

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«Харківський політехнічний інститут»

КОНДИЦІЮВАННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЯ ПОВІТРЯ

Текст лекцій

для студентів енергомашинобудівних спеціальностей

Затверджено редакційно-
видавничою радою університету,
протокол № 3 від 21. 12. 2007 р.

Харків НТУ «ХПІ» 2009

ББК 38.762.3

Б 87

УДК 697.94(075.8)

Рецензенти:

О.О.Алексахін, канд.техн.наук, доцент, Харківська національна академія міського господарства

Р.Г.Акмен, канд.техн.наук, професор, Національний технічний університет

«Харківський політехнічний інститут»

Братута, Е.Г. та ін.

Б 87 Кондиціювання та вентиляція повітря [Текст]: текст лекцій / Е. Г. Братута, А. М. Ганжа, О. В. Круглякова, В. В. Чубарова – Харків : НТУ «ХПІ», 2009. – 128 с.

ISBN 978-966-593-728-9

У тексті лекцій систематизовані матеріали, що включають елементи термодинаміки вологого повітря, основи теплового та вологісного балансу приміщень, основні способи забезпечення штучного клімату в житлових і виробничих приміщеннях, а також термодинамічні й схемні рішення процесів кондиціювання. Даються основи теорії й інженерних рішень стосовно природної і штучної вентиляції будинків.

Призначено для студентів енергомашинобудівного факультету спеціальності 7.090510 «Теплоенергетика» та 7.000008 «Енергетичний менеджмент».

Іл. 83. Табл. 4. Библиогр.: 4 назв.

ББК 38.762.3

ISBN 978-966-593-728-9

© Е.Г.Братута, А.М.Ганжа,
О.В. Круглякова, В.В.Чубарова, 2009

ВСТУП

Під системами кондиціонування повітря (СКП) розуміють сукупність апаратів і засобів автоматизації, що забезпечують комфортні параметри в приміщенні незалежно від зміни параметрів зовнішнього клімату й умов усередині приміщення.

Основною функцією СКП є трансформація змінних у часі параметрів зовнішнього повітря, що надходить у СКП, у комфортні параметри внутрішнього клімату приміщення.

Умовно всі СКП можна класифікувати за різними ознаками таким чином:

1) За призначенням СКП розрізняють:

а) Комфортне кондиціонування.

Воно забезпечує мікроклімат в адміністративних і житлових приміщеннях. При цьому припустиме відхилення температури повітря від комфортної становить $\Delta t = 1-2$ °С. Відхилення відносної вологості від комфортної становить $\Delta \varphi = 3-5$ %.

б) Технологічне кондиціонування.

Забезпечує параметри повітря, що обумовлені відповідними вимогами технологічного процесу (целюлозна, напівпровідникова, харчова промисловість та ін.).

в) Термоконстантне кондиціонування.

Обслуговує приміщення, у яких розміщається обладнання високоточних технологій (напівпровідникова техніка, приладобудування, оптичні прилади й т.д.). Тут припустимі відхилення від температури й вологості в приміщенні, які є заданими, на рівні $\Delta t = 0,1-0,2$ °С; $\Delta \varphi = 0,5-0,6$ %.

2) За режимом роботи СКП розрізняють:

а) Цілорічні.

б) Сезонні.

3) За розміщенням СКП відносно приміщення, що кондиціонується:

а) Центральні СКП, призначені для постачання повітрям системи приміщень від єдиного централізованого блоку СКП.

б) Місцеві СКП, тобто кондиціонер обслуговує одне приміщення, в якому він розташований.

4) За постачанням СКП теплотою та холодом розрізняють:

- а) Автономні системи із вбудованими джерелами теплоти й холоду.
- б) Централізовані системи, коли теплопостачання й холодопостачання здійснюються з централізованих джерел (зовнішнє централізоване постачання водою від районних або місцевих тепловпунктів та постачання холодом від централізованих холодильних станцій).

5) За схемою руху повітря у СКП:

а) Прямоточна схема

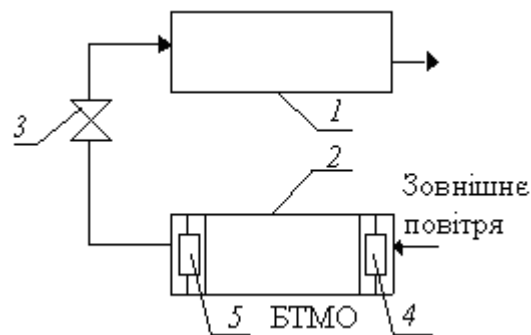


Рис. 1.1. Прямоточна схема руху повітря

Зовнішнє повітря входить у кондиціонер (див. рис. 1.1), де після очищення від пилу в спеціальному фільтрі надходить у зимовий період до калорифера першого підігріву 4. Тут іде його попередній підігрів за рахунок гарячої води або пари, що циркулює в цьому теплообміннику. Після цього повітря надходить у блок тепломасообміну 2, де взаємодіє з краплями води в камері зрошення, та може залежно від температури води нагріватися, охолоджуватися й піддаватися або осушці, або зволоженню. Таким чином, у цьому блоці можуть здійснюватися у відповідному сполученні всі чотири основні процеси обробки повітря. З метою доведення параметрів повітря (температури й відносної вологості) до необхідного рівня, тобто додання повітрю властивостей припливного повітря, є калорифер другого підігріву 5, конструктивно такий же, як і перший калорифер. Тут повітря, як у зимовий, так й у літній період піддається вторинному нагріванню й, далі, за допомогою вентиляційної установки 3 подається в приміщення 1. Після поглинання повітрям надлишків тепла й вологості в приміщенні воно видаляється в навколишнє середовище.

б) Схема з першою рециркуляцією

Схема (див. рис. 1.2) відрізняється від попередньої тим, що частина повітря, яка вийшла із приміщення, за допомогою рециркуляційного вентилятора б подається або перед, або за калорифер першого підігріву 4.

Ця схема дозволяє за рахунок використання тепла рециркуляційного

повітря усередині приміщення в зимовий період зменшити необхідну витрату теплової енергії на підігрів повітря у калорифері першого підігріву 4, а в літній період (коли цей калорифер відключається) знизити необхідну витрату холоду для охолодження води, що розпилюється в камері зрошення.

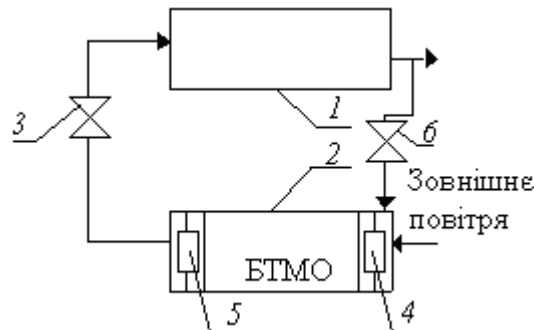


Рис. 1.2. Схема з першою рециркуляцією

в) Схема із двома рециркуляціями.

Відповідно до схеми (рис. 1.3), рециркуляційне повітря надходить у кондиціонер як перед (або за) калорифером першого підігріву 5, так і перед калорифером другого підігріву 4. Таке схемне рішення також приводить до зниження витрати енергії на СКП й у ряді випадків, як буде показано пізніше, у літній період дозволяє взагалі виключити необхідність використання калорифера 5.

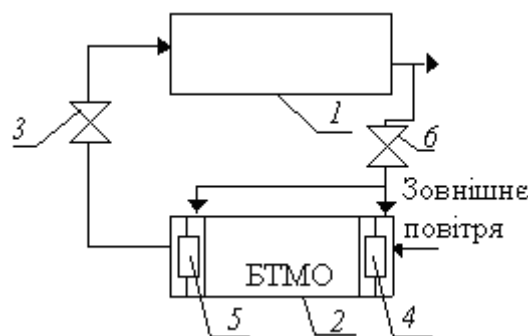


Рис. 1.3. Схема із двома рециркуляціями

б) За продуктивністю, тобто витратою повітря, що проходить крізь кондиціонер, розрізняють кондиціонери:

- а) низької продуктивності* – до 10^4 м³/год;
- б) середньої продуктивності* – до $80 \cdot 10^3$ м³/год;
- в) високої продуктивності* – більше $80 \cdot 10^3$ м³/год.

Максимальна продуктивність центральних кондиціонерів, що випускають в Україні, становить 250 тис. м³/год.

7) За тиском повітря, що розвиває вентилятор у припливних повітроводах СКП:

а) *низький тиск* – до 120 мм. вод. ст.

б) *середній* – до 300 мм. вод. ст.

в) *високий* – більше 300 мм. вод. ст.

Якщо заданими параметрами є секундна витрата повітря M , його густина ρ та швидкість W , то з рівняння нерозривності можна отримати вираз для площі поперечного перерізу F повітроводу:

$$F = \frac{M}{\rho W}.$$

У зв'язку із цим системи з високим тиском (а відповідно, з високою густиною повітря ρ) вигідні з погляду мінімізації розмірів повітроводів усередині приміщення й зниження їхньої металоємності.

8) За ступенем кондиціонування повітря:

а) *найпростіші СКП*, у яких підтримуються лише задані температура й відносна вологість повітря в приміщенні.

б) *СКП середньої складності*, у яких при заданих температурі й вологості повітря забезпечується і необхідна його рухливість у приміщенні.

в) *СКП підвищеної складності*, які забезпечують ті ж функції, що й системи в пунктах а й б, і, крім того, виконують функції знезаражування повітря і його дезодорування.

г) *Автономні системи життєзабезпечення* з повним циклом регенерації повітря, води й т.д.

Питання для самоконтролю

1. Що розуміють під системою кондиціонування повітря (СКП)?
2. Як класифікуються СКП за призначенням й режимом роботи?
3. Як класифікуються СКП за продуктивністю й тиском повітря, що розвиває вентилятор у мережі повітроводів? У чому перевага підвищеного тиску повітря?
4. Наведіть основні схеми руху повітря у СКП. Які відомі типи СКП за їх розміщенням щодо приміщення?
5. У чому перевага схем СКП із рециркуляцією повітря?
6. Як розрізняються СКП за їх постачанням теплотою й холодом і за їх продуктивністю?

1. ЕЛЕМЕНТИ ТЕРМОДИНАМІКИ ВОЛОГОГО ПОВІТРЯ

Очевидно, що робочим тілом у системах кондиціювання є вологе повітря. У зв'язку із цим необхідно згадати основні термодинамічні співвідношення, що описують стан цього середовища.

Під *вологим повітрям* розуміють механічну суміш сухого повітря й водяної пари. При цьому сухе повітря – це суміш, що складається з 75 % азоту, 23 % кисню, 1,3 % аргону, 0,05 % вуглекислоти. Вкраплення інших газів має випадковий характер. Концентрація водяної пари в повітрі змінюється в широких межах, причому водяна пара може бути або насиченою, або перегрітою.

Якщо M – маса вологого повітря, а $M_{\text{сп}}$ – маса сухого повітря й $M_{\text{п}}$ – маса пари в суміші, то очевидно, що

$$M = M_{\text{сп}} + M_{\text{п}}. \quad (1.1)$$

Якщо тиск повітря перебуває на рівні барометричного, а його температура стосовно до процесів у СКП змінюється від +30 до –30 °С, то з достатнім ступенем точності вологе повітря можна вважати ідеальним газом. Тоді для нього справедливе рівняння Дальтона:

$$P = P_{\text{сп}} + P_{\text{п}}, \quad (1.2)$$

де P – абсолютний тиск вологого повітря;

$P_{\text{сп}}$ й $P_{\text{п}}$ – парціальні тиски сухого повітря й пари.

1.1. Способи задання вологості повітря

Існують три способи задання вологості повітря.

Першим способом задання є використання поняття про *вологоміст* як відношення маси пари до маси сухого повітря, гр. пари / кг. сух. пов.

$$d = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{сп}}}. \quad (1.3)$$

З рівняння стану пари його масу можна визначити як

$$M_{\text{п}} = \frac{P_{\text{п}} V}{R_{\text{п}} T}, \quad (1.4)$$

а з рівняння стану для повітря:

$$M_{\text{сп}} = \frac{P_{\text{сп}} V}{R_{\text{сп}} T}, \quad (1.5)$$

де V й T – об'єм і температура вологого повітря.

Підставляючи (1.4) і (1.5) в (1.3), одержимо:

$$d = \frac{R_{\text{сп}}}{R_{\text{п}}} \frac{P_{\text{п}}}{P_{\text{сп}}}.$$

З (1.2) видно, що

$$P_{\text{сп}} = P - P_{\text{п}}.$$

Використовуючи чисельні значення газової постійної для повітря $R_{\text{сп}} = 287$ Дж/(кг·К) і пари $R_{\text{п}} = 461$ Дж/(кг·К), одержимо:

$$d = 0,623 \frac{P_{\text{п}}}{P - P_{\text{п}}}. \quad (1.6)$$

Другим способом задання вологості повітря є використання *абсолютної вологості повітря*:

$$\gamma = \frac{M_{\text{п}}}{V}, \quad (1.7)$$

яка фізично являє собою питому вагу (або густину) водяної пари у вологому повітрі ($\gamma = \rho = 1/v$).

Третій спосіб задання вологості повітря з використанням поняття відносної вологості ϕ вимагає деяких пояснень. Розглянемо p - v діаграму водяної пари (рис. 1.4).

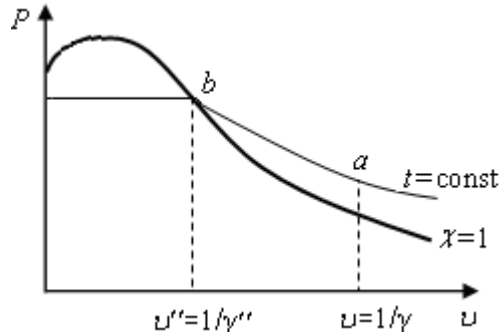


Рис. 1.4. Зміна стану водяної пари у вологому повітрі в p - v діаграмі

Припустимо, що точка a характеризує деякий стан вологого повітря. Їй відповідає температура t й абсолютна вологість повітря γ . У цій точці пара, яка входить до складу вологого повітря, є перегрітою (як видно з діаграми). Якщо при постійній температурі ($t = \text{const}$) і фіксованому об'ємі приміщення V , буде збільшуватися маса пари $M_{\text{п}}$, то відповідно до (1.7) збільшиться й абсолютна вологість γ . З p - v діаграми видно, що максимально можливим значенням абсолютної вологості при даній температурі є питома вага пари γ'' у точці b на лінії верхньої примежової кривої ($x = 1$), де пара стає сухою насиченою. При подальшому збільшенні вологості пара мала б перейти до стану вологої насиченої (зліва від точки

b), але цього не відбувається, тому що та частина пари, яка перевищує максимально можливу, конденсується.

Таким чином, під **відносною вологістю повітря** розуміють відношення абсолютної вологості при даній температурі до максимально можливої абсолютної вологості при тій же температурі:

$$\varphi = \frac{\gamma}{\gamma''} . \quad (1.8)$$

Тобто відносна вологість φ – це відношення маси пари в повітрі при даній температурі до максимально можливої кількості пари при тій же температурі.

Якщо абсолютні вологості γ і γ'' визначаються для однієї й тієї ж температури, то на підставі закону Бойля-Маріотта маємо, що

$$\varphi = \frac{\gamma}{\gamma''} = \frac{P_{\text{п}}}{P_{\text{н}}},$$

де $P_{\text{н}}$ – тиск насичення пари при даній температурі (визначається або з i -s діаграми, або за таблицями водяної пари).

