,5 *м вод. ст.*

Насосы для подачи отепленной воды в испаритель холодильной машины и далее в резервуар холодной воды следует предусматривать самостоятельные для каждой холодильной машины. Производительность насоса принимается по расходу воды, подаваемой в испаритель, $G_W^{\text{х}}$.

Напор насоса:

$$H_{\text{н}} = H_{\text{и}} + H_{\text{р}} + H_{\text{тр}}; \tag{110}$$

$$H_{\text{и}} = \frac{R_{\text{тр}} l n}{1000} + 1{,}5\,(n+1)\,\frac{w_{\text{тр}}^2}{2g}, \tag{111}$$

где $H_{\text{и}}$ — потеря напора в испарителе, *м вод. ст.*

$R_{\text{тр}}$ — потеря напора на трение в трубках испарителя, *мм вод. ст./м*;

l — длина трубок испарителя, *м*;

n — число ходов;

$w_{\text{тр}}$ — скорость воды в трубках, равная $\dfrac{G_W^{\text{х}}}{3600 f_{\text{тр}} \cdot 1000}$,

м/сек; ($f_{тр}$ — площадь трубок в одном ходе испарителя, по каталогу, $м^2$);

$H_р$ — полезная высота резервуаров холодной и отепленной воды от всасывающей трубы до перелива, *м*.

Пример 64. Подобрать насосы и резервуары к кондиционеру Кд 60, который размещен на площадке на отметке +4,50 *м*; резервуары и холодильная установка находятся на отметке +0,10 *м* (см. пример 63).

Расход воды на форсунки $G_W = 141000$ *кг/ч*; испарители холодильных машин приняты 105 ИКР, расход воды на каждый испаритель $G = 27100$ *кг/ч*.

Согласно формуле (108) полезная емкость каждого резервуара должна быть

$$V_р = \frac{G_W}{6 \cdot 1000} = \frac{141000}{6000} = 23{,}5 \ м^3.$$

Принимаем резервуар размером 5000×4000×2600 *мм* с перегородкой посредине для перелива, высотой 2500 *мм*. Всасывающий штуцер устанавливаем на высоте 100 *мм* от днища.

При этом полезная емкость каждого резервуара будет $V = 2{,}5 \times 4{,}0 \times 2{,}4 = 24 \ м^3$. Отметка всасывающего штуцера +0,40 *м*.

Производительность насоса для подачи воды на форсунки должна быть $G = 141000$ *кг/ч* = 141,0 $м^3/ч$. Напор насоса определяем по формуле (109). По расчету камеры орошения $H_ф = 14{,}0$ *м вод. ст.*; высота кондиционера Кд 60, согласно каталогу $H_к = 3{,}07$ *м*, тогда $H_г = 4{,}50 + 3{,}07 - 0{,}40 = 7{,}17$ *м*.

$$H_{тр} = 0{,}5 \ м \ вод. \ ст.;$$

$$H_н = H_ф + H_г + H_{гр} = 14{,}0 + 7{,}17 + 0{,}5 = 21{,}67 \ м \ вод. \ ст.$$

По каталогу выбираем насос 6 *К*-12 на одной оси с электродвигателем А62-4, $N = 14{,}0$ *квт*, $n = 1450$ *об/мин*.

Напор насоса для подачи воды в испаритель холодильной машины производительностью $G^x_W = 27100$ *кг/ч* = 27,1 $м^3/ч$ определяем по формуле (110) и (111), для чего предварительно находим скорость воды в трубках $w_{тр} = \frac{27100}{3600 \cdot 0{,}008 \cdot 1000} = 0{,}94$ *м/сек*; при диаметре трубок $d_{тр} = 13$ *мм*, $R_{тр} = 150$ *мм вод. ст/м*; длина трубок $l_{тр} = 3{,}0$ *м*, число ходов 4. Таким образом,

$$H_и = \frac{R_{тр} l n}{1000} + 1{,}5 (n + 1) \frac{w^2_{тр}}{2g} = \frac{150 \cdot 3{,}0 \cdot 4}{1000} +$$

$$+1{,}5\,(4+1)-\frac{0{,}94^2}{2\cdot 9{,}81}=2{,}14\ м\ вод.\ ст.;$$

$$H_и=H_и+H_р+H_{тр}=2{,}14+3{,}00+0{,}50=5{,}64\ м\ вод.\ ст.$$

Выбираем насос 2К-9 на одной оси с электродвигателем А32-3, $N=1{,}7$ *квт*, $n=2900$ *об/мин*.

Местные кондиционеры

Местные кондиционеры применяются для обслуживания отдельных помещений производственного и гражданского назначения. Автономные местные кондиционеры имеют в своем составе холодильную машину либо камеру испарительного охлаждения воздуха, неавтономные кондиционеры требуют снабжения холодом извне.

Подбор местных кондиционеров производится по каталожным данным [40] по расходу воздуха и холода.

Промышленность СССР выпускает местные кондиционеры с максимальной производительностью по воздуху 10000 $м^3/ч$, по холоду — 54000 *ккал/ч*.

Пример 65. В помещении контроллеров на заводе (Астрахань) необходимо создать подпор подачей воздуха в объеме

	В	*Н*	*П*	*С*	*К*
t	20,0	35,2	15,0	24,6	10,0
d	7,3	11,6	7,2	8,6	7,2
I	9,2	15,6	7,9	11,1	6,7

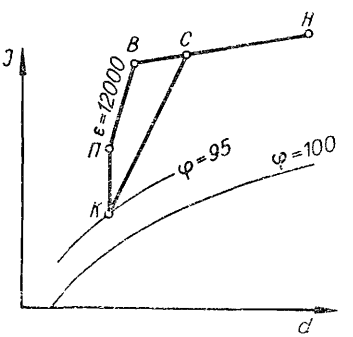


Рис. 45. К примеру 65.

двухкратного обмена. Кубатура помещения $V=350\ м^3$. Параметры внутреннего воздуха должны быть $t_в=+20{,}0\pm0{,}2°$; $\varphi_в=50\pm\pm5\%$ — круглогодично.

Производим расчет на теплый период. Избытки тепла, согласно расчету, составляют $Q=3600$ *ккал/ч*; выделения влаги $W=300$ *г/ч*.