Звідси видно, що парціальний тиск водяної пари можна визначити за формулою

$$P_{\text{п}} = \varphi P_{\text{н}}. \quad (1.9)$$

Звичайно відносна вологість φ визначається експериментально. Підстав-ляючи в (1.6) значення $P_{\text{п}}$ з (1.9), одержимо остаточне розрахункове рівняння для вологовмісту:

$$d = 0,623 \frac{\varphi P_{\text{н}}}{P - \varphi P_{\text{н}}}. \quad (1.10)$$

1.2. Ентальпія вологого повітря

Якщо M – маса вологого повітря, i – його ентальпія, то на підставі рівняння змішування можна записати, що

$$M \cdot i = M_{\text{с.п}} \cdot i_{\text{с.п}} + M_{\text{п}} \cdot i_{\text{п}},$$

де $i_{\text{с.п}}$ й $i_{\text{п}}$ – ентальпії сухого повітря й пари.

Якщо вміст парів води у вологому повітрі може бути різним залежно від відносної вологості φ , те прийнято під **питомою ентальпією** вологого повітря розуміти ентальпію, віднесену до 1 кг сухого повітря $M_{\text{с.п}}$. Тому, розділивши це рівняння на $M_{\text{с.п}}$, одержимо (з урахуванням того, що

$$d = M_{\text{п}} / M_{\text{с.п}})$$

$$i = i_{\text{с.п}} + d \cdot i_{\text{п}}. \quad (1.11)$$

Приймаючи якісь середні значення для теплоємностей повітря та пари й теплоти паротворення $C_{p \text{ с.п}} = 1$ кДж/(кг К), $C_{p \text{ п}} = 1,88$ кДж/(кг К), $r = 2500$ кДж/кг, з урахуванням того, що $i_{\text{с.п}} = C_{p \text{ с.п}} \cdot t$ й $i_{\text{п}} = r_{\text{п}} + C_{p \text{ п}} \cdot t$, одержимо формулу для розрахунку ентальпії вологого повітря (в кДж/кг сухого повітря):

$$i = t + (2500 + 1,88 t)d. \quad (1.12)$$

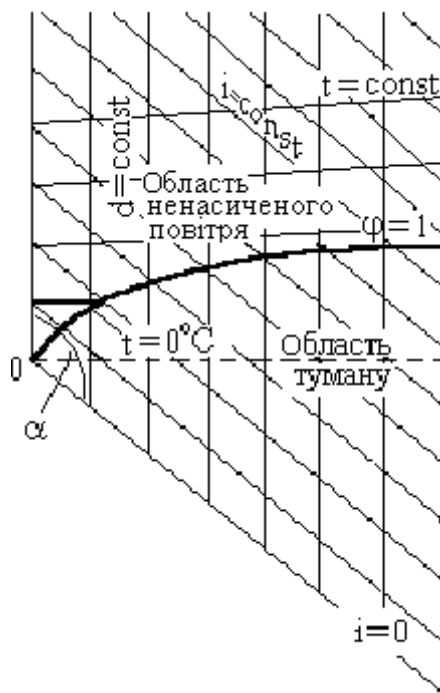
1.3. $I-d$ діаграма вологого повітря

У загальному випадку всі процеси кондиціонування можуть бути розраховані за допомогою рівнянь (1.9), (1.10) та (1.12). Однак більш зручно скористатися графічною інтерпретацією цих співвідношень у вигляді $I-d$ діаграми вологого повітря.

$I-d$ діаграма будується в косокутній системі координат з кутом між осями $\alpha = 135^\circ$, що дозволяє, на відміну від прямокутної системи, істотно збільшити розміри поля параметрів повітря у діапазоні між $\phi = 0$ й $\phi = 1$, тобто у всьому діапазоні параметрів, які реалізуються у СКП.

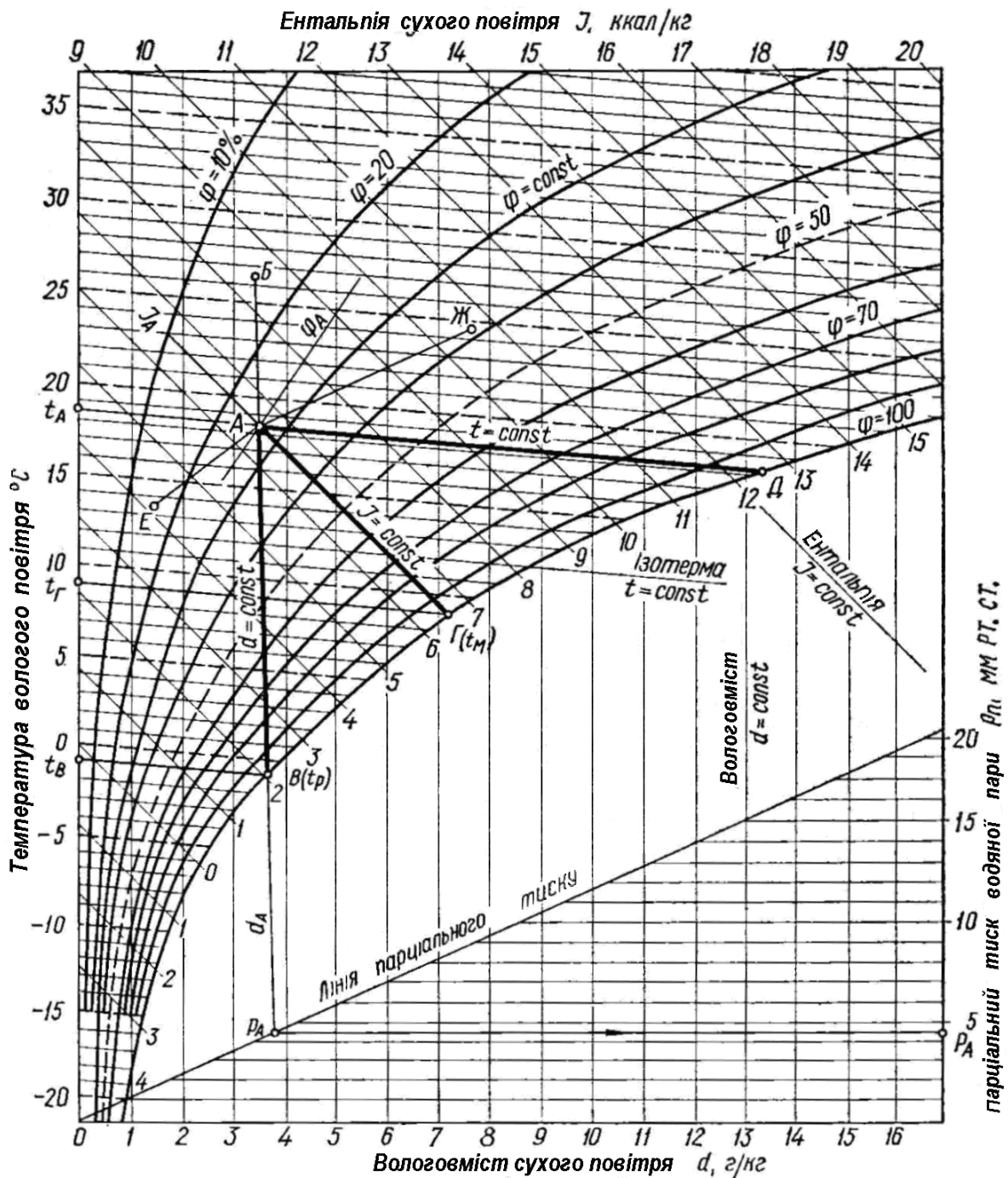
Кожна $I-d$ діаграма будується для певного барометричного тиску P .

Спочатку наносять масштабну сітку, яка складається з ліній $I = \text{const}$ й $d = \text{const}$, з переносом значень d з похилої осі на горизонтальну.



а

Рис. 1.5. $I-d$ діаграма вологого повітря



б

Рис. 1.5. t - d діаграма вологого повітря (продовження)

За рівнянням (1.12) будують сімейство ізоترم ($t = \text{const}$). Для цього задають, приміром, конкретну температуру t , і тоді ентальпія вологого повітря i стає однозначною функцією d . Призначаючи при цьому різні вологовмісти d в інтервалі, наприклад, від 0 до 50 гр/кг сух. пов. з певним інтервалом, будують ізотерму, і, аналогічно їй, усе сімейство ізоترم.

Далі будується сімейство ліній $\phi = \text{const}$ за рівнянням (1.10), яке можна перетворити таким чином

$$\varphi = \frac{d P}{d P_n + 0,623 P_n}. \quad (1.13)$$

Тут P – барометричний тиск, заданий для конкретної діаграми. Вибравши довільну ізотерму з конкретним значенням температури t , за таблицями водяної пари знаходять відповідний цій температурі тиск насичення P_n . З (1.10) видно, що вологовміст d для даної ізотерми є однозначною функцією відносної вологості φ . Вибираючи ряд значень φ від 0 до 1 з певним інтервалом, одержують на цій ізотермі ряд точок з відповідними значеннями φ . Провівши цю операцію для всіх ізотерм і з'єднавши точки з однаковим φ , одержують сімейство ліній $\varphi = \text{const}$.

На лінії $\varphi = 1$ повітря називається вологим насиченим, тому що воно містить водяну пару в стані насичення. Вся область нижче $\varphi = 1$ – це область туману, тобто суміш сухого повітря, насиченої пари й крапель води. Вся область вище $\varphi = 1$ – це звичайне вологе повітря.

В $I-d$ діаграмі завжди є певна ізотерма, температура якої це температура насичення при даному барометричному тиску P , тоді в рівнянні (1.10) значення P_n для цієї ізотерми (≈ 100 °С) будуть чисельно дорівнювати P . Очевидно, що в цьому випадку P_n й P в (1.10) скорочуються, і формула набуває вигляду

$$d = 0,623 \frac{\varphi}{1 - \varphi}.$$

Таким чином, далі кожному значенню вологовмісту d буде однозначно відповідати значення відносної вологості φ . І, починаючи із цієї ізотерми, лінії $d = \text{const}$ збігаються з лініями $\varphi = \text{const}$. З формули (1.6)

$$d = 0,623 \frac{P_n}{P - P_n}$$

видно, що лінії $d = \text{const}$ збігаються з лініями постійного парціального тиску P_n . На підставі (1.6) в $I-d$ діаграмі будується залежність $P_n = f(d)$.

1.4. Зображення процесів в $I-d$ діаграмі

Для зручності побудови процесів у СКП за допомогою $I-d$ діаграми використовують поняття про так зване тепловологісне відношення або **кутовий коефіцієнт променя процесу** ε . При цьому під променем процесу ε розуміють відношення зміни ентальпії до зміни вологовмісту в тому ж процесі:

$$\varepsilon = \frac{i_2 - i_1}{d_2 - d_1} \cdot 10^3. \quad (1.14)$$

У формулі d береться в г/кг сухого повітря, а сама величина ε має розмірність кДж/кг.

Розглянемо два процеси: $c-a$ і $c-b$, що лежать на одній прямій (рис. 1.6). З подібності трикутників $aa'b$ й $cc'b$ витікає, що

$$\frac{aa'}{ac} = \frac{cc'}{cb}.$$

Якщо відрізки ac й cb пропорційні величинам $d_a - d_c$ й $d_c - d_b$, то

$$\frac{i_a - i_c}{d_a - d_c} = \frac{i_c - i_b}{d_c - d_b} = \varepsilon. \quad (1.15)$$

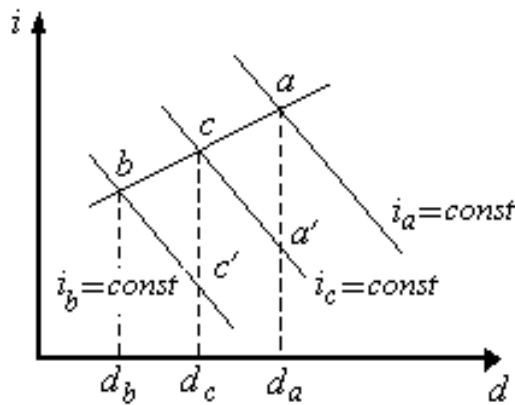


Рис. 1.6. До поняття про кутовий коефіцієнт променя процесу

Співвідношення (1.15) можуть розглядатися як відповідні критерії теплової подібності. Таким чином, якщо кожен наступний етап процесу (приміром, ac) подібний у тепловому відношенні своєму наступному етапу cb , то в цілому процес ab може зображуватися прямою лінією. Це є правильним майже для всіх процесів кондиціювання (при цьому вважається, що в діапазоні температур, який є притаманним для СКП, зміна фізичних властивостей вологого повітря істотно не впливає на теплову подібність процесів).

При заданій витраті повітря L кількість теплоти, що виділена або поглинена повітрям, кДж

$$Q = L(i_2 - i_1),$$

а кількість виділеної або поглиненої вологи, кг:

$$W = L(d_2 - d_1)10^{-3}.$$

У цих формулах ентальпія i береться в Дж/кг, а вологовміст d – в г/кг. сух. пов.). Отже, кутовий коефіцієнт променя процесу на основі (1.14) може бути поданий як

$$\varepsilon = \frac{Q}{W}.$$

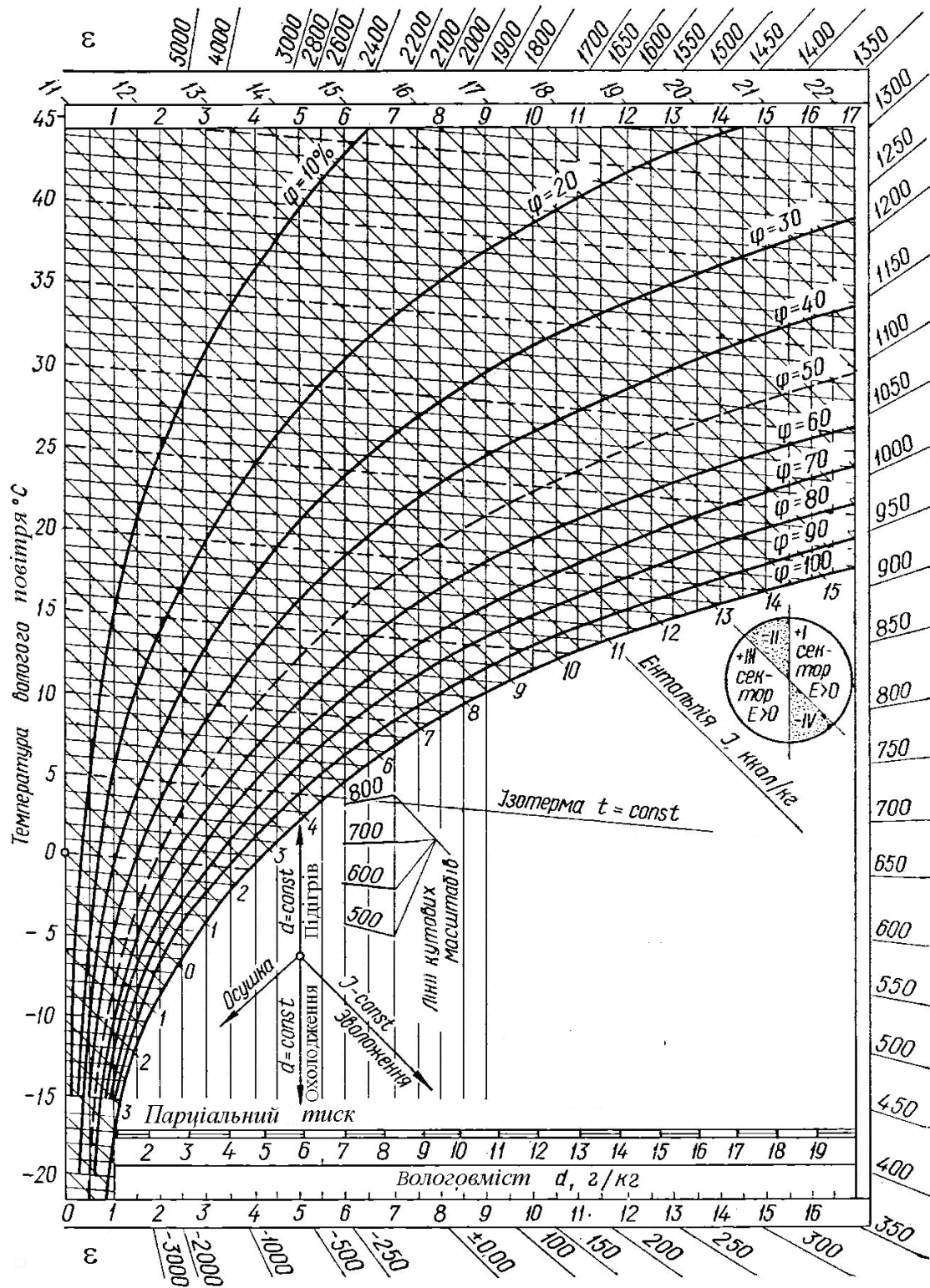


Рис.1.7. Кутові масштаби ε процесу на полі $I-d$ діаграми

Для зручності побудови процесів кондиціювання в $I-d$ діаграмі, приміром, при відомих Q й W у приміщенні, на полях діаграми наносяться напрямки кутових коефіцієнтів ε , як показано на рис. 1.7.

Наприклад, для процесів при постійному вологовмісті $d = \text{const}$, ($\Delta d = 0$), з формули $\varepsilon = \Delta i / \Delta d$ випливає, що $\varepsilon = \infty$. Для процесів з постійною ентальпією $i = \text{const}$, $\Delta i = 0$, отже, $\varepsilon = 0$. У діапазоні між $\varepsilon = \infty$ і $\varepsilon = 0$ проводять відповідні напрямки ε .

Знаючи кількість теплоти Q і вологи W , що виділяється в приміщенні, можна знайти значення ε . Далі, із точки, що відповідає відомій температурі повітря на виході із приміщення й необхідній відносній вологості, шляхом прямого переносу відповідного напрямку ε на поле діаграми, знаходять напрямок процесу зміни стану повітря в приміщенні.

1.5. Змішання потоків повітря з різними вихідними параметрами

Необхідність розгляду цього процесу обумовлена розрахунком схем СКП з однією або двома рециркуляціями, коли, приміром, змішуються потоки зовнішнього й внутрішнього повітря або потік внутрішнього повітря з потоком повітря, який вийшов з камери зрошення кондиціонера.

Розглянемо два потоки повітря, які задані відповідно витратами L_a , L_b , ентальпіями i_a й i_b та вологовмістом d_a , d_b .

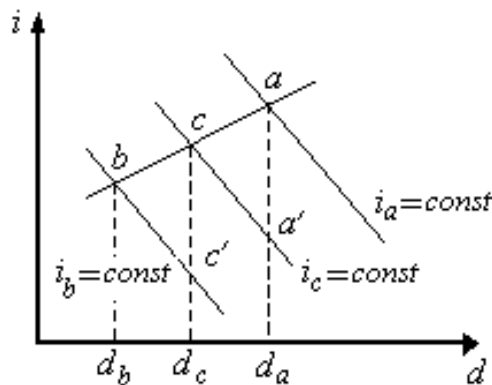


Рис. 1.8. Процес змішання потоків повітря з різними вихідними параметрами

З теплового балансу процесу змішання випливає, що

$$L_a \cdot i_a + L_b \cdot i_b = i_c (L_a + L_b), \quad (1.16)$$

де i_c – ентальпія суміші двох потоків.

З матеріального балансу процесу змішання випливає, що

$$L_a d_a + L_b d_b = d_c (L_a + L_b), \quad (1.17)$$

де d_c – вологовміст суміші.

Якщо добуток $L \cdot d = W$ – це є кількість пари, що подається або відбирається, то із цього видно фізичний зміст співвідношення (1.17), тобто в правій частині записана сумарна кількість пари, внесеної потоками a й b .

Перепишемо (1.16) і (1.17) у вигляді

$$L_a (i_a - i_c) = L_b (i_c - i_b), \quad (1.18)$$

$$L_a (d_a - d_c) = L_b (d_c - d_b). \quad (1.19)$$

Розділивши (1.18) на (1.19), одержимо

$$\frac{i_a - i_c}{d_a - d_c} = \frac{i_c - i_b}{d_c - d_b}. \quad (1.20)$$

Якщо $\varepsilon = \Delta i / \Delta d$, то з (1.20) маємо

$$\varepsilon_{a-c} = \varepsilon_{c-b}. \quad (1.21)$$

З (1.21) одержимо **перше правило змішання**: процес змішання в $I-d$ діаграмі є пряма лінія, яка з'єднує точки вихідних станів a й b потоків, що змішуються.

Із (1.18) одержимо, що

$$\frac{L_a}{L_b} = \frac{i_c - i_b}{i_a - i_c}, \quad (1.22)$$

тут c – стан суміші, а значення зміни ентальпій в (1.22) відповідають наступним відрізкам: $i_c - i_b = cc'$, $i_a - i_c = aa'$.

З подібності трикутників $aa'z$ і $cc'b$ маємо

$$\frac{L_a}{L_b} = \frac{cc'}{aa'} = \frac{bc}{ac}. \quad (1.23)$$

Зі співвідношення (1.23) випливає **друге правило змішання**: точка стану суміші c ділить загальний процес змішання ab на частини, обернено пропорційні витратам потоків, що змішуються.

Якщо $L_c = L_a + L_b$, то

$$L_a = L_{cm} - L_b. \quad (1.24)$$

Підставляючи L_a з (1.24) в (1.23), одержимо

$$\frac{L_c - L_b}{L_b} = \frac{bc}{ac}.$$

Звідки

$$\frac{L_c}{L_b} = 1 + \frac{bc}{ac} = \frac{ac + bc}{ac} = \frac{ab}{ac}. \quad (1.25)$$

З (1.25) маємо **третє правило змішання**: довжина всього процесу змішання ab пропорційна сумі витрат потоків, тобто витраті суміші L_c . При відомих витратах L_a й L_b , а, отже, й витраті L_c , із (1.25) легко знайти стан суміші c :

$$ac = ab \cdot \frac{L_b}{L_c} \quad (1.26)$$

Дійсно, відклавши від точки a значення відрізка ac на прямій ab , знаходять стан c .

1.6. Поняття про температуру «морого» термометра t_m та температуру точки роси t_p

Відомо, що коли в приміщенні з певною температурою повітря t за звичайним, так званим сухим термометром, помістити відкриту посудину з водою, то температура поверхні цієї води τ завжди в загальному випадку виявляється нижчою t . Це обумовлено тим, що в процесі випару з поверхні рідини вилучаються найбільш високошвидкісні молекули, зменшуючи тим самим внутрішню кінетичну енергію поверхневого шару рідини, що, природно, пов'язане зі зниженням температури цієї поверхні. Установлено, що різниця температур $\Delta t = t - \tau$ тим вища, чим нижча відносна вологість навколишнього повітря. У випадку, коли повітря насичене водяною парою ($\varphi = 1$), різниця $\Delta t = 0$.

Очевидно, що для утворення 1 кг пари при випарі з поверхні рідини необхідно від повітря до рідини передати теплоту, еквівалентну теплоті паротворення r . Одночасно з цим з фізичною теплотою пари, що утворилася, у повітря передається така ж сама кількість теплоти r , а також ще й теплота, еквівалентна так званій початковій ентальпії рідини $i_0 = C_p \tau$ (тобто та кількість теплоти, що запозичена з навколишнього середовища, пішла на нагрівання води від 0°C до τ).

З $T-s$ діаграми водяної пари (рис. 1.9) видно, що коли при випарі в повітря надходить суха насичена пара в стані a , то вона містить теплоту r і початкову ентальпію рідини:

$$q = (\tau - 0)C_p,$$

тобто теплоту, витрачену раніше на нагрівання від 0° до τ° . Отже, якщо від повітря було передано τ одиниць теплоти, а від рідини $\tau + C_p\tau$ одиниць, то в результаті відповідно до балансу теплоти у повітря передається теплота $C_p\tau$. Тому, якщо i_1 й i_2 – ентальпії повітря на початку й наприкінці процесу випару води, а d_1 й d_2 – початковий і кінцевий вологовміст повітря, то тепловий баланс процесу випару можна записати як

$$i_2 = i_1 + (d_2 - d_1) \cdot 10^{-3} C_p \tau. \quad (1.22)$$

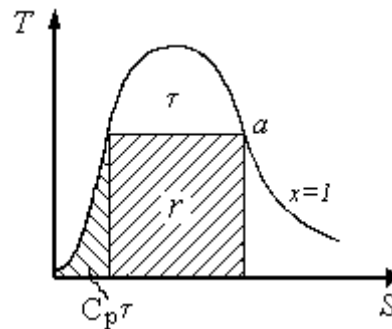


Рис. 1.9. Ілюстрація до поняття про початкову ентальпію рідини

Звичайно другий доданок правої частини виявляється зневажливо малим порівняно з i_1 . Тоді можна вважати, що процес насичення повітря паром, яка утворена в результаті випару з поверхні рідини, проходить при постійній ентальпії $i_2 = i_1$. На підставі цього можна побудувати зазначений процес 1–2 зміни параметрів повітря в I – d діаграмі.

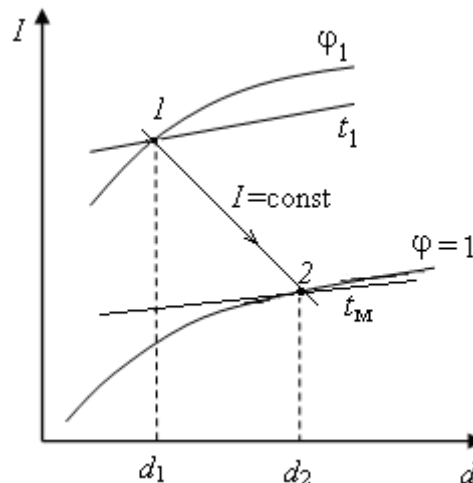


Рис. 1.10. До поняття про температуру мокрого термометра

Нехай ϵ початковий стан повітря з параметрами ϕ_1 й t_1 , тоді, відповідно до встановленого характеру процесу, він повинен іти уздовж лінії $I = \text{const}$. Таким чином, під **температурою мокрого термометра** t_m розуміють таку температуру, при якій повітря стає насиченим ($\phi = 1$) в процесі його охолодження при $I = \text{const}$.

Із $I-d$ діаграми видно, що будь-якому стану повітря, наприклад стану 1 , відповідає **єдине** значення температури мокрого термометра t_m .

Ця властивість, як відомо з курсу «Теплотехнічні виміри й прилади», використовується для експериментального визначення відносної вологості повітря. Наприклад, для виміру φ використовують два термометри – «сухий», що вимірює t_1 , і другий, так званий «мокрый», на термостовбчик якого надітий тонкий чохол з тканини, що змочується водою. Якщо на поверхні цього чохла за рахунок випару рідини повітря стає насиченим, то й термометр показує відповідну температуру t_m . Знаючи t_m , знаходять точку 2 в $I-d$ діаграмі, через неї проводять лінію $I = \text{const}$ й у перетині з ізотермою t_1 у точці 1 знаходять шукане φ_1 . Прилад для визначення φ за цим способом називається **психрометром**.

Під **температурою точки роси t_p** розуміють температуру, при якій повітря стає насиченим в процесі його охолодження при постійному вологовмісті ($d = \text{const}$).

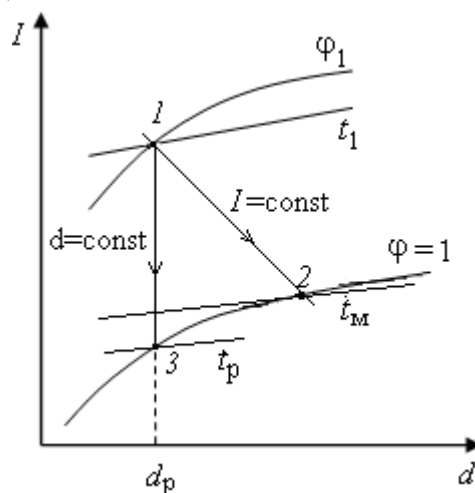


Рис. 1.11. До поняття про температуру точки роси

Процесу $d = \text{const}$ відповідає лінія $1-3$. З $I-d$ діаграми видно, що кожному стану повітря, наприклад, стану 1 , також відповідає єдине значення t_p . Це використовується для виміру відносної вологості φ за допомогою **гігрометрів**.

Питання для самоконтролю

1. Що розуміють під терміном «вологе повітря»? З яких компонентів складається вологе повітря? Які основні припущення прийняті при аналізі стану вологого повітря?

2. Способи завдання вологості повітря. Як аналітично зв'язаний вологовміст і відносна вологість повітря.

3. Наведіть формулу для обчислення парціального тиску водяної пари.

4. Наведіть рівняння для визначення ентальпії вологого повітря. Чому цей параметр відноситься до одного кілограма сухого повітря?

5. У зв'язку із чим $I-d$ діаграма вологого повітря будується в косокутних координатах? У чому відмінність між вологим повітрям, насиченим вологим повітрям і туманом?

6. При якій температурі повітря лінії постійної відносної вологості збігаються з лініями постійного вологовмісту й чому?

7. Як зображуються процеси вологого повітря в $I-d$ діаграмі? Поняття кутового коефіцієнта процесу.

8. Наведіть рівняння теплового й вологісного балансу при змішанні двох потоків вологого повітря.

9. Які основні правила побудови процесів змішання потоків вологого повітря?

10. Поняття температури мокрого термометра й температури точки роси.

2. ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ СКП

Основною функцією системи кондиціонування, як ми вже відзначали, є забезпечення трансформації параметрів зовнішнього повітря в зимовий і літній періоди у комфортні параметри внутрішнього повітря в приміщенні. У зв'язку із цим, до числа вихідних параметрів при проектуванні СКП, що визначають основні схемні, режимні й геометричні характеристики кондиціонера, звичайно відносять:

- 1) нормовані параметри повітря всередині приміщення $\varphi_{в}$ й $t_{в}$;
- 2) нормовані параметри зовнішнього повітря $t_{з}$ й $\varphi_{з}$;
- 3) кількість теплоти Q , яка подається або видаляється з приміщення, та вологи W у вигляді пари, що існує в повітрі. Ці величини визначаються на підставі тепловологісного балансу.

Розглянемо послідовно рекомендації з визначення цих величин.

2.1. Нормування параметрів повітря всередині приміщення

Встановлено, що самопочуття людини в основному визначається його тепловими відчуттями й у меншому ступені газовим складом повітря та його рухливістю. Якщо загальна кількість теплоти, що віддає людина в навколишнє середовище, прийняти за 100 %, то 35 % іде шляхом конвективного теплообміну, 55 % – за рахунок випару й 10 % – за рахунок випромінювання. Нормальне самопочуття визначається так званими **комфортними параметрами** t_v й φ_v , під якими розуміють такі параметри, при яких теплові відчуття людини стають нейтральними, тобто немає відчуттів ні надлишкового холоду, ні надлишкової теплоти.

Виявилось, що ті ж самі теплові відчуття людини можуть бути реалізовані різним сполученням температури й відносної вологості повітря. Це дозволяє як єдину міру теплових відчуттів використовувати так звану **ефективну температуру** ET. Під ефективною температурою (ET) розуміють температуру насиченого повітря, охолоджувальна здатність якого така ж, як і у повітря із заданими температурою t і відотною вологістю φ . Таке визначення дозволило за результатами численних статистичних експериментів нанести на поле $I-d$ діаграми сімейство ізотерм ET, уздовж кожної з яких (незалежно від t й φ) теплові відчуття виявляються однаковими.