Расчетные параметры наружного воздуха (см. приложение 2) $t_н = 35{,}2°$; $I_н = 15{,}6$ *ккал/кг*; $P_б = 760$ *мм рт. ст.*

Угловой масштаб процесса в I—d-диаграмме по формуле (11) $\varepsilon_в = \frac{3600}{300} 1000 = 12000$ *ккал/кг* (рис. 45). Рабочую разность температур принимаем $\Delta t_р = 5°$, тогда параметры приточного воздуха должны быть следующими: $t_п = 15°$; $I_п = 7{,}9$ *ккал/кг*.

Расход воздуха

$$G = \frac{Q}{I_в - I_п} = \frac{3600}{9{,}2 - 7{,}9} = 2770 \text{ кг/ч}.$$

Расход наружного воздуха, исходя из двухкратного обмена.

$L_н = 2 \cdot 350 = 700$ *м³/ч* или $G = 700 \cdot 1{,}2 = 840$ *кг/ч*.

Расход рециркуляционного воздуха

$G_р = 2770 - 840 = 1930$ *кг/ч*. Соотношение смеси $\frac{G_н}{G} = \frac{840}{2770} \approx 0{,}3$.

Параметры воздуха перед камерой орошения: $t_с = 24{,}6°$; $I_с = 11{,}1$ *ккал/кг*, параметры воздуха после охлаждения: $t_к = 10{,}0°$; $I_к = 6{,}7$ *ккал/кг*.

Расход холода

$$Q_х = G(I_с - I_к) = 2770\,(11{,}1 - 6{,}7) = 12200 \text{ ккал/ч}.$$

Выбираем по каталогу местный кондиционер 1КС-12, имеющий номинальную производительность по воздуху $L = 2400$ *м³/ч*, по холоду $Q_х = 12000$ *ккал/ч*.

Автоматизация систем КВ

Расчет систем КВ и подбор оборудования производится по крайним, расчетным условиям, какими являются режим теплого и холодного периодов. В течение года параметры наружного воздуха резко изменяются, могут изменяться также поступления тепла и влаги в помещения. Для обеспечения постоянных заданных параметров воздуха в рабочей зоне системы КВ необходимо непрерывно регулировать при помощи системы автоматизации, на которую возлагаются следующие функции:

обеспечение заданной температуры и влажности воздуха в рабочей зоне помещений;

включение и отключение различных агрегатов в необходимое время (холодильных машин, насосов, приводов клапанов и др.);

защита калориферов от замораживания;

контроль за работой системы и сигнализация.

Регулирование температуры и влажности может быть качественным (изменяются параметры воздуха при постоянном расходе), количественным (изменяется расход при постоянных параметрах воздуха) и смешанным. В практике применяются все три схемы регулирования [19, 20]. Автоматизация может быть осуществлена по типовым схемам, разработанным институтом Сантехпроект [30].

Теплопроизводительность калориферов регулируется при теплоносителе — вода изменением расхода теплоносителя с помощью регулирующего клапана, устанавливаемого, как правило, на обратном теплопроводе. При давлении воды в теплосети более 6,0 *кГ/см*^{2} регулирующий клапан устанавливается на подающем теплопроводе. При теплоносителе — пар регулирование осуществляется пропуском части воздуха через обводной канал, для чего перед калорифером устанавливается сдвоенный секционный клапан.

В теплый период температура воздуха, выходящего из камеры орошения, регулируется изменением температуры воды, подаваемой на форсунки, путем смешивания в различных пропорциях холодной воды из холодильной станции и отепленной воды из поддона камеры орошения.

Как видно из схем построения процессов обработки воздуха в кондиционерах (см. рис. 30), постоянные заданные параметры в рабочей зоне *В*, вне зависимости от изменяющихся внешних условий *Н*, достигаются при постоянных параметрах воздуха после камеры *К*, т. е. для каждого кондиционера характерна определенная температура воздуха $t_к$. Так как относительная влажность воздуха после камеры $\varphi_к$ близка к 100%, температуру воздуха после камеры по сухому термометру называют «точкой росы». Постоянство этой температуры, при неизменных избытках тепла в помещении, обеспечивает постоянную температуру в рабочей зоне.

Регулирование «точки росы» при изменяющихся параметрах наружного воздуха в теплый период обеспечивается изменением температуры воды, подаваемой на форсунки камеры орошения, либо в воздухоохладитель. В холодный период, когда камера орошения работает по процессу адиабатического увлажнения, регулирование «точки росы» достигается изменением температуры воздуха после калориферов первого подогрева. Регулирующие клапаны работают от импульса, подаваемого температурным датчиком, установленным за камерой орошения. Датчик настраивается на заданную температуру «точки росы».

Постоянство температуры в рабочей зоне при изменяющихся избытках тепла в помещении обеспечивается регулированием температуры воздуха после калориферов второго подогрева $П_1$. Температурный датчик, устанавливаемый в рабочей зоне помещения, дает импульс регулирующему клапану на трубопроводе теплоносителя калориферов второго подогрева.

Для помещений, в которых параметры воздуха в рабочей зоне задаются различными для теплого и холодного периодов, «точки росы» будут также различными (см. рис. 30). В этом случае требуется сезонная перенастройка кондиционера на режим работы теплого и холодного периодов. За камерой орошения устанавливаются два температурных датчика. Один из них настроен на «точку росы» теплого периода, другой — холодного.

Для помещений, в которых выделения влаги изменяются в широких пределах либо требуется обеспечение в рабочей зоне точных значений влажности воздуха, — также требуется регулирование изменениями «точки росы». Датчиком в данном случае является влагомер, устанавливаемый в рабочей зоне помещения.

Защита калориферов первого подогрева от замораживания при теплоносителе — вода осуществляется регулирующим клапаном, который пропускает минимально необходимое количество теплоносителя при понижении температуры воды за калорифером ниже —2°.

Импульс на клапан подается от температурного датчика, установленного в трубопроводе охлажденной воды за калорифером первого подогрева.