Залежно від характеру праці (в адміністративному будинку, спорткомплексі, механічному або ливарному цеху) комфортні параметри, природно, різні. Тому стосовно до існуючої розмаїтості основних форм праці людини розроблені так звані **карти ефективних температур**, усередині поля яких параметри повітря відповідають комфортним умовам (рис. 2.1).

На підставі спеціальних експериментів у кліматичних камерах задається ряд станів повітря t й φ , і за опитуванням людей наносяться лінії $ET = \text{const}$. Індивідуальні відчуття можуть бути різними, тому на полі $I-d$ діаграми виділяється деяка область, що відповідає комфортним відчуттям. Це і є карта ET (заштрихована область).

Приміром, для умов перебування в адміністративних будинках, а також у житлових приміщеннях комфортна температура відповідає в літній період $t_v = 21-22$ °С, у зимовий $t_v = 18-19$ °С. Зазначені інтервали температур, крім забезпечення комфортних відчуттів, призначаються

також і з урахуванням мінімізації витрат енергії на привід холодильних машин у літній період й обігрів будинку в зимовий період.

За санітарно-гігієнічними вимогами як у літній, так й у зимовий періоди відносна вологість внутрішнього повітря ϕ повинна перебувати в межах від 30 до 60 %.

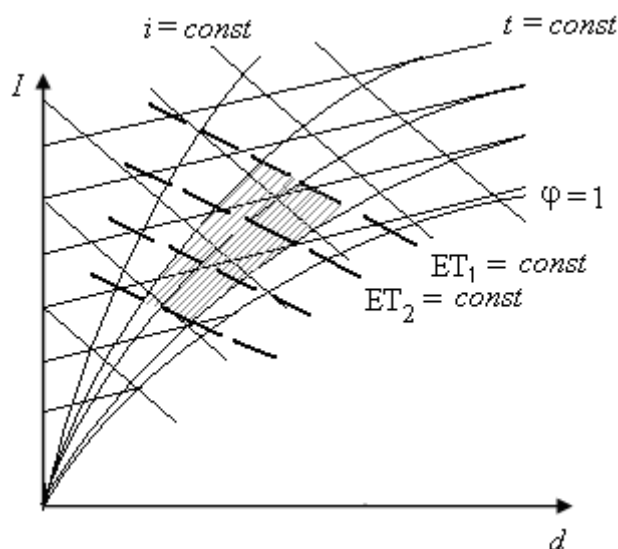


Рис. 2.1. Карта ефективних температур й ізотерм ET

Залежно від важкості фізичної праці можуть вибиратися різні комфортні умови, обумовлені відповідними картами ET, що дозволяє забезпечити роботу СКП із мінімальними енерговитратами.

2.2. Нормування параметрів зовнішнього повітря

Як відомо, протягом року, місяця й доби параметри зовнішнього повітря змінюються. Таким чином, природно, що як розрахункові, так звані нормовані, параметри зовнішнього клімату використовуються усереднені параметри повітря.

Так, для літнього періоду як розрахункова літня температура застосовується

$$t_3 = \frac{t_{\text{сер}} + t_{\text{max}}}{2},$$

де $t_{\text{сер}}$ – середня температура в найбільш жаркий місяць літнього періоду на 13 годину;

t_{max} – максимальна температура, що була коли-небудь зафіксована за весь період метеорологічних вимірювань у даній місцевості.

Для зимового періоду

$$t_3 = \frac{t_{\text{сер}} + t_{\text{min}}}{2},$$

де $t_{\text{сер}}$ – середня мінімальна температура в зимові місяці;

t_{min} – найменша температура повітря, що була коли-небудь зафіксована за весь період метеорологічних вимірювань у даній місцевості.

За цими формулами визначаються розрахункові температури для міст і селищ із населенням менш 40 000 чоловік. Для населених пунктів з більшою кількістю людей є спеціальні таблиці нормованого зовнішнього клімату (див. додаток 1).

2.3. Тепловологісний баланс приміщення

Цей баланс виконується при проектуванні СКП з метою визначення необхідної продуктивності системи кондиціонування щодо повітря, тобто визначення тієї витрати повітря, яку необхідно подати в приміщення для відводу надлишкової кількості теплоти $Q_{\text{надл}}$ і вологи $W_{\text{надл}}$, що забезпечить підтримку в приміщенні комфортних параметрів.

2.3.1. Тепловий баланс приміщення

У загальному випадку тепловий баланс приміщення включає наступні основні джерела й втрати теплоти:

1. Теплопостачання від людей:

$$Q_1 = \sum_{i=1}^{i=m} q_i \cdot n_i,$$

де m – число груп людей у приміщенні з рівною інтенсивністю праці в групі;

q_i – кількість теплоти, що виділяється однією людиною в даній групі;

n_i – число людей у даній групі.

Величина q_i залежно від роду робіт орієнтовно змінюється від 100 до 300 Вт.

2. Кількість теплоти, що виділяється джерелами штучного освітлення:

$$Q_2 = 3600 \sum_{i=1}^{i=m} w_i \cdot n_i,$$

де m – число груп однорідних світильників;

w_i – потужність одиничного світильника i -ої групи, кВт;

n_i – число однорідних світильників у групі.

3. Кількість теплоти, що виділяє верстатне устаткування:

$$Q_3 = 3600 \cdot k_1 k_2 k_3 \sum_{i=1}^{i=m} w_i n_i,$$

- де m – число груп однорідних верстатів;
 w_i – потужність привода одного верстата в i -й групі;
 n_i – число верстатів у даній групі;
 k_1 – коефіцієнт одночасності роботи устаткування;

$$k_1 = \frac{n_p}{n_y},$$

- де n_p – число працюючих верстатів;
 n_y – число встановлених верстатів;
 k_2 – коефіцієнт навантаження устаткування;

$$k_2 = \frac{N_d}{N_n},$$

- де N_d – дійсна споживана потужність електродвигуна;
 N_n – номінальна потужність електродвигуна;
 k_3 – коефіцієнт виділення теплоти устаткуванням у приміщення;

$$k_3 = \frac{N_b}{N_d},$$

- де N_b – теплова потужність, передана в повітря приміщення;
 N_d – дійсна потужність, споживана верстатом або встаткуванням.

4. Кількість теплоти, що виходить або надходить у приміщення через зовнішні й внутрішні стіни:

$$Q_4 = k(t_3 - t_b),$$

- де k – коефіцієнт теплопередачі стіни;
 F – поверхня стіни;
 t_3, t_b – температури зовнішнього й внутрішнього повітря.

5. Кількість теплоти, що надходить або виходить із приміщення з повітрям, яке інфільтрується, тобто надходить або виходить із приміщення через віконні й дверні прорізи й інші нещільності:

$$Q_5 = L_n (i_n - i_b),$$

де L_n – витрата інфільтрованого повітря (визначається за будівельними довідниками залежно від типу відповідної конструкції);

i_3, i_b – ентальпії зовнішнього й внутрішнього повітря.

6. Кількість теплоти, що виділяється в приміщенні при роботі відкритих вогнетехнічних пристроїв:

$$Q_6 = M_T Q_H^P \eta_i,$$

де M_T – витрата палива на пальниковому пристрої;
 Q_H^P – робоча нижча теплотворна здатність палива;
 η_i – КПД пристрою.

7. Кількість теплоти, що надходить від сонячної радіації:

$$Q_7 = C_0 \frac{\sin(h) \cdot \cos\theta}{\sin(h) + 0,33} \cdot k_1 k_2 k_3,$$

де C_0 – сонячна постійна ($C_0 = 4500$ кДж/(м²год)) – кількість теплоти, що приходить на 1 м² у годину на поверхню, розташовану нормально до випромінювання;

h – висота стояння Сонця в даній місцевості у дану годину доби, тобто величина піднесення над обрієм у радіанах;

θ – кут між напрямком випромінювання й площиною засклення віконних прорізів;

k_1, k_2, k_3 – коефіцієнти, що враховують сорт скла, ступінь забруднення стекол і ступінь затемнення віконного прорізу рамними плетіннями відповідно.

За підсумками теплового балансу визначається результуюча кількість теплоти $Q_{рез}$ як алгебраїчна сума всіх складових теплового потоку, а також будується графік зміни $Q_{рез}$ по годинах протягом доби. Як розрахунковий рівень надлишків теплоти приймається максимальне значення $Q_{рез}$, зняте із графіка.

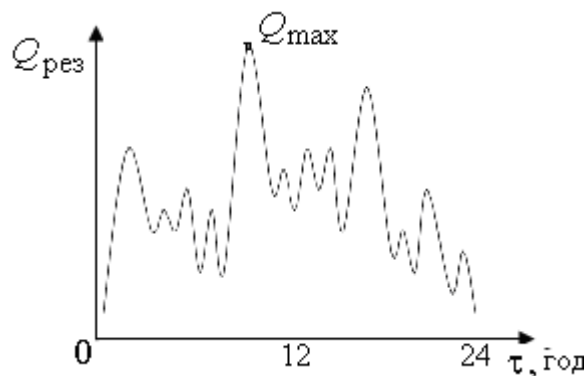


Рис. 2.2. Зміна надлишків теплоти в приміщенні за годинами доби

2.3.2. Вологісний баланс приміщення

Вологісний баланс приміщення включає наступні складові:

1. Кількість вологи, що надходить від людей:

$$W_1 = \sum_{i=1}^{i=m} w_i n_i .$$

Залежно від важкості праці й температури навколишнього середовища W_i коливається в межах від 30 до 450 г. вологи на годину.

2. Кількість вологи, що надходить зі змочених поверхонь або відкритих резервуарів:

$$W_2 = \beta F (P_{\text{п}} - P_{\infty}) ,$$

де β – коефіцієнт масопереносу, тобто кількість пари, що надходить із 1 м² поверхні за 1 годину при різниці парціальних тисків над поверхнею води $P_{\text{п}}$ і на нескінченності P_{∞} в 1 Па;

F – поверхня рідини.

3. Кількість вологи, що надходить або виходить з інфільтрованим повітрям:

$$W_3 = L_4(d_3 - d_{\text{в}}) \cdot 10^{-3} ,$$

де L_4 – витрата інфільтрованого повітря;

$d_3, d_{\text{в}}$ – вологовміст зовнішнього й внутрішнього повітря.

У підсумку визначається результуюча кількість вологи $W_{\text{рез}}$ як алгебраїчна сума складових вологісного балансу.

2.3.3. Визначення необхідної продуктивності СКП

Очевидно, що витрата припливного повітря, що подається до приміщення, має бути такою, щоб поглинути надлишкову кількість теплоти $Q_{\text{рез}}$ і надлишкову кількість вологи $W_{\text{рез}}$. У зв'язку із цим:

$$Q_{\text{рез}} = L'(i_{\text{в}} - i_{\text{п}}),$$

де L' – витрата повітря;

$i_{\text{в}}, i_{\text{п}}$ – ентальпія внутрішнього повітря на виході із приміщення й ентальпія припливного повітря, що надходить у приміщення. Звідси масова витрата, кг/год.:

$$L'_m = \frac{Q_{\text{рез}}}{i_{\text{в}} - i_{\text{п}}} \quad (2.1)$$

або об'ємна витрата, м³/год.:

$$L'_v = \frac{Q_{\text{рез}}}{\rho_{\text{в}}(i_{\text{в}} - i_{\text{п}})} , \quad (2.2)$$

де $\rho_{\text{в}}$ – середня густина повітря в приміщенні, яка визначається з рівняння

стану як

$$\rho = \frac{p}{RT},$$

де p – абсолютний тиск повітря в приміщенні, Па;

R – газова стала повітря (287 Дж/(кг К));

T – абсолютна температура повітря в приміщенні, К.

З рівняння вологісного балансу приміщення $W_{\text{рез}} = L'' (d_{\text{в}} - d_{\text{п}}) \cdot 10^{-3}$ (де $d_{\text{в}}$ й $d_{\text{п}}$ – вологовміст внутрішнього й припливного повітря) визначають витрату повітря:

$$L''_m = \frac{W_{\text{рез}}}{(d_{\text{в}} - d_{\text{п}}) \cdot 10^{-3}} \quad (2.3)$$

або

$$L''_v = \frac{W_{\text{рез}}}{\rho_{\text{в}} (d_{\text{в}} - d_{\text{п}}) \cdot 10^{-3}}. \quad (2.4)$$

Із двох значень L'_v й L''_v вибирають більше значення витрати повітря, тому що в цьому випадку будуть поглинені як надлишки теплоти, так й надлишки вологи.

Формули (2.2) і (2.4) справедливі, коли потрібно підтримувати комфортні параметри на заданому рівні в будь-якій точці приміщення. Однак на практиці такі системи не є економічними, і в основному повітря прагнуть подавати безпосередньо в так звану робочу зону, де знаходяться люди.

Такий зональний спосіб подачі повітря враховується введенням коефіцієнта теплорозподілення

$$\xi = \frac{t_{\text{роб}} - t_{\text{п}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{п}}},$$

де $t_{\text{роб}}$ – необхідна температура в робочій зоні;

$t_{\text{п}}$ – температура припливного повітря, що подається до приміщення, в площині припливних ґрат системи СКП;

$t_{\text{в}}$ – середня температура всередині приміщення.

Тоді

$$L_v = \frac{Q_{\text{рез}}}{\rho_{\text{в}} (i_{\text{в}} - i_{\text{п}})} \xi. \quad (2.5)$$

У загальному випадку коефіцієнт ξ змінюється від 0,1 (при подачі безпосередньо в зону) до 1 (при звичайній загальній подачі повітря). При

цьому різниця температур $t_{\text{роб}}$ й $t_{\text{п}}$ може становити в 5–10 разів меншу величину, чим $(t_{\text{в}} - t_{\text{п}})$, тобто зонний принцип подачі повітря може в 5–10 разів зменшити необхідну витрату повітря, що обробляється.

Крім загальної величини продуктивності СКП L_v , треба регламентувати необхідну витрату зовнішнього повітря (у схемах з рециркуляцією) для забезпечення заданого газового складу повітря в приміщенні. Звичайно за нормами приймають, що витрата зовнішнього повітря становить $L_3 = (0,1 - 0,15)L_v$. Крім такого задання витрати зовнішнього повітря, в ряді випадків рекомендується визначати витрату зовнішнього повітря, виходячи з норм витрати l на одну людину. Приміром, для адміністративних будинків $l = 25 \text{ м}^3/\text{год}$, для промислових будинків $l = 70 \text{ м}^3/\text{год}$, для приміщень із інтенсивним палінням $l = 75 \text{ м}^3/\text{год}$.

Питання для самоконтролю

1. Укажіть вихідні дані для проектування СКП.
2. Розкрийте поняття «комфортна температура» й «ефективна температура».
3. Які фактори в приміщенні, яке кондиціонується, в основному визначають самопочуття людини?
4. Наведіть основні складові теплового балансу приміщення.
5. Наведіть основні складові вологісного балансу приміщення.
6. З якою метою виконуються тепловий і вологісний баланси в приміщенні?
7. Наведіть рівняння для визначення продуктивності СКП. Що мається на увазі під коефіцієнтом теплорозподілення?
8. Як призначається витрата зовнішнього повітря?

3. МЕТОДИ ОБРОБКИ ПОВІТРЯ У СКП

У загальному випадку всі методи обробки повітря можна розділити на три основні групи: сухі, вологісні й спеціальні методи. При цьому вибір методу звичайно диктується як техніко-економічними міркуваннями, так і можливістю реалізації необхідної спрямованості зміни параметрів оброблюваного повітря. До числа таких основних напрямків належать зволоження або осушка, нагрів або охолодження, а також деяке поєднання цих напрямків.

3.1. Сухі методи обробки повітря

Ці методи реалізуються за рахунок взаємодії повітря з поверхнею рекуперативного теплообмінника, яка має різні температури.

Як видно із фрагмента $I-d$ діаграми, що представлена на рис. 3.1, сухий метод обробки повітря дозволяє здійснити три із чотирьох можливих процесів.

Якщо 0 – вихідний стан повітря, то при температурі поверхні теплообмінника $t_3 > t_0$, буде мати місце процес нагрівання повітря $0-3$ при $d = \text{const}$.

Якщо температура поверхні теплообмінника $t_2 < t_0$, (у трубний пучок теплообмінника подається холодоагент від холодильної установки з температурою, нижчою за температуру повітря), то при забезпеченні температури поверхні, яка дорівнює температурі точки роси t_p , буде йти процес охолодження $0-2$ при $d = \text{const}$.

Якщо температура поверхні $t_1 < t_p$, то буде йти так званий політропний процес $0-1$ з охолодженням й осушенням повітря за рахунок того, що при $t_1 < t_p$ на поверхні трубного пучка відбувається конденсація водяної пари з повітря, що приводить до зменшення вологовмісту d , тобто до осушки повітря.

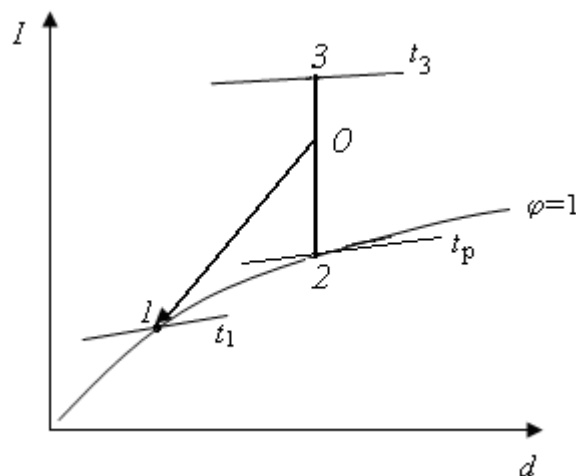


Рис. 3.1. Процеси зміни параметрів стану повітря при його сухій обробці

При побудові зазначених процесів передбачається, що в приміжовому шарі біля поверхні теплообмінника температура повітря дорівнює температурі поверхні.

3.2. Вологісні методи обробки повітря

Ці методи реалізуються за рахунок безпосереднього фізичного контакту між повітрям і водою, яка розпилюється форсунками, якщо повітря й вода мають різні температури. Звичайно блоком СКП, у якому здійснюються ці процеси, є камера зрошення.

При розрахунку процесів вологісної обробки повітря становлять інтерес деякі характеристики. Так, якщо L – витрата повітря, а i_1, i_2 – початкова й кінцева ентальпії повітря, то так звану повну кількість переданої теплоти можна знайти як

$$Q_{\text{п}} = L(i_2 - i_1).$$

Якщо t_1, t_2 – початкова й кінцева температура повітря, а C_p – його теплоємність, то явна кількість переданої теплоти

$$Q_{\text{я}} = L C_p(t_2 - t_1).$$

Нарешті, схована кількість теплоти

$$Q_{\text{с}} = \beta F (P_{\text{к}} - P_{\infty}) r,$$

де β – коефіцієнт масопереносу;

F – сумарна поверхня крапель;

$P_{\text{к}}$ – парціальний тиск повітря біля поверхні крапель, $P_{\text{к}} = P_{\text{н}}$;

$P_{\text{н}}$ – тиск насиченої пари при даній температурі краплі $P_{\text{п}} = P_{\text{н}} \varphi$;

P_{∞} – парціальний тиск повітря в основній його масі;

r – теплота паротворення.

Очевидно, що

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{я}} + Q_{\text{с}}.$$

При цьому $Q_{\text{я}}$ – явна теплота, яка передана конвективним шляхом;

$Q_{\text{с}}$ – теплота, яка передана за рахунок масопереносу пари або від повітря до краплі (процес конденсації пари), або від краплі в повітря (процес її випару).

При цьому величина

$$\xi = \frac{Q_{\text{п}}}{Q_{\text{я}}} = \frac{i_2 - i_1}{C_p(t_2 - t_1)},$$

називається **коефіцієнтом вологовипадіння**.

Звичайно величини $Q_{\text{п}}$ й $Q_{\text{я}}$ можуть бути визначені безпосередньо шляхом побудови процесу в $I-d$ діаграмі, тоді при необхідності можна знайти сховану теплоту як

$$Q_c = Q_n - Q_y.$$

Для побудови процесів вологісної обробки повітря робиться припущення, що в примежовому шарі над поверхнею краплі води повітря вважається насиченим ($\varphi = 1$) і має температуру, яка дорівнює температурі краплі. Цей процес зображений на рис. 3.2.

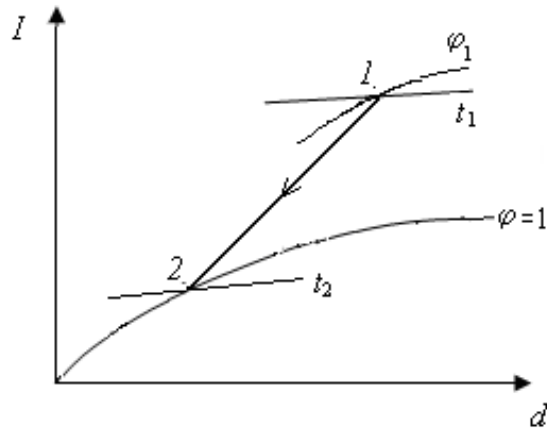


Рис. 3.2. Зображення окремого випадку процесу взаємодії повітря з поверхнею краплі води

Тут точка 1 характеризує вихідний стан повітря до його взаємодії з водою, що розпилюється, а температура t_2 чисельно відповідає температурі води. Тоді, відповідно до зроблених припущень, точка 2 є станом насиченого повітря в примежовому шарі над поверхнею краплі, що має температуру, рівну температурі краплі. Таким чином, процес 1–2 можна розглядати як процес безвитратного змішування повітря стану 1 з повітрям примежового шару станом 2.

На підставі цього в $I-d$ діаграмі розглянемо всі можливі варіанти обробки повітря, яке взаємодіє з розпиленою водою при її різних температурах.

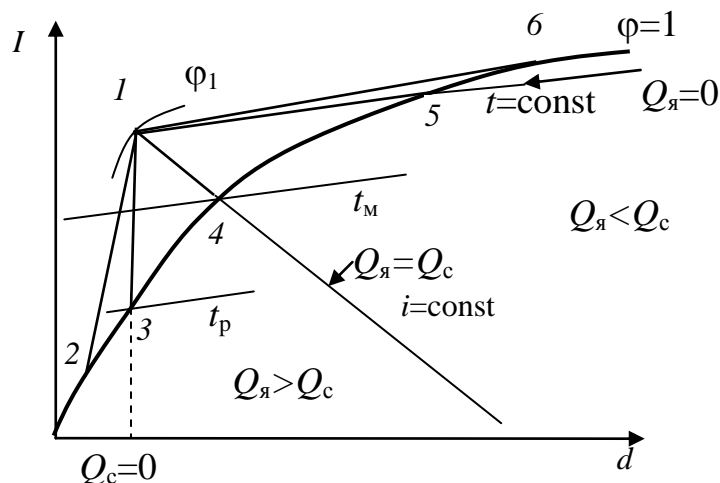


Рис. 3.3. Зображення на $I-d$ діаграмі можливих процесів взаємодії повітря з водою, що має різні температури

Тут точки 2, 3, 4, 5, 6 відповідають різним температурам розпиленої води, а отже, і рівним їм температурам у прилежовому шарі краплі. Точка 1 – вихідний стан повітря, що оброблюється; t_p – температура точки роси, t_m – температура мокрого термометра.

З діаграми видно, що коли температура рідини $t_2 < t_p$, то відбувається політропний процес 1–2 охолодження й осушки повітря.

Якщо $t_3 = t_p$, відбувається процес охолодження повітря 1–3 при $d = \text{const}$.

Якщо температура $t_4 = t_m$, то відбувається так званий адіабатний процес охолодження й зволоження повітря 1–4 при $i = \text{const}$.

Якщо $t_5 = t_1$, то відбувається зволоження повітря 1–5 при постійній температурі.

Якщо $t_6 > t_1$, відбувається процес 1–6 зволоження й нагрівання повітря.

З 1–d діаграми видно, що вологісний спосіб обробки повітря є універсальним: залежно від температури розпиленої води можливе здійснення будь-яких процесів обробки повітря.

3.3. Спеціальні методи обробки повітря

3.3.1. Обробка повітря з підмішуванням до нього водяної пари

Цей спосіб застосовується тільки для так званого технологічного кондиціонування повітря, тобто забезпечення необхідних параметрів повітря у відповідному технологічному процесі. У зв'язку з тим, що водяна пара завжди має якийсь специфічний запах, це виключає можливість застосування цього методу при комфортному кондиціонуванні.

Якщо витрата повітря L , а його початкова й кінцева ентальпії i_1 й i_2 до і після взаємодії з паром, що підмішується, то рівняння теплового балансу має вигляд

$$L(i_2 - i_1) = M_{\text{п}} i_{\text{п}}, \quad (3.1)$$

де $M_{\text{п}}$ – витрата пари, що підмішується; $i_{\text{п}}$ – його ентальпія.

Матеріальний баланс процесу змішування можна записати у вигляді

$$L(d_2 - d_1) \cdot 10^{-3} = M_{\text{п}}. \quad (3.2)$$

Поділивши (3.1) на (3.2), одержимо величину кутового коефіцієнта променя процесу:

$$\varepsilon = \frac{i_2 - i_1}{d_2 - d_1} \cdot 10^3 = i_{\text{п}}. \quad (3.3)$$

Тобто у цьому випадку промінь процесу змішування повітря з парою має кутовий коефіцієнт процесу, чисельно рівний ентальпії пари, що підмішується.

Цей процес обробки повітря в $I-d$ діаграмі має вигляд (рис. 3.4)

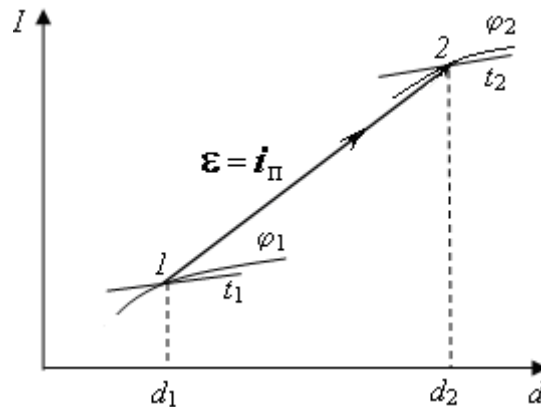


Рис. 3.4. Процес обробки повітря при підмішуванні до нього водяної пари

Розглянемо рис. 3.4. Знаючи ентальпію пари, що підмішується, можна із точки вихідного стану повітря 1 провести напрямком променя процесу $\varepsilon = i_{\text{п}}$. Після чого вирішуються кілька завдань. Якщо необхідна кінцева температура повітря t_2 є відомою, то можна, провівши ізотерму t_2 , знайти кінцеву точку 2 та відповідні їй усі інші параметри. Подібно цьому, якщо відомі φ_2 , d_2 або i_2 , то точка 2 знаходиться на перетині променя процесу з відповідною лінією $\varphi_2 = \text{const}$, $d_2 = \text{const}$ або $i_2 = \text{const}$. Знаючи стан 2, знайдений залежно від варіантів задання, знаходять ентальпію i_2 , та з рівняння (3.1) при відомій витраті повітря знаходять необхідну витрату пари $M_{\text{п}}$, яка необхідна для обробки заданої кількості повітря:

$$M_{\text{п}} = \frac{L(i_2 - i_1)}{i_{\text{п}}}. \quad (3.4)$$

В іншому варіанті, коли за умовами протікання процесу обробки повітря необхідно, щоб процес йшов, наприклад, вздовж лінії 1-2, то якщо відомий напрямок процесу, можна знайти його кутовий коефіцієнт ε , а отже, визначити і необхідне значення ентальпії $i_{\text{п}}$ пари, що підмішується. Далі за рівнянням (3.4) знаходять необхідну витрату $M_{\text{п}}$.

3.3.2. Обробка повітря шляхом розпилювання перегрітої води

Попередньо наведемо визначення такому фізичному стану, як

перегріта вода. Нехай у деякій посудині перебуває вода при температурі t_1 і тиску P_1 . При цьому вона може розпилюватися при витіканні із сопла в атмосферу з тиском P_2 і температурою t_2 .

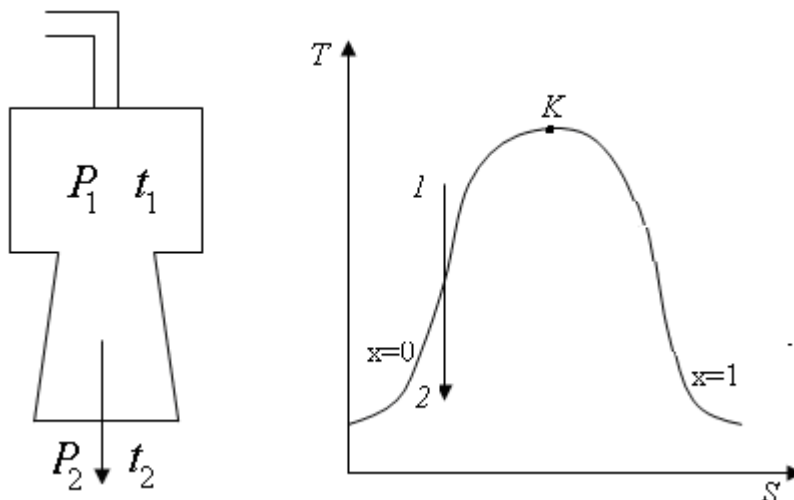


Рис. 3.5. До обробки повітря шляхом розпилювання перегрітої води

Припустимо, що температура t_1 є нижчою за температуру насичення при тиску P_1 , тобто рідина в посудині не є киплячою. Однак, якщо температура t_1 більша за температуру насичення, що відповідає протитиску P_2 , то, потрапляючи в середовище із цим тиском, рідина закипає, частково перетворюючись на пару. Така рідина, температура якої перед витіканням вища за температуру насичення (відповідну протитиску P_2), називається перегрітою.

Наприклад, нехай $P_1 = 5$ бар, $t_1 = 140$ °С (температура насичення при тиску 5 бар – $t_{н1} = 151$ °), а $P_2 = 1$ бар (температура насичення при цьому, як відомо, $t_{н2} = 100$ °С). Рідина буде вважатися перегрітою, якщо $t_1 > t_{н2}$.

Якщо процес витікання перегрітої рідини супроводжується паротворенням, то за умови, що M_p – її секундна витрата, а χ – частка цієї рідини, яка перетворилася на пару (за експериментальними даними χ перебуває в межах від 0,4–0,6), то витрата пари

$$M_{п} = \chi M_p. \quad (3.5)$$

Розрахунок показує, що паротворення при витіканні перегрітої рідини частково відбувається за рахунок її внутрішньої енергії, а частково – за рахунок теплоти, що відбирається від повітря. Завдяки цьому повітря охолоджується й зволожується.

Тому рівняння теплового балансу набуває вигляду

$$L(i_2 - i_1) = M_p [r \cdot \chi - C_p(t_1 - t_2)], \quad (3.6)$$

де t_1 й t_2 – початкова й кінцева температури рідини в процесі витікання.