При теплоносителе — пар защита калориферов осуществляется путем закрытия сдвоенного клапана перед калорифером и пропуском необходимого количества пара для обогрева калорифера. Импульс на клапаны дает температурный датчик, установленный на конденсатопроводе первого по ходу воздуха калорифера.

В обеих схемах защита включается при температуре воздуха +2° датчиком, установленным в промежуточной камере перед калориферами.

Пример 66. Разработать схему автоматизации системы КВ по условиям примера 45. Система однозональная, прямоточная; кондиционер с байпасом; обработка воздуха по схеме с различными «точками росы» для теплого и холодного периодов (см. рис. 21). Теплоноситель — пар. Компоновка кондиционера приведена на рис. 46.

Температура воздуха в рабочей зоне помещения регулируется изменениями теплопроизводительности секции второго подогрева. Температурный датчик через командный прибор — узел управления — дает импульс на исполнительные механизмы. Так как теплоносителем является пар, регулирование секции подогрева осуществляется сдвоенным клапаном на воздухе и регулирующим клапаном на паре.

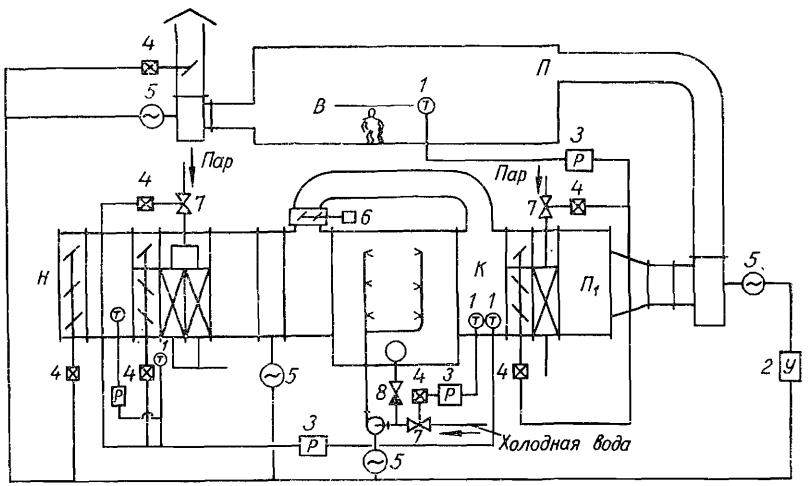


Рис. 46. Скелетная схема автоматизации системы КВ. К примеру 65:
1 — температурный датчик; *2* — узел управления; *3* — узел регулирования; *4* — исполнительный механизм; *5* — электродвигатель; *6* — ручной привод; *7* — регулирующий клапан; *8* — обратный клапан.

Схема автоматизации работы калориферов второго подогрева значительно улучшается при переводе их на воду постоянных параметров, приготовляемую в специальном паро-водяном бойлере.

Температура «точки росы» за камерой орошения в теплый период регулируется изменением температуры воды, подаваемой на форсунки камеры. Температурный датчик, установленный за камерой, через командный прибор — узел регулирования — дает импульс на исполнительный механизм регулирующего клапана на трубопроводе холодной воды.

В холодный период температура «точки росы» регулируется изменением теплопроизводительности секций первого подогрева. Температурный датчик холодного периода через командный при-

бор — узел регулирования — дает импульс на сдвоенный клапан на воздухе и регулирующий клапан на паре секций первого подогрева.

Температурные датчики «точки росы» теплого и холодного периодов настраиваются каждый на свою расчетную температуру.

Для защиты секций первого подогрева от замораживания, на конденсатопроводе первой по ходу воздуха секции подогрева устанавливаем температурный датчик, настроенный на температуру 20°. При снижении температуры датчик дает импульс на исполнительные механизмы. Клапан на воздухе перекрывается, одновременно открывается доступ пара в калорифер.

Блокировка связывает между собой двигатель вентилятора кондиционера через прибор управления с другими двигателями. При остановке двигателя на вентиляторе перекрывается приемный клапан и клапан вытяжной системы. Кроме того, отключаются двигатели вытяжного вентилятора, воздушного фильтра и насоса камеры орошения.

Проходной клапан на байпасе устанавливаем с ручным приводом, так как схемой обработки воздуха предусматривается неизменное нерегулируемое соотношение расходов воздуха через камеру орошения и байпас.

Регулирование теплопроизводительности калориферов, доводчиков, водоподогревателей, а также холодопроизводительности камер орошения и поверхностных воздухоохладителей, осуществляется регулирующими клапанами. Клапаны могут быть проходными, с двумя проходами и трехходовыми, смесительными, имеющими три прохода. Проходные клапаны регулируют подачу тепла изменением расхода теплоносителя. Трехходовые регулируют подачу тепла изменениями температуры теплоносителя. Привод регулирующих клапанов может быть электрическим и пневматическим.

Расчет проходных регулирующих клапанов производится на пропуск необходимого расхода жидкости при располагаемом перепаде давления в клапане [38]. Перепад давления на клапане

$$\Delta P = \Delta P_{\text{у}} - (\Delta P_{\text{кал}} + \Delta P_{\text{с}}). \qquad (112)$$

Доля потери давления S в клапане по отношению к располагаемому давлению на участке должна быть не менее 0,5, т. е. потери давления в клапане должны составлять не менее половины располагаемого давления

$$S = \frac{\Delta P}{\Delta P_y} \geqslant 0{,}5. \qquad (113)$$

Удельная пропускная способность клапана

$$K^p_{100} = \frac{G}{\sqrt{\Delta P \gamma}}; \qquad (114)$$

Относительный расход воды через клапан

$$n = \frac{K^p_{100}}{K_{100}}. \qquad (115)$$

Здесь ΔP_y — располагаемое давление на участке трубопровода, в котором находится регулируемый объект (калорифер и др.) и регулирующий клапан, *кГ/см²*;

$\Delta P_{кал}$; ΔP_c — потери давления в калорифере и в трубопроводах, согласно гидравлическому расчету, *кГ/см²*;

G — расчетный расход жидкости через клапан, *т/ч*;

γ — удельный вес воды, который может приниматься равным 1;

K_{100} — удельная пропускная способность клапана по каталогу [37] при полностью открытом плунжере и перепаде давления в клапане $\Delta P = 1{,}0$ *кГ/см²* для воды с $\gamma = 1$ (табл. 24).