Тут $M_p \cdot r \cdot \chi$ – повна кількість теплоти, яка необхідна для утворення пари з витратою M_p (відповідно до рівняння (3.5)). Однак з урахуванням внутрішньої енергії рідини $C_p(t_1 - t_2)$ у рівнянні (3.6) ця величина виявляється меншою.

З іншого боку, з матеріального балансу процесу видно, що

$$L (d_2 - d_1) \cdot 10^{-3} = M_p \chi. \quad (3.7)$$

Розділивши (3.6) на (3.7), одержимо кутовий коефіцієнт променя процесу при обробці повітря перегрітою водою:

$$\varepsilon = \frac{\Delta i}{\Delta d} 10^3 = \frac{r\chi - C_p(t_1 - t_2)}{\chi}. \quad (3.8)$$

Цей процес в $I-d$ діаграмі показаний на рис. 3.6.

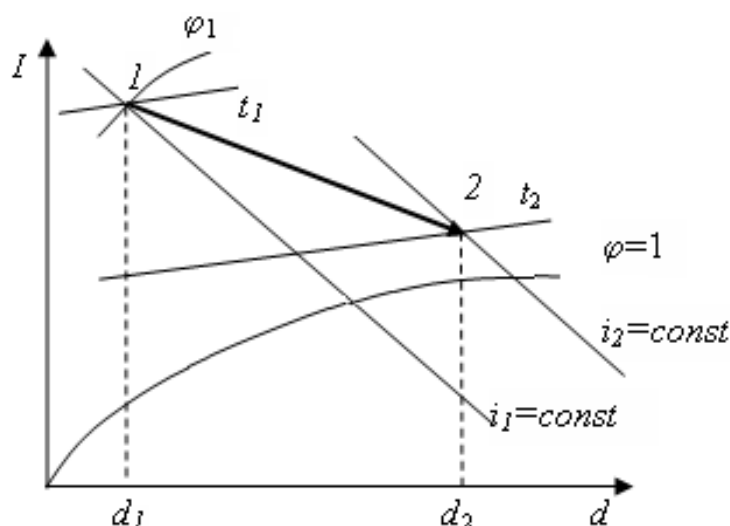


Рис 3.6. Зображення процесу обробки повітря перегрітою водою в $I-d$ діаграмі

З $I-d$ діаграми видно, що процес $1-2$ проходить так, що взаємодія повітря з перегрітою водою приводить до його охолодження й зволоження. При відомому кутовому коефіцієнті ε і параметрах у точках 1 й 2 , а також при відомому $\chi \approx 0,5$ з (3.7) визначають необхідну витрату перегрітої рідини M_p , що забезпечує необхідні параметри в точці 2 .

Метод не одержав великого поширення в силу того, що для забезпечення тонкого розпилю рідини доводиться вибирати малий діаметр розпилювального сопла, при якому висока ймовірність його засмічення й порушення його нормальної роботи.

3.3.3. Обробка повітря за допомогою сорбентів

Сорбентами називаються речовини, що поглинають із повітря й утримують у собі значні кількості газів і пари. Сорбенти можуть бути в рідкому й твердому стані. У кондиціонуванні повітря для осушки повітря, тобто для видалення з нього парів води, широко використовуються тверді **абсорбенти** (речовини, які поглинають гази всією поверхнею). Такі сорбенти виконуються з матеріалу з розвиненою пористою структурою, у якої об'єм пор становить від 80 до 95 % загального об'єму. Як абсорбенти використовуються силікагель, боксити, активоване деревне вугілля й активований алюміній.

Здатність абсорбенту витягати водяну пару з повітря обумовлюється тим, що тиск водяної пари в абсорбенті нижчий, ніж парціальний тиск у навколишньому повітрі. Встановлено, що на увігнутій поверхні пор парціальний тиск водяної пари P_n виявляється завжди нижчим його значення P_∞ у навколишньому повітрі. Тому відповідно до закону Фіка

$$M = \beta F (P_\infty - P_n),$$

де β – коефіцієнт масопереносу;

F – площа поверхні пор.

Таким чином, потік пари M з повітря направляється убік сорбенту й конденсується на поверхні пор, що забезпечує осушку повітря.

Загальна схема кондиціонера з використанням адсорбера зображена на рис 3.7.

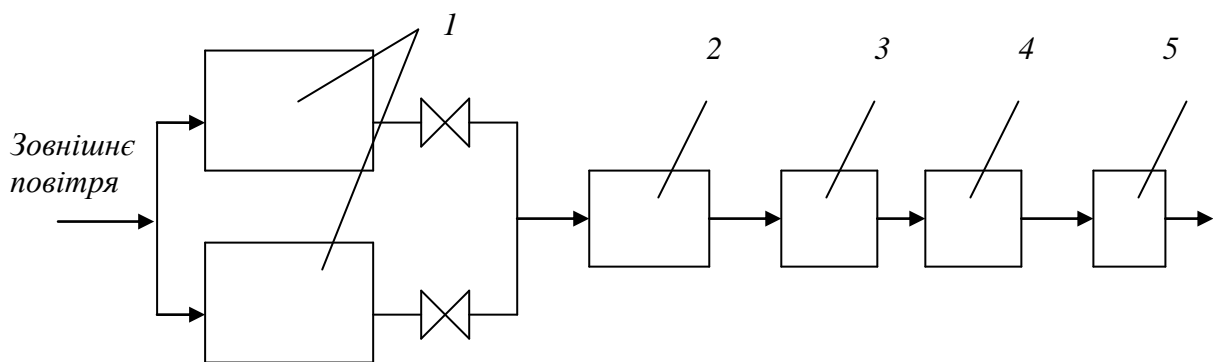


Рис. 3.7. Загальна схема кондиціонера з використанням адсорбера

Зовнішнє повітря надходить в один з паралельно встановлених адсорберів 1. Адсорбер – це посудина з пористим матеріалом, у якому відбувається процес поглинання водяної пари.

Два блоки адсорберів працюють кожен поперемінно. Коли в одному

відбувається поглинання вологи, другий – піддається регенерації. У процесі регенерації за рахунок підведення теплоти ззовні з абсорбенту випарюється раніше поглинена їм волога з повітря.

Осушене повітря надходить у випарник холодильної установки 2, де охолоджується. Далі повітря обробляється в камері зрошення 3, де відбувається його зволоження в адіабатному процесі взаємодії з розпиленою водою. Для доведення повітря до стану припливного він нагрівається в калорифері 4 і надходить у приміщення 5. Основні процеси кондиціювання відповідно до розглянутої технологічної схеми подані на рис. 3.8.

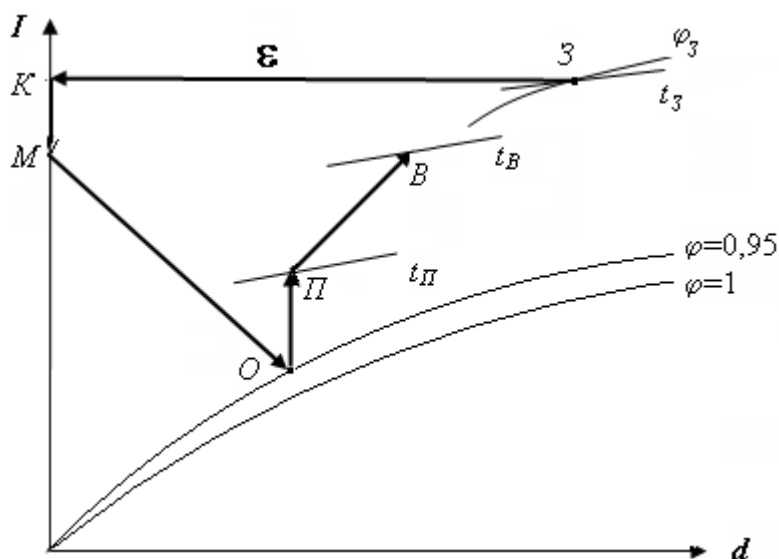


Рис. 3.8. Зображення процесу обробки повітря сорбентами на $I-d$ діаграмі

Як вихідні дані звичайно задають необхідною витрату повітря L_0 , надлишки теплоти й вологи $Q_{\text{надл}}$ й $W_{\text{надл}}$, параметри внутрішнього клімату в приміщенні t_B й φ_B , параметри зовнішнього повітря t_3 й φ_3 . Загальним правилом зображення процесів в $I-d$ діаграмі є їх побудова, починаючи від стану повітря в приміщенні. Послідовність такої побудови наступна.

1. В $I-d$ діаграмі наносять стан внутрішнього повітря (точка B) і стан зовнішнього повітря (точка 3).

2. Визначають кутовий коефіцієнт променя процесу в приміщенні:

$$\varepsilon = Q_{\text{надл}} / W_{\text{надл}} \cdot$$

3. При цьому значенні ε проводять напрямком променя процесу в приміщенні.

4. Для визначення стану припливного повітря на вході в приміщення приймають температуру припливного повітря $t_{\Pi} = t_B - (5-7)^\circ\text{C}$. Це справедливо для приміщень висотою до 3,5 м. У випадку більш високих

приміщень температура припливного повітря (у порівнянні з приміщеннями висотою 3,5 м) знижується на 1 °С на кожен метр додаткової висоти.

5. Знаючи t_n , проводять відповідну ізотерму $t_n = \text{const}$, визначаючи тим самим стан припливного повітря $П$ на перетині променя процесу в приміщенні й ізотерми $t_n = \text{const}$.

6. Через те, що необхідно нагріти повітря перед приміщенням в поверхневому повітрянагрівачі для регулювання відносної вологості повітря в точці $П$, то із точки $П$ проводять лінію $d_n = \text{const}$ до перетину з лінією $\phi = 0,95$ (за експериментальними даними вважається, що в камері зрошення, яка передує нагрівачу, зволоження повітря звичайно завершується при $\phi = 0,95$). Таким чином, точка O – це кінцевий стан повітря, що вийшло з камери зрошення.

7. Вважається, що найбільш раціональним у цій схемі є зволоження повітря в адіабатному процесі при $i = \text{const}$. Тому через точку O проводять лінію $i_o = \text{const}$ до перетинання з лінією $d = 0$ (у припущенні, що в адсорбері має місце повна осушка повітря).

8. Напрямок променя процесу в адсорбері від точки $З$ приймають за емпіричними даними в діапазоні $\varepsilon = 1600\text{--}1800$. Із точки $З$ проводять під цим напрямком промінь осушки повітря в адсорбері $ЗК$.

9. Після побудови процесів $НК$ і процесу в камері зрошення $ОМ$ автоматично утвориться процес $КМ$ охолодження повітря в адсорбері. Процес $ЗК$, завдяки виділенню теплоти паротворення при конденсації в порах адсорбенту, проходить з певним підвищенням температури.

Відповідно до схеми й побудованих процесів по $I-d$ діаграмі знаходять наступні основні величини:

- кількість вологи, що виділяється при конденсації пари з повітря в адсорбері та згідно якої вибирається адсорбер:

$$W_a = L(d_3 - d_k) \cdot 10^{-3} ;$$

- необхідну холодовидатність холодильної установки, що забезпечує охолодження повітря в процесі $КМ$:

$$Q_{\text{хол}} = L (i_k - i_m);$$

- якщо в процесі охолодження й зволоження повітря $МО$ частина розпиленої у камері зрошення води випаровується, то необхідно знайти витрату підживлювальної води W_n , що компенсує втрату води при випарюванні:

$$W_{\text{п}} = L (d_o - d_m) \cdot 10^{-3} ;$$

- кількість теплоти $Q_{\text{нагр}}$, необхідну для нагрівання повітря в калорифері в процесі *ОП*

$$Q_{\text{нагр}} = L(i_{\text{п}} - i_o);$$

- знаючи $Q_{\text{нагр}}$ і температури $t_{\text{п}}$ й t_o , а також задаючись температурою води на вході й виході з калорифера і вибравши типову поверхню калорифера, знаходять необхідну поверхню теплообміну:

$$F = \frac{Q_{\text{нагр}}}{k\Delta t},$$

де k – коефіцієнт теплопередачі;

Δt – середньологарифмічний температурний напір.

3.3.4. Кондиціонування повітря з використанням ефекту Ранка

У 1931 році Жозефом Ранком був запропонований і проаналізований процес, який у літературі став відомий як «ефект Ранка». Суть його полягає в тому, що в спеціальному чином організованому вихровому русі газу за рахунок дії відцентрових сил виникає термічна неоднорідність, яка проявляється в тому, що на осі вихору температури можуть досягати негативних значень при значному збільшенні температури на периферії вихору.

Відмінною рисою пристрою Ранка є відсутність будь-яких рухливих часток, що істотно спрощує експлуатацію апарата, а також забезпечує його високу надійність. Принципова схема апарата Ранка наведена на рис. 3.9.

Стиснене повітря через патрубок *A* надходить у завиток *B*, де, завдяки тангенціальному підведенню інтенсивно закручується. Периферійні шари повітря від дії відцентрових сил нагріваються, а шари, наближені до осі завитка, розширюючись адіабатно, охолоджуються. При цьому через правий патрубок, завдяки вмонтованій у нього діафрагмі *D*, йде холодне повітря, а в лівий патрубок, обладнаний хрестовиною *K* для розкручування потоку, йде гаряче повітря. Ступенем відкриття регулювального вентиля *PB* можна регулювати нагрівання й охолодження повітря. Звичайно в режимі, розрахованому на максимальне охолодження, в «холодну» сторону йде одна третина, а в «гарячу» – дві третини загальної витрати повітря. Охолодження повітря залежно від ступеня його розширення перед надходженням у завиток може досягати -20 – -15 °С при нагріванні до 80 – 90 °С.

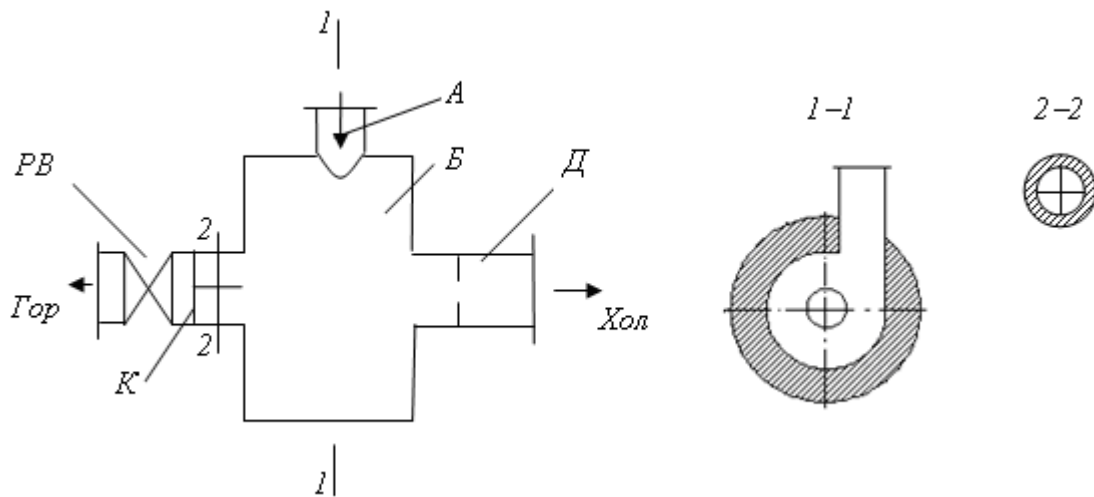


Рис. 3.9. Принципова схема апарата Ранка

Охолоджувачі повітря, що працюють за принципом ефекту Ранка, в більшості випадків використовуються при так званому індивідуальному кондиціонуванні повітря, коли, наприклад, охоложене повітря (у порівняно малих кількостях) подається через гнучкий шланг до щільного шолома, створюючи тим самим повітряну завісу. Звичайно такі пристрої застосовуються для персоналу, що працює в умовах підвищеної теплової радіації від відкритих джерел випромінювання (плавильні пристрої, печі й т.і.).

Питання для самоконтролю

1. Яким чином реалізуються «сухі» методи обробки повітря? Накресліть процеси сухої обробки повітря в $I-d$ діаграмі.
2. Як здійснюється «вологісна» обробка повітря? Накресліть процеси вологісної обробки повітря в $I-d$ діаграмі. Які припущення приймаються при аналізі й побудові процесів вологісної обробки повітря?
3. У яких випадках застосовується процес підмішування до повітря водяної пари? Як будується цей процес в $I-d$ діаграмі?
4. За рахунок чого охолоджується повітря при його обробці перегрітою водою? Зобразьте цей процес обробки в $I-d$ діаграмі.
5. Чому при обробці перегрітою водою спад температури повітря супроводжується ростом його ентальпії?
6. Як здійснюється обробка повітря сорбентами? Зобразьте структурну схему такої обробки й процес обробки сорбентами в $I-d$ діаграмі.
7. Зобразьте схему пристрою Ранка для обробки повітря й опишіть принцип його роботи.

4. ФОРСУНКОВІ КОНДИЦІОНЕРИ

4.1. Загальна схема компоновання кондиціонера

Сьогодні найбільше поширення в схемах із центральним кондиціонуванням одержали форсункові кондиціонери, у яких тепло- і масообмін в основному здійснюється в камерах зрошення, де розпилена у форсунках вода взаємодіє з оброблюваним повітрям.

Загальна конструктивна схема кондиціонера зображена на рис. 4.1.

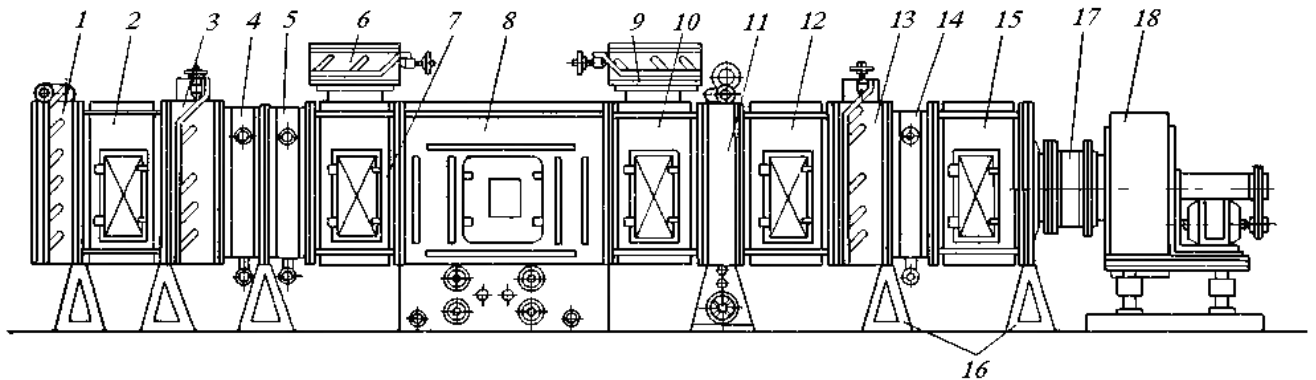


Рис. 4.1. Загальна конструктивна схема форсункового кондиціонера

З прийомним патрубком *1*, обладнаним жалюзійним повітряним клапаном, з'єднується повітровід, по якому, при відкритих лопатках клапана, зовнішнє повітря надходить через фільтр очищення від пилу на обробку в кондиціонер. Як правило, прийомні клапани мають пневматичні або електричні приводи, які через систему автоматичного регулювання включаються в схему пускача електродвигуна вентиляційної установки *18*. Під час запуску вентилятора в роботу привід забезпечує відкриття стулок прийомного клапана *1*, а при зупинці – закриття стулок клапана.

Проміжна секція *2* призначена для забезпечення доступу до внутрішньої частини прийомного клапана *1* і здвоєного клапана *3*. Послідовно встановлені секції підігріву *4* та *5* (калорифер першого підігріву) забезпечують нагрівання зовнішнього повітря, що надійшло на обробку в кондиціонер у холодну пору року. Калорифер виконаний у вигляді рекуперативного теплообмінника із трубними оребреними елементами, усередині яких циркулює гаряча вода, а зовнішня оребрена поверхня обмивається повітрям. Ступінь підігріву повітря регулюється положенням взаємообернених стулок у здвоєному клапані *3*, привід стулок якого здійснюється автоматичним регулюванням роботи пневматичного або електричного привода клапана *3*.

У верхній частині змішувальної камери *7* установлений прохідний

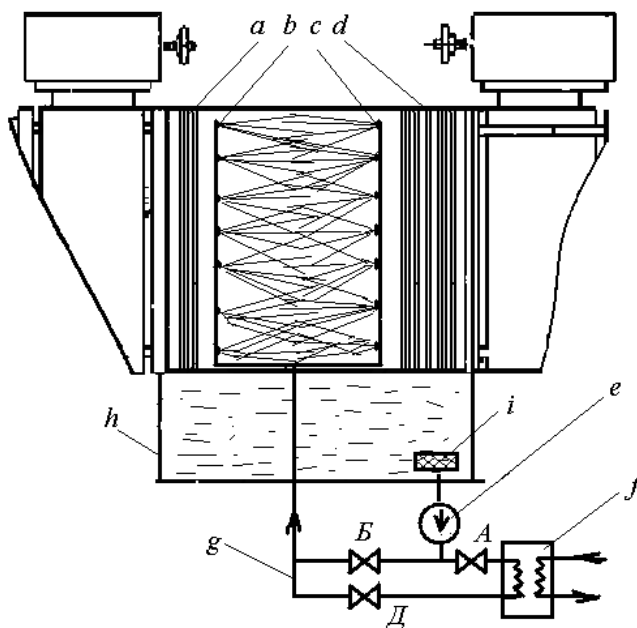


Схема камери зрошення

клапан б, до якого по повітроводу надходить ре циркуляційне повітря із приміщення, що обслуговується (перша рециркуляція). У змішувальну камеру 7 надходить зовнішнє й рециркуляційне повітря; їхня суміш проходить далі через повітророзподільувач а в форсункову камеру 8 (камеру зрошення). Повітророзподільувач являє собою систему паралельно розташованих гофрованих пластин, які заповнюють собою

фронтальний переріз камери зрошення. В камері розташовані стояки з форсунками *b* та *c*, через які розпилюється вода. Перший ряд форсунок *b* розпилює воду попутно до руху повітря, а другий *c* – проти руху повітря. Розпилювання води через другий, протиточний ряд переслідує дві мети: по-перше, збільшує інтенсивність тепломасообміну (за рахунок підвищення відносної швидкості руху краплі), і, по-друге, забезпечує зниження виносу краплинної вологи на сепаратор *d* (або краплевіддільувач). Цей сепаратор розташований на виході з камери зрошення. Конструктивно він виконаний, як і повітророзподільник *a*, однак його загальна довжина в напрямку руху повітря приблизно в 3 рази більша, ніж довжина повітророзподільника.

Під камерою зрошення знаходиться так званий піддон *h*, у якому збирається вода, що вийшла з форсунок, а також та частина води, що, осаджуючись на пластинках сепаратора *d*, також стікає в піддон. Гідростатичний тиск стовпа рідини в піддоні створює додатковий тиск на всмоктувальній стороні насоса *e*, який подає воду до форсунок. Це запобігає виникненню кавітаційних режимів у насосі, коли місцеве зниження тиску рідини на лопатках може привести до її скипання, що веде до зниження ККД насоса, руйнування його робочої частини або підвищення рівня шуму.

В піддоні розташований фільтр *i*, з якого очищена вода надходить у насос, а потім у додатковий теплообмінник *f*, де, залежно від необхідного процесу обробки повітря, може охолоджуватися (якщо в теплообмінник

подається холодоагент від холодильної установки) або нагріватися (за рахунок пропускання через теплообмінник гарячої води або пари). При цьому вентиль *Д* закритий, а вентилі *А* та *Б* – відкриті.

У випадку, коли в камері зрошення здійснюється адіабатний процес обробки повітря (при цьому повітря охолоджується за рахунок випару частини вологи, яка розпилюється форсунками, і вода мимовільно приймає температуру мокрого термометра), вентилі *А* і *Б* закриті, вентиль *Д* – відкритий, та вода з насоса подається безпосередньо до колектора, на якому знаходяться стояки з форсунками.

Частина рециркуляційного повітря повітроводом може надходити до прохідного клапана *9* і далі – в змішувальну камеру *10*, без обробки у форсунковій камері *8*. Таке використання рециркуляційного повітря називається **другою рециркуляцією**; її застосування знижує витрату теплоти й холоду на обробку повітря, яке кондиціюється.

Суміш повітря після форсункової камери та повітря другої рециркуляції проходить очищення в масляному самоочисному фільтрі *11*, обслуговування якого здійснюється через змішувальну камеру *10* і проміжну секцію *12*. У секції підігріву *14* (калорифері) забезпечується нагрівання повітря перед подачею його в приміщення, яке обслуговується (другий підігрів), а ступінь нагрівання повітря в другому калорифері регулюється положенням стулок у здвоєному клапані *13*. Калорифер другого підігріву конструктивно виконаний так само, як і калорифер першого підігріву. До фланців проміжної секції *15* приєднана перехідна секція *17*, що забезпечує з'єднання повітряного тракту секцій з усмоктувальним отвором вентилятора *18*. Для забезпечення горизонтальної зборки й установки секцій служать типові підставки *16*. Нагнітальний отвір вентиляторної установки *18* з'єднується із припливним повітроводом, по якому повітря подається в приміщення. Для запобігання передачі вібрацій від вентилятора до кондиціонера, з'єднання вентилятора з патрубком здійснюється брезентовим манжетом.

На рисунку зображена загальна схема кондиціонера. Однак, беручи до уваги різні особливості кондиціонування приміщень, а також схему подачі повітря, можлива й спрощена прямоточна схема руху повітря, коли перша й друга рециркуляції відсутні, а також схеми тільки з якою-небудь однією рециркуляцією.

4.2. Основні схеми обробки повітря у форсункових кондиціонерах

4.2.1. Схеми кондиціонування повітря в літній період

Прямоточна схема з адіабатним процесом обробки повітря

Як вже відзначалось, прямоточні схеми застосовуються в тих випадках, коли в приміщенні має місце виділення шкідливих газових викидів, обумовлених особливостями того або іншого технологічного процесу. При цьому використання рециркуляції неможливе, тому що повернення частини повітря в оборотний цикл буде систематично підвищувати концентрацію зазначених викидів.

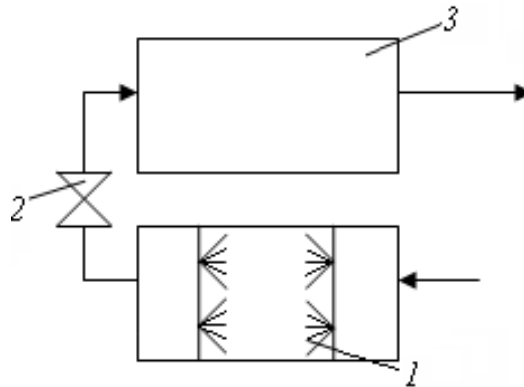


Рис. 4.2. Прямоточна схема кондиціонування

У цій найпростішій схемі в кондиціонері функціонує тільки камера зрошення 1, після якої вентилятором 2 повітря подається в приміщення 3. Через деякий період часу після запуску камери зрошення розпилена вода набуває мимовільно температуру, близьку до температури мокрого термометра t_m , яка відповідає заданим параметрам зовнішнього повітря. При цьому, як відомо, процес обробки йде по лінії $i = \text{const}$, а повітря охолоджується й зволожується.

Розглянемо побудову процесів кондиціонування для прямоточної схеми в $I-d$ діаграмі (рис. 4.3).

Задані: параметри зовнішнього клімату ϕ_3, t_3 , надлишки теплоти й вологи $Q_{\text{надл}}, W_{\text{надл}}$ у приміщенні, а також необхідна температура внутрішнього повітря t_v і витрата вентиляційного повітря L .

Послідовність побудови наступна.

1. Наносять стан зовнішнього повітря (точка 3).
2. Припускаючи, що на виході з камери зрошення $\phi = 0,95$, із точки 3 до перетинання з $\phi = 0,95$ проводять промінь процесу в камері

могло б охолоджуватися до температури мокрого термометра t_M . Така незавершеність процесу тепломасообміну визначається однією з найважливіших характеристик камери зрошення, тобто її ефективністю E :

$$E = 1 - \frac{t_o - t_M}{t_3 - t_M}.$$

Звідси видно, що при $t_o = t_M$ (ідеальний випадок) ефективність камери зрошення $E = 1$.

Прямоточна схема з адиабатним процесом обробки повітря й байпасом

На відміну від попередньої схеми для забезпечення керування відносною вологістю ϕ_v усередині приміщення частина повітря L у кількості L_b подається за камеру зрошення з допомогою повітроводу, який байпасує камеру (див. рис. 4.4).

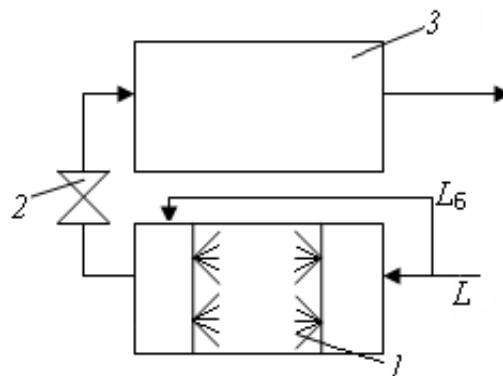


Рис. 4.4. Прямоточна схема обробки повітря з байпасом

Це дозволяє шляхом змішання зовнішнього повітря, що має більш високу температуру, з повітрям, яке має підвищену відносну вологість ϕ і низьку температуру t , управляти відносною вологістю повітря, що подається в приміщення.

Як вихідні дані у цій схемі приймаються ті ж величини, що й у попередній схемі, додатково задається відносна вологість у приміщенні ϕ_v .

Побудова процесів в $I-d$ діаграмі здійснюється так (рис. 4.5).

1. Наносять стан внутрішнього B и зовнішнього 3 клімату.
2. Якщо в камері зрошення йде процес при $i = \text{const}$, то через точку 3 проводять напрямок цього променя до перетинання в точці O з лінією $\phi = 0,95$. Тут $3O$ – процес у камері зрошення.
3. Із точки B під кутом ϵ проводять напрямок променя процесу в приміщенні.

4. Для урахування нагріву повітря у вентиляторі із точки B проводять умовний процес BB' при $d_B = \text{const}$ так, що $t_{B'} = t_B - (1,0-1,5)^\circ\text{C}$.

5. Із точки B' проводять промінь, паралельний променю процесу в приміщенні, до перетинання в крапці C із променем $3O$. Далі із точки C проводять промінь $d_C = \text{const}$ й у перетинанні із променем процесу в приміщенні в крапці Π утвориться реальний процес нагріву повітря у вентиляторі $C\Pi$ і сам процес у приміщенні ΠB .