Необходимо выбрать по каталогу такой клапан, чтобы при относительном расходе воды n и расчетном расходе G он был открыт не менее чем на 50%.

Плунжеры клапанов могут иметь линейную и логарифмическую характеристику. Клапаны с линейной характеристикой применяются для регулирования камер орошения, с логарифмической — для регулирования калориферов.

Пример 67. Подобрать регулирующий клапан для калориферов первого подогрева кондиционера по примеру 56. Теплопроизводительность калориферов $Q_1 = 179630$ *ккал/ч*; теплоноситель — вода $T_г = 130°$, $T_о = 70°$; гидравлические сопротивления согласно расчету: калориферов — $\Delta P_{кол} = 1970$ *кГ/м²* $\approx 0{,}20$ *кГ/см²*; трубопроводов на расчетном участке $\Delta P_c = 0{,}03$ *кГ/см²*. Располагаемое давление на участке $\Delta P_y = 0{,}86$ *кГ/см²*. Система автоматизации — электрическая.

Согласно формулам (112) и (113):

$$\Delta P = \Delta P_y - (\Delta P_{кал} + \Delta P_c) = 0{,}86 - (0{,}20 + 0{,}03) = 0{,}63 \text{ кГ/см}^2;$$

$$S = \frac{\Delta P}{\Delta P_y} = \frac{0{,}63}{0{,}86} = 0{,}73,$$

Таблица 24. **Краткая характеристика регулирующих клапанов [37]**

Наименование регулирующего клапана	Тип	Давление среды, *кГ/см²*	Температура среды, *град*	Расходная характеристика плунжера	$D_у$, *мм*	Удельная пропускная способность K_{100}, *т/ч*
С электрическим исполнительным механизмом	25ч931нж	16	300	Линейная	15	4,0
					20	6,3
					25	10
					40	25
					50	40
					80,	100
С мембранным пневматическим исполнительным механизмом	25ч30нж (НО) 25ч32нж (НЗ)	16	300	Линейная или логарифмическая (по требованию заказчика)	15	4,0
					20	6,3
					25	10
					40	25
					50	40
					80	100
					100	160
					150	400
					200	630
					250	1000
					300	1600

Наименование регулирующего клапана	Тип	Давление среды, *кГ/см²*	Температура среды, *град*	Расходная характеристика плунжера	$D_у$, *мм*	Удельная пропускная способность K_{100}, *т/ч*				
						С равновеликими окнами			С неравновеликими окнами IV	
						I	II	III	нижний ряд	верхний ряд
Трехходовой смесительный с электрическим исполнительным механизмом	27ч905нж	6	От —20 до +150	—	50	56,8	44,0	23,6	14,7	35,4
					80	119,0	71,0	33,7	42,0	102,0
					100	171,0	106,0	40,5	68,5	166,5
То же, с мембранным пневматическим приводом	27ч5нж	6	От —20 до +150	—	50	41,0	32,0	19,0	14,5	35,0
					80	101,0	60,0	27,0	38,0	75,0
					100	151,0	94,0	33,0	68,0	165,0

что отвечает норме.

Необходимая удельная пропускная способность клапана, согласно формуле (114)

$$K_{100}^{p} = \frac{G}{\sqrt{\Delta P \gamma}} = \frac{179630}{(130-70)\cdot 1000\cdot \sqrt{0{,}63\cdot 1{,}0}} = 3{,}77 \quad т/ч.$$

По табл. 24 выбираем клапан 25ч931нж $Д_у = 15$, имеющий удельную пропускную способность $K_{100} = 4{,}0$ *т/ч*, ближайшую к необходимой, при этом

$$n = \frac{K_{100}^{p}}{K_{100}} = \frac{3{,}77}{4{,}0} = 0{,}944.$$

Плунжер клапана имеет линейную характеристику. По номограмме рис. 47 для $S = 0{,}73$ и $n = 0{,}95$ определяем степень открытия клапана $m = 0{,}93$, что удовлетворяет требование.



Рис. 47. Рабочие характеристики регулирующих клапанов:
а — с линейной характеристикой плунжера; *б* — с логарифмической характеристикой.

Трехходовые смесительные регулирующие клапаны выпускаются с окнами равновеликими в обоих рядах и с неравновеликими. Клапаны с равновеликими окнами применяются в случаях, когда давления в подводящих к клапану трубопроводах одинаковы. В этом случае перепад давления на каждой из проходов одинаков и должен быть не более 0,5 *кГ/см²*. Клапаны с неравновеликими окнами применяются в случаях, когда давления в подводящих трубопроводах различны, однако разность этих давлений не должна превышать 0,35 *кГ/см²*. Нижний ряд окон имеет меньшее сечение; к нижнему штуцеру подключается трубопровод с большим давлением воды, к боковому штуцеру — с меньшим давлением.

Перепад давления в клапане для нижних окон

$$\Delta P_{н} = 1{,}21 \cdot \Delta H; \qquad (116)$$

для верхних окон

$$\Delta P_{в} = 0{,}21 \cdot \Delta H, \qquad (117)$$

где ΔH — разность давлений в подводящих трубопроводах, $кГ/см^2$.

Подбор трехходовых клапанов производится аналогично подбору проходных клапанов.

Пример 68. Подобрать трехходовой регулирующий смесительный клапан для регулирования температуры воды, подаваемой в камеру орошения для условий примера 64.

Расход воды $G = 141{,}0$ *т/ч*. Холодная и отепленная вода подводится к смесительному клапану из резервуаров с полезной высотой 2,5 *м*, установленных на одной отметке (рис. 48, *а*). Система автоматизации — электрическая.

Принимаем трехходовой смесительный клапан с плунжером с равновеликими окнами.

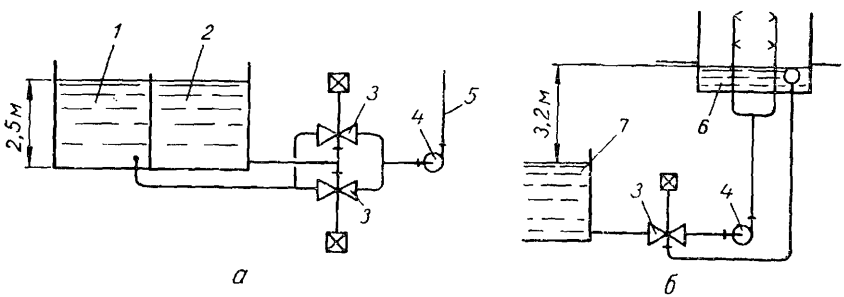


Рис. 48. Схемы установки регулирующих клапанов:

а — к примеру 68; *б* — к примеру 69; *1* — резервуар холодной воды; *2* — резервуар отепленной воды; *3* — регулирующие смесительные трехходовые клапаны; *4* — насос; *5* — трубопровод на форсунки камеры орошения; *6* — поддон камеры орошения; *7* — резервуар-аккумулятор холода.

Давление перед всасывающим патрубком насоса принимаем $P = 0$. Тогда, пренебрегая сопротивлением трубопроводов до клапана, определяем перепад давления в клапане $\Delta P = 2{,}5$ *м вод. ст.* $= 0{,}25$ $кГ/см^2$; $S \approx 1{,}0$.

Удельная пропускная способность клапана по уравнению (114)

$$K^{р}_{100} = \frac{G}{\sqrt{\Delta P_{г}}} = \frac{141{,}0}{\sqrt{0{,}25 \cdot 1{,}0}} = 282{,}0 \text{ т/ч}.$$

По табл. 24 максимальная пропускная способность клапана $Д_у = 100$ *мм* с электрическим приводом 27ч905нж составляет $K_{100} = 171{,}0$ *т/ч*, т. е. ни один клапан не может иметь необходимую нам пропускную способность при имеющемся перепаде давления.

Необходимо увеличить перепад давления в клапане. Это может быть достигнуто за счет создания насосом разрежения за клапаном.

Определяем необходимый перепад давления в клапане по формуле (114)

$$171{,}0 = \frac{141{,}0}{\sqrt{\Delta P}}, \text{ откуда } \Delta P = 0{,}67 \ кГ/см^2.$$

Полученный перепад давления превышает рекомендуемый каталогом [37] $\Delta P_{макс} = 0{,}5 \ кГ/см^2$, поэтому достичь необходимой пропускной способности одним клапаном в данном случае не представляется возможным. Необходимо установить два параллельно работающих клапана. Пропускная способность каждого по формуле (115) должна быть $282{,}0 : 2 = 141{,}0$ *т/ч*.

Выбираем клапаны $Д_у = 100$ с плунжером 1, имеющим $K_{100} = 171{,}0$ *т/ч*.

Пример 69. Подобрать трехходовой смесительный регулирующий клапан для камеры орошения по схеме рис. 48, *б*. Холодная вода подается из резервуара — аккумулятора холода [39], отепленная — из поддона камеры орошения, установленной выше резервуара. Расход воды $G = 20{,}0$ *т/ч*. Система автоматизации — пневматическая.

Согласно рис. 48, *б*, разность давлений в подводящих трубопроводах к клапану составляет $\Delta H = 3{,}2$ *м вод. ст.* $= 0{,}32 \ кГ/см^2$. На основании условия (116) и (117) перепады давления в клапане составляют:

для нижних окон

$$\Delta P_н = 1{,}21 \cdot \Delta H = 1{,}21 \cdot 0{,}32 = 0{,}387 \ кГ/см^2;$$

для верхних окон

$$\Delta P_в = 0{,}21 \cdot \Delta H = 0{,}21 \cdot 0{,}32 = 0{,}067 \ кГ/см^2.$$

Удельная пропускная способность клапана по формуле (114) для нижних окон

$$K_{100}^{рн} = \frac{G}{\sqrt{\Delta P_н}} = \frac{20{,}0}{\sqrt{0{,}387 \cdot 1{,}0}} = 32{,}2 \ т/ч;$$

для верхнего ряда окон

$$K_{100}^{рв} = \frac{G}{\sqrt{\Delta P_{в}}} = \frac{20,0}{\sqrt{0,067 \cdot 1,0}} = 77,3 \ т/ч.$$

Принимаем по табл. 24 клапан регулирующий трехходовой смесительный с мембранным пневматическим исполнительным механизмом, $Д_у = 80$, плунжер типа IV, 27ч5нж, имеющий для нижних окон $K_{100}^{н} = 38,0$ т/ч, для верхних окон — $K_{100}^{в} = 75,0$ *т/ч*.

Некоторые физические характеристики влажного воздуха при $P_б = 760$ *мм рт. ст.*

Температура t, °С	Объемный вес сухого воздуха $\gamma_{сух}$, *кг/м³*	Упругость насыщенных водяных паров $p_н$, *мм рт. ст.*	Влагосодержание влажного воздуха при полном насыщении $d_н$, *г/кг* сухого воздуха	Температура t, °С	Объемный вес сухого воздуха $\gamma_{сух}$, *кг/м³*	Упругость насыщенных водяных паров $p_н$, *мм рт. ст.*	Влагосодержание влажного воздуха при полном насыщении $d_н$, *г/кг* сухого воздуха
—40	1,524	0,25	0,2	7	1,261	7,492	6,21
—35	1,489	0,35	0,3	8	1,256	8,017	6,65
—30	1,456	0,45	0,4	9	1,252	8,574	7,13
—28	1,444	0,50	0,4	10	1,248	9,210	7,63
—26	1,432	0,58	0,5	11	1,243	9,840	8,15
—24	1,420	0,68	0,6	12	1,239	10,520	8,75
—22	1,408	0,80	0,7	13	1,235	11,292	9,35
—20	1,396	0,94	0,77	14	1,230	11,988	9,97
—19	1,390	1,015	0,86	15	1,226	12,790	10,60
—18	1,385	1,116	0,93	16	1,222	13,630	11,40
—17	1,379	1,207	1,04	17	1,217	14,530	12,10
—16	1,374	1,303	1,11	18	1,213	15,480	12,90
—15	1,368	1,40	1,2	19	1,209	16,480	13,80
—14	1,363	1,55	1,3	20	1,205	17,530	14,70
—13	1,358	1,68	1,4	21	1,201	18,650	15,60
—12	1,353	1,83	1,5	22	1,197	19,830	16,80
—11	1,348	1,98	1,65	23	1,193	21,070	17,70
—10	1,342	2,14	1,79	24	1,189	22,380	18,80
— 9	1,337	2,267	1,93	25	1,185	23,760	20,00
— 8	1,332	2,455	2,08	26	1,181	25,210	21,40
— 7	1,327	2,658	2,25	27	1,177	26,74	22,6
— 6	1,322	2,876	2,40	28	1,173	28,35	24,0
— 5	1,317	3,160	2,60	29	1,169	30,04	25,6
— 4	1,312	3,368	2,80	30	1,165	31,82	27,28
— 3	1,308	3,644	3,10	31	1,161	33,70	28,8
— 2	1,303	3,941	3,28	32	1,157	35,66	30,6
— 1	1,298	4,263	3,58	33	1,154	37,73	32,5
± 0	1,293	4,580	3,80	34	1,150	38,90	34,4
1	1,288	4,940	4,15	35	1,146	42,18	35,6
2	1,284	5,302	4,48	36	1,142	44,56	38,8
3	1,279	5,687	4,77	37	1,139	47,07	41,1
4	1,275	6,097	5,10	38	1,135	49,69	43,5
5	1,270	6,534	5,40	39	1,132	52,44	46,0
6	1,265	6,998	5,78	40	1,128	55,32	48,9

Метеорологические условия в рабочей зоне в помещениях, оборудуемых системами КВ

Характеристика помещения	Характер работы	Интенсивность теплового облучения, *кал/см²·мин*	Холодный и переходной периоды ($t_н < +10°$)			Теплый период ($t_н > +10°$)		
			$t_в$, °С	$\varphi_в$, проц.	Подвижность воздуха $v_в$, *м/сек*	$t_в$, °С	$\varphi_в$, проц.	Подвижность воздуха $v_в$, *м/сек*
Производственные помещения								
Относительная влажность $\varphi_в$ не нормируется	—	—	16—20	30—65	0,15—0,30	Не более 26	Не более 65	0,15—0,50
Относительная влажность $\varphi_в$ нормируется	—	—	22—23	80—75	0,15—0,30	23—24	80—75	0,15—0,30
			24—25	70—65		25—26	70—65	
Закрытые рабочие места (кабины постов управления, кабины кранов и т. п.)	Легкая	До 0,1	18—20	30—65	До 0,5	23—25	Не более 65	До 0,5
		0,1—0,5			0,5—1,0			0,5—1,0
		0,5—1,0			1,0—1,5			1,0—1,5
Фиксированные рабочие места и ограниченные рабочие зоны	Легкая	До 0,1	18—20	30—65	До 0,5	23—25	Не более 65	До 0,5
		0,1—0,5			0,5—1,0	21—24		0,5—1,0
		0,5—1,0			1,0—1,5			1,0—1,5
		1,0—3,0			1,5—2,0			1,5—2,0
	Средней тяжести	До 0,1	16—18	30—65	0,5—1,0	22—24	Не более 65	0,5—1,0
		0,1—0,5			1,0—1,5			1,0—1,5
		0,5—1,0			1,5—2,0	20—23		1,5—2,0
		1,0—3,0			2,0—3,0			2,0—3,0

	Тяжелая	До 0,1	14—16	30—65	1,0—1,5	21—23	Не более 65	1,0—1,5
		0,1—0,5			1,5—2,0			1,5—2,0
		0,5—1,0			2,0—3,0	19—22		2,0—3,0
		1,0—3,0			3,0—4,0			3,0—4,0
Места отдыха в цехах и комнаты отдыха	—	—	18—20	30—65	Не более 0,3	22—24	Не более 65	Не более 0,5
Административные и общественные помещения	—	—	19—21	30—65	0,15—0,30	22—25	Не более 60	0,15—0,30

Примечания. 1. Для производственных помещений, в которых система КВ предусматривается для улучшения условий труда (кроме помещений, где относительная влажность нормируется), внутренняя температура может приниматься на 3° выше средней расчетной наружной температуры самого жаркого месяца в 13 *ч* (параметр А), но не выше величин, указанных в таблице.

2. Большим значениям температуры соответствуют меньшие значения относительной влажности и большие значения подвижности воздуха.

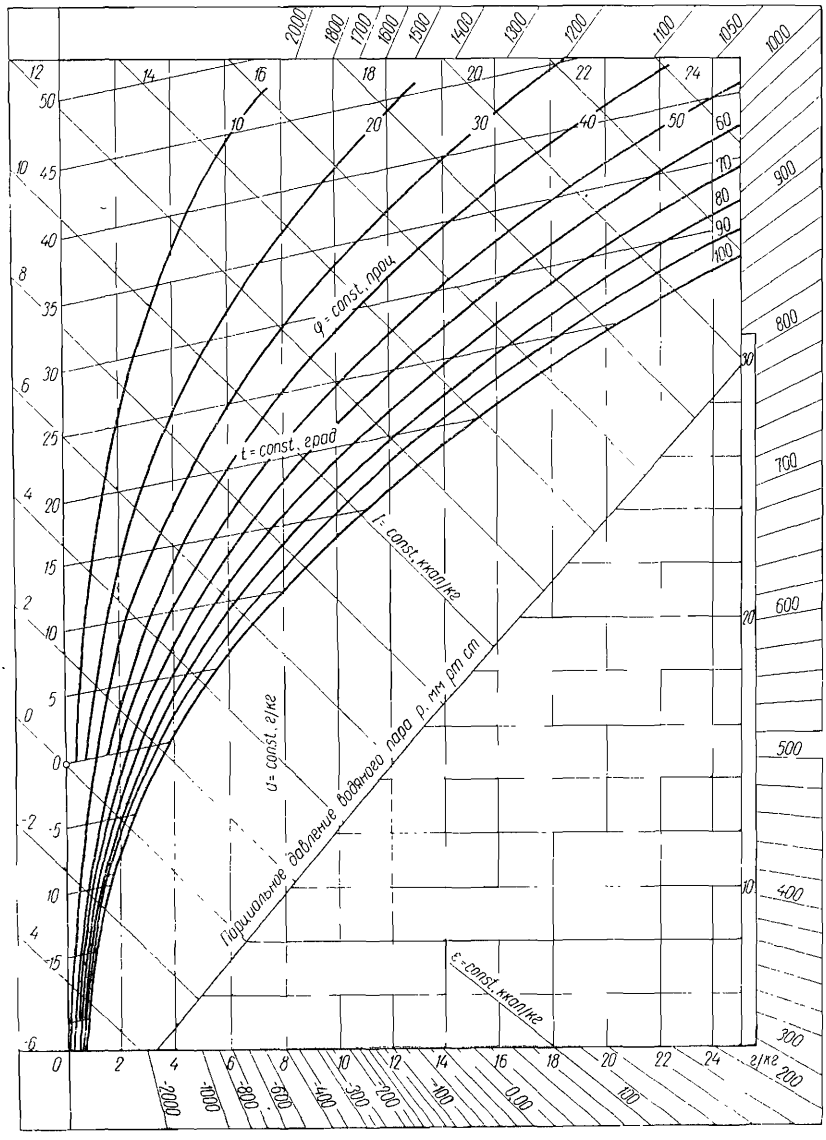
3. К категории легких работ относятся работы, производимые сидя, стоя или связанные с переменной ходьбой и требующие незначительных физических усилий (конторская работа, наборщики, прядильщики, ткачи, сборщики приборов, маляры и т. п.). К категории работ средней тяжести относятся работы с постоянной ходьбой, переноской тяжестей до 10 *кг*, производимые стоя и требующие значительных физических усилий (станочники холодной обработки металла, обработки дерева и пластмасс, сварщики, кузнецы на средних поковках и т. п.). К категории тяжелых работ относятся работы, требующие большого физического напряжения (грузчики, кузнецы на больших поковках, литейщики, прокатчики, сборщики крупных механизмов и т. п.).

4. В помещениях административного и общественного назначения в теплый период допускается увеличение температуры на 1—2° при условии увеличения подвижности воздуха до 0,25—0,50 *м/сек*. Из указанных в таблице температур для этих помещений следует принимать для северных районов низшие значения, а для остальных — высшее.

Климатические данные для некоторых пунктов СССР (СНиП II-Г. 7—62, СНиП II-А. 7—62)

Город	Широта φ', *град* с. ш.	Барометрическое давление $P_б$, *мм рт. ст.*	Параметры Б				Расчетная суточная амплитуда колебаний температур Δt_A, *град*
			Холодный период		Теплый период		
			$t_н$	$I_н$	$t_н$	$I_н$	
Астрахань	46	760	—22,0	—5,0	35,2	15,6	12,6
Батуми	42	760	± 0,0	+1,6	31,0	16,6	9,1
Волгоград	49	745	—25,0	—5,8	34,8	13,2	13,2
Воронеж	52	745	—25,0	—5,8	32,1	13,1	13,6
Горький	56	745	—28,0	—6,6	28,8	13,1	10,0
Киев	51	745	—21,0	—4,8	31,3	13,3	12,6
Ленинград	60	760	—24,0	—5,5	26,2	12,0	11,2
Львов	50	730	—16,0	—3,4	29,1	12,7	14,1
Минск	54	745	—22,0	—5,0	27,7	12,2	13,8
Москва	56	745	—26,0	—6,0	28,5	12,9	11,8
Одесса	47	760	—15,0	—3,1	30,5	14,5	8,9
Рига	57	760	—19,0	—4,2	27,5	12,3	12,0
Ростов-на-Дону	47	745	—22,0	—5,0	32,6	14,3	14,0
Рязань	55	745	—27,0	—6,3	30,4	13,3	13,8
Саратов	51	745	—28,0	—6,6	32,9	13,1	13,4
Свердловск	57	730	—32,0	—7,6	29,1	11,8	14,2
Ташкент	41	715	—13,0	—2,7	37,7	14,7	17,4
Харьков	50	745	—23,0	—5,3	31,1	13,5	13,9

Диаграмма I—d влажного воздуха для барометрического давления $P_б$ = =760 *мм рт. ст.*



ЛИТЕРАТУРА

1. *Нестеренко А. В.* Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. М., «Высшая школа», 1965.

2. *Рысин С. А.* Вентиляционные установки машиностроительных заводов. М., Машгиз, 1960.

3. *Участкин П. В., Тетеревников В. Н., Мателенок Д. А.* Кондиционирование воздуха в промышленных зданиях. М., Профиздат, 1963.

4. *Дегтярев Н. В., Гоголин А. А., Лушников А. А., Архипов Г. В., Лондон Н. И.* Кондиционирование воздуха. М.—Л., Госстройиздат, 1939.

5. *Каменев Н. П.* Отопление и вентиляция. Ч. II. Вентиляция. М., Стройиздат, 1964.

6. *Батурин В. В.* Вентиляция. М., Госстройиздат, 1959.

7. *Ладыженский Р. М.* Кондиционирование воздуха. М., Госторгиздат, 1962.

8. *Сорокин Н. С.* Вентиляция, увлажнение и отопление на текстильных фабриках. М., Государственное научно-техническое издательство литературы по легкой промышленности, 1959.

9. *Карпис Е. Е.* Расчет форсуночных камер кондиционеров. М., НИИСТ, 1960.

10. *Шкловер А. М.* Теплотехнические расчеты зданий, расположенных на юге СССР. М., Госстройиздат, 1952.

11. *Дубровкин С. Д.* Учет теплового действия солнечной радиации. «Отопление и вентиляция», № 5, 1941.

12. *Батурин В. В.* Основы промышленной вентиляции. М., Профиздат, 1965.

13. *Бахарев В. А., Трояновский В. Н.* Основы проектирования и расчета отопления и вентиляции с сосредоточенным выпуском воздуха. М., Профиздат, 1958.

14. *Клячко Л. С., Ганес И. Л.* Стандартизация воздухораспределителей и их выбор для систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Министерство строительства РСФСР. Сб. «Санитарно-технические работы». Вып. 3/7 (серия VI). М., 1961.

15. *Гримитлин М. И.* Закономерности развития свободных струй при истечении через перфорированные панели. Сб. научных трудов институтов охраны труда ВЦСПС, № 2, М., 1961.

16. *Кокорин О. Я.* Испарительное охлаждение для целей кондиционирования воздуха. М., Стройиздат, 1965.

17. *Сенатов И. Г.* Экспериментальное исследование теплотехнических и аэродинамических характеристик секций подогрева центральных кондиционеров. Сб. № 2 трудов НИИ сантехники АСиА СССР. М., Госстройиздат, 1959.

18. *Зусманович Л. М.* Оросительные камеры установок искусственного климата. М., «Машиностроение», 1967.

19. *Архипов Г. В.* Автоматическое регулирование кондиционирования воздуха. М., Профиздат, 1962.

20. *Левонтин Л. И.* Автоматизация систем искусственного климата. М.—К., Машгиз, 1962.

21. *Щекин Р. В., Кореневский С. М., Бем Г. Е., Скороходько Ф. И., Артюшенко М. А.* Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Т. 2. Киев, издательство «Будівельник», 1968.

22. *Промстройпроект.* Данные по проектированию систем кондиционирования воздуха промышленных зданий. Серия НМ-013. Вып. 1 и 2. Основные положения проектирования систем кондиционирования воздуха.

23. *Промстройпроект.* Данные по проектированию систем кондиционирования воздуха. Серия НМ-013. Вып. 3. Тепловой и влажностный балансы помещений при кондиционировании воздуха.

24. *Промстройпроект.* Данные по проектированию систем кондиционирования воздуха промышленных зданий. Серия НМ-013. Вып. 4. Распределение воздуха.

25. *Промстройпроект.* Данные по проектированию систем кондиционирования воздуха. Серия НМ-013. Вып. 5. Схемы систем кондиционирования воздуха.

26. *Промстройпроект.* Данные по проектированию систем кондиционирования воздуха промышленных зданий. Серия НМ-013. Вып. 6. Расчет камер орошения кондиционеров.

27. *Промстройпроект.* Данные по проектированию систем кондиционирования воздуха промышленных зданий. Серия НМ-013. Вып. 8. Поверхностные воздухоохладители.

28. *Промстройпроект.* Данные по проектированию систем кондиционирования воздуха промышленных зданий. Серия НМ-013. Вып. 9. Увлажнение и испарительное охлаждение воздуха.

29. *Промстройпроект.* Данные по проектированию систем кондиционирования воздуха промышленных зданий. Серия НМ-013. Вып. 13. Холодоснабжение систем кондиционирования воздуха.

30. *Сантехпроект.* Автоматизация центральных кондиционеров производительностью от 10 до 80 тыс. $м^3/ч$. Серия ОВ-04-01/66.

31. *Сантехпроект.* Альбом оборудования. Водоподогреватели. М., 1968.

32. *Сантехпроект.* Альбом оборудования. Калориферы и агрегаты. М., 1968.

33. *Сантехпроект.* Альбом оборудования. Кондиционеры, данные по расчету. М., 1963.

34. *Сантехпроект.* Временные рекомендации по акустическому расчету вентиляционных установок. М., 1966.

35. *Сантехпроект и Институт строительной физики.* Вентиляционные шумоглушители. Серия А8-104. Рабочие чертежи. М., 1966.

36. *Сантехпроект.* Указания по расчету приточных воздухораспределительных устройств. Серия АЗ-358. М., 1968.

37. *Сантехпроект.* Альбом приборов и средств автоматизации для санитарно-технических систем и котельных установок. Вып. XI. Регулирующие клапаны и соленоидные вентили. Серия М6-5. Исполнительные механизмы. М., 1968.

38. *Сантехпроект.* Расчет регулирующих клапанов тепло- и холодоносителя санитарно-технических систем. М., 1967.

39. *Сантехпроект.* Определение размера аккумулятора холода для системы кондиционирования воздуха. М., 1969.

40. *Сантехпроект.* Справочник проектировщика промышленных, жилых и общественных зданий и сооружений. Вентиляция и кондиционирование воздуха (внутренние санитарно-технические устройства). Ч. II. М., Стройиздат, 1969.

41. *ЦИНИС Госстроя СССР*. Методы расчета кондиционеров двухступенчатого испарительного охлаждения. Экспресс-информация № 10. М., 1964.
42. *Харьковский завод «Кондиционер»*. Каталог типового оборудования для центральных кондиционеров. 1965.
43. *Центральное конструкторское бюро* холодильного машиностроения (ЦКБХМ). Каталог холодильного оборудования. М., Машгиз, 1963.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Основные свойства влажного воздуха 3
Аналитические зависимости 3
I—d диаграмма влажного воздуха 10
Расчеты систем кондиционирования воздуха 24
Расчетные параметры воздуха 24
Расход и поступление тепла в помещение 26
Нагревание воздуха в вентиляторах и воздухопроводах . 42
Поступление влаги в помещения 44
Производительность систем КВ 45
Распределение воздуха 48
Расчет процессов обработки воздуха в кондиционерах . 66
Расчет оборудования кондиционеров 97
Воздухонагреватели 97
Фильтры 104
Камеры орошения 105
Поверхностные воздухоохладители 113
Вентиляторные установки 116
Глушители шумов 120
Холодильные установки 132
Вспомогательное оборудование кондиционеров . . . 137
Местные кондиционеры 139
Автоматизация систем КВ 140
Приложения 151
Литература 156

Борис Николаевич Сребницкий

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Спецредактор *С. М. Кореневский*
Редактор *К. В. Бергер*
Обложка художника *М. С. Моложавого*
Художественный редактор *Н. С. Величко*
Технический редактор *Л. А. Серафин*
Корректор *Г. С. Минеева*

БФ 00707. Сдано в набор 25/II-1970 г. Подписано к печати 18/VIII-1970 г. Бумага № 2, 60×90¹/₁₆=5 бумажных, 10 физ. и условн. печ. л., 9,06 уч.-изд. л. Тираж 15000. Цена 55 коп. Зак. 64.

Издательство «Будівельник», Киев, Владимирская, 24

Киевская книжная типография № 6, Киев, Выборгская, 84.