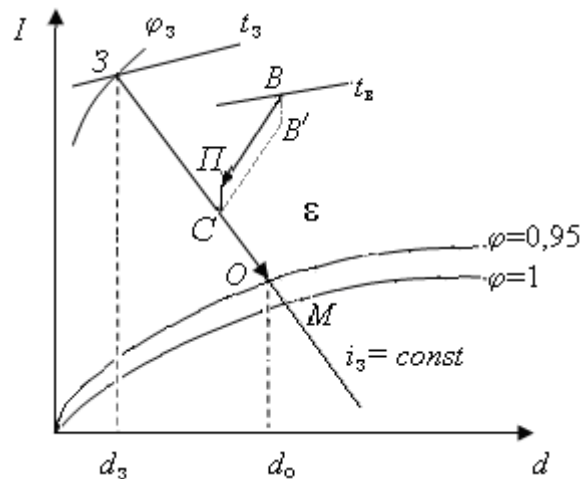


Рис. 4.5. Побудова процесів кондиціювання повітря при схемі з байпасом

6. З $I-d$ діаграми видно, що стан повітря C утвориться в результаті змішання повітря, що байпасується, з витратою L_6 і повітря, що пройшло через дощовий простір камери зрошення $L_{\text{дп}} = L - L_6$.

7. Відповідно до правила змішання двох потоків одержимо :

$$\frac{L_6}{L} = \frac{CO}{3O},$$

звідки необхідна витрата повітря, що байпасується, може бути знайдена як

$$L_6 = \frac{CO}{3O} L.$$

8. Визначається витрата живильної води в камері зрошення, яка компенсує випарувану частину води в камері:

$$W_{\text{жив}} = L_{\text{дп}}(d_0 - d_3) \cdot 10^{-3}, \quad (4.1)$$

9. Ефективність камери зрошення E :

$$E = 1 - \frac{t_0 - t_M}{t_3 - t_M}.$$

Крім величини E , вагомою характеристикою камери зрошення, за допомогою якої проводиться весь її розрахунок, є так званий коефіцієнт

зрошення, що у загальному випадку дорівнює відношенню витрати води в камері зрошення до витрати оброблюваного повітря, що пройшло через камеру:

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

Для реалізації процесу *ЗО* теоретично в камеру зрошення потрібно було б подавати стільки води, скільки її випаровується відповідно до рівняння (4.1). Рахунок показує, що в цьому випадку теоретичне значення μ_T становить порядку 0,01 кг води/кг повітря.

Однак у зв'язку з кінцевим рівнем коефіцієнтів тепло- й масообміну і технічною неможливістю розпилювати воду так тонко, щоб вся вона випаровувалася в камері зрошення, дійсні коефіцієнти зрошення в адиабатному процесі лежать у межах $\mu = 0,15-0,25$, тобто на кожен кілограм оброблюваного повітря необхідно подавати від 150 до 250 г розпиленої води.

Політронні процеси обробки повітря у форсункових кондиціонерах

З *I-d* діаграми (рис. 4.6) видно, що при одній і тій же температурі зовнішнього повітря t_H охолоджувальна здатність адиабатного процесу істотно залежить від початкової відносної вологості повітря φ_H .

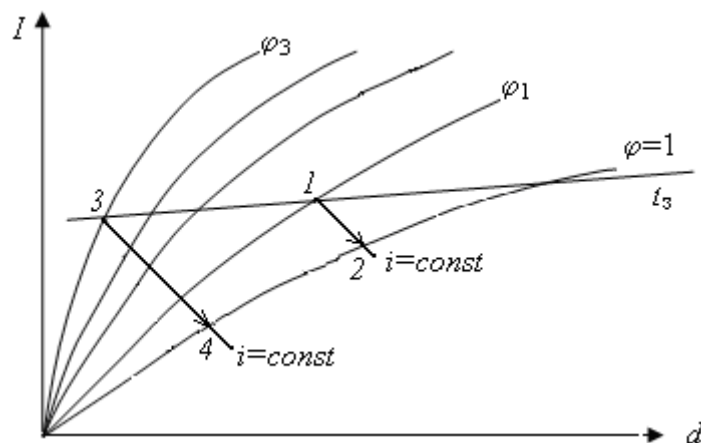


Рис. 4.6. До ілюстрації особливостей охолодження повітря в адиабатних процесах

Наприклад, при початковій відносній вологості φ_1 теоретичний ступінь охолодження повітря буде дорівнювати $\Delta t_1 = t_3 - t_2$, а при початковому значенні відносної вологості φ_3 цей ступінь охолодження буде $\Delta t_2 = t_3 - t_4$. З рис. 4.6 видно, що Δt_2 істотно більше величини Δt_1 . Тобто, по мірі збільшення вихідної відносної вологості повітря,

охолоджувальна здатність адіабатного процесу зменшується й при $\varphi_3 = 1$ дорівнює нулю. Тому розглянуті вище процеси ефективні лише в тому випадку, коли в даній місцевості переважно має місце сухий і жаркий клімат. В інших випадках ефективними можуть виявитися тільки так звані політропні процеси.

Поняття про політропний процес обробки повітря

Політропний процес охолодження й осушки повітря $I-O$ (див. рис. 4.7) при вихідному стані повітря I проходить у камері зрошення кондиціонера у випадку, коли кінцева температура води в камері зрошення $t_{кв}$ (тобто температура в піддоні камери) нижча, ніж температура точки роси t_p , що відповідає стану I .

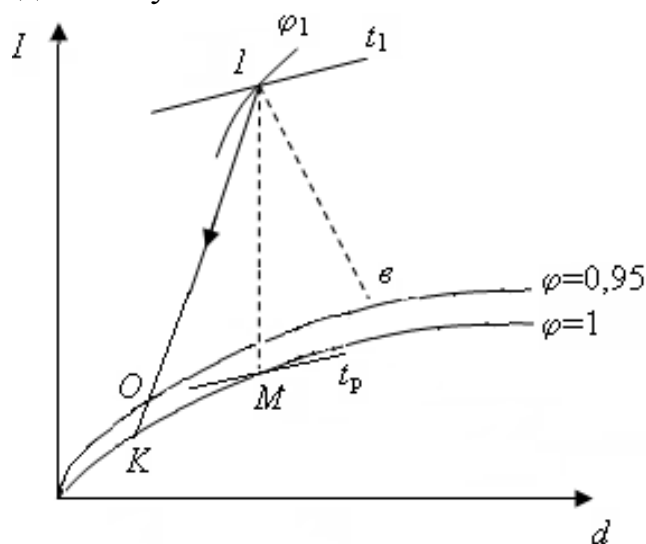


Рис. 4.7. До поняття про політропний процес обробки повітря

Очевидно, що забезпечення температури води нижче t_m неможливо в довільному процесі, і тому охолодження її здійснюється в холодильній установці перед подачею в камеру зрошення. Експериментом встановлено, що в перетинанні політропи $I-O$ в точці K з лінією $\varphi = 1$ можна одержати температуру $t_{кв}$, яка чисельно дорівнює кінцевій температурі води в піддоні камери. Установлено, що в цьому процесі краплі води, які розпилюються форсунками в камері, за час свого перебування в ній нагріваються не більше ніж на $2-3$ °С, отже, температуру води перед форсунками можна визначити як

$$t_{в1} = t_{кв} - (2-3)^\circ.$$

Це дає можливість розрахувати процес охолодження води в холодильній установці так, щоб на виході з неї вода мала температуру $t_{в1}$.

На відміну від адіабатного процесу обробки повітря, в якому

прагнуть до дрібного розпилу рідини для збільшення інтенсивності теплообміну, в політропному процесі, навпаки, розмір крапель повинен бути обмежений, тобто потрібен грубий розпил води великими краплями. Це пов'язано з тим, що при малому розмірі крапля швидко прогривається, температура її може підвищуватися до температури, вищої за температуру за мокрим термометром t_m , і тоді замість осушки й охолодження по лінії $1-O$ процес може піти наприклад по лінії $1-e$, тобто з охолодженням і зволоженням повітря. Це неприпустимо, тому що політропні процеси, як відомо, використовуються у випадках високої відносної вологості зовнішнього повітря, яке має осушуватися. Тому у камері зрошення потрібно забезпечити грубий розпил. Зрозуміло, що при грубому розпилі сумарна поверхня крапель певної маси води буде істотно меншою за сумарну поверхню крапель тієї ж маси в адіабатному процесі з його дрібним розпилюванням. Тому дефіцит питомої поверхні, в m^2/kg , води доводиться компенсувати збільшенням витрати води через форсунки. Це, в свою чергу, і визначає високі значення коефіцієнтів зрошення μ , які приблизно на порядок вищі μ для адіабатного процесу. Для політропного процесу коефіцієнт зрошення становить приблизно $\mu = 2-3,5$ кг води / кг повітря.

Прямоточна схема кондиціювання повітря з використанням політропного процесу

Як вихідні дані приймаються параметри зовнішнього повітря t_3 і ϕ_3 ; внутрішній клімат t_b і ϕ_b ; витрата повітря L_0 ; напрямок променя процесу в приміщенні ε .

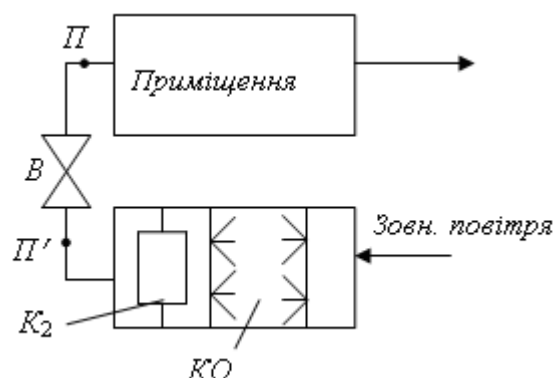


Рис. 4.8. Прямоточна схема кондиціювання з використанням політропного процесу

Зовнішнє повітря проходить через камеру зрошення $K3$, де в політропному процесі охолоджується й осушується, і далі за допомогою

калорифера другого підігріву K_2 повітря нагрівається до стану припливного та подається вентилятором у приміщення.

Для побудови процесів кондиціювання в $I-d$ діаграмі треба виконати наступні кроки.

1. Нанести стан внутрішнього B и зовнішнього $З$ повітря.
2. Із точки B провести відповідно до заданого значення ϵ напрямок променя процесу в приміщенні.

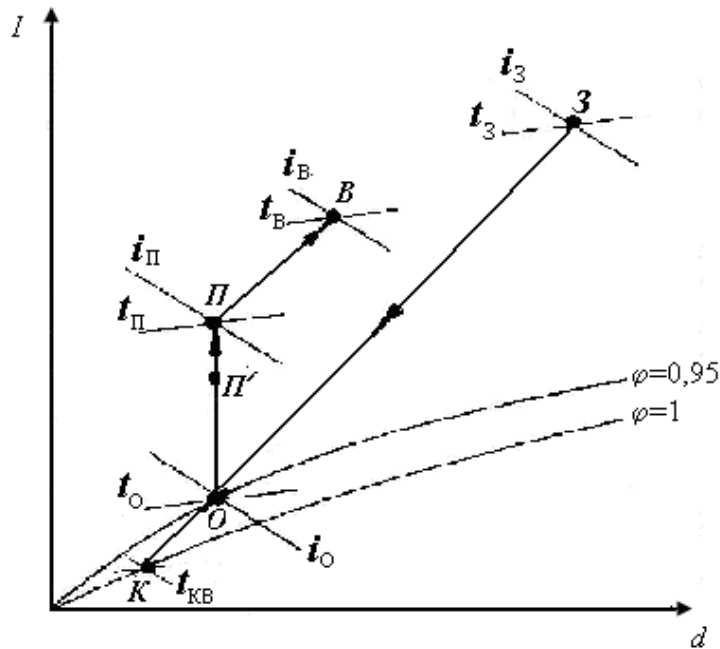


Рис. 4.9. Зміна стану повітря при використанні прямої схеми з політропним процесом у камері зрошення

3. Температура припливного повітря повинна бути на $6-7^\circ\text{C}$ нижче t_B , тому треба провести ізотерму $t_{\text{п}} = t_B - (6-7)^\circ\text{C}$. Тоді в точці Π буде стан припливного повітря на вході в приміщення.

4. Із точки Π проводиться промінь $d_{\text{п}} = \text{const}$ до перетину з лінією $\phi = 0,95$ у точці O , що відповідає стану повітря на виході з камери зрошення або на вході в калорифер другого підігріву K_2 .

Таким чином, OP – це процес нагрівання повітря в калорифері.

5. Пряма лінія ZO – це політропний процес в камері зрошення, в кінці K маємо кінцеву температуру води в камері зрошення $t_{\text{кв}}$.

6. Установлено, що у вентиляційній установці B за рахунок аеродинамічних втрат у робочому колесі повітря нагрівається від 1 до 2°C , тому для врахування зазначеного нагрівання проводиться ізотерма $t'_{\text{п}}$ з температурою $t'_{\text{п}} = t_{\text{п}} - (1-2)^\circ\text{C}$. Отже, PP' – це процес нагріву повітря у

вентиляторі, а $ОП'$ – реальний процес нагріву повітря в калорифері K_2 .

7. Аналізуючи процес $ОП'$, бачимо, що теплове навантаження на калорифер K_2 , тобто кількість теплоти, яка подається в калорифер, може бути знайдене як $Q_{\text{нагр}} = L_0(i'_п - i_0)$. Ця величина використовується для розрахунку й вибору калорифера.

8. Очевидно, що кількість теплоти, яка віддається повітрям у камері зрошення в процесі $3O$, повинна дорівнювати кількості теплоти, яка сприймається розпиленою водою. Отже, для забезпечення цього процесу така ж кількість теплоти повинна відбиратися від води в холодильній установці для того, щоб забезпечити необхідну її температуру на вході в камеру зрошення. Тому необхідна холодовидатність холодильної установки визначається із процесу $3O$ як

$$Q_{\text{хол}} = L_0(i_3 - i_0).$$

На основі значення $Q_{\text{хол}}$ з каталогу вибирається відповідна холодильна установка.

Схема обробки повітря в політропному процесі з першою рециркуляцією

У порівнянні із прямоочною схемою обробки, в цій схемі частина повітря із приміщення в кількості L_{p1} подається в кондиціонер перед камерою зрошення. Інша частина схеми є такою ж, як й попередня.

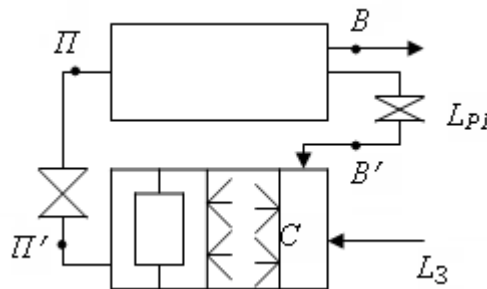


Рис. 4.10. Схема з політропним процесом обробки повітря в камері зрошення й першою рециркуляцією

Задані ті ж вихідні дані, що й у попередній схемі: $t_3, \phi_3, t_B, \phi_B, \epsilon, L_0$ (ϵ – кутовий коефіцієнт променя процесу в приміщенні; L_0 – витрата повітря). Процеси кондиціювання в $I-d$ діаграмі будуються наступним чином (рис. 4.11).

1. Наносять точки 3 и B . Із точки B проводять напрямок променя процесу ϵ .

2. Наносять стан припливного повітря Π за умови, що температура t_{Π} на $6-7^{\circ}$ нижча t_B .

3. Із точки Π проводять лінію ΠO при $d = \text{const}$, що відповідає нагріванню повітря в другому калорифері. В основному вентиляторі повітря нагрівається на $1-1,5^{\circ}\text{C}$, тому від точки Π відкладають відрізок $\Pi\Pi'$, відповідний цьому процесу. Тоді $O\Pi'$ – процес нагрівання повітря в другому калорифері.

4. Знаходять стан суміші повітряних потоків L_{p1} й L_3 перед камерою зрошення. У рециркуляційному вентиляторі так само відбувається підігрів повітря на $1-1,5^{\circ}\text{C}$, тому від точки B відкладають цей процес при $d = \text{const}$ та наносять точку B' . Проводять процес змішання цих потоків як $B'3$.

$$L_{p1} = L_0 - L_3, \quad L_3 = 0,1 \cdot L_0.$$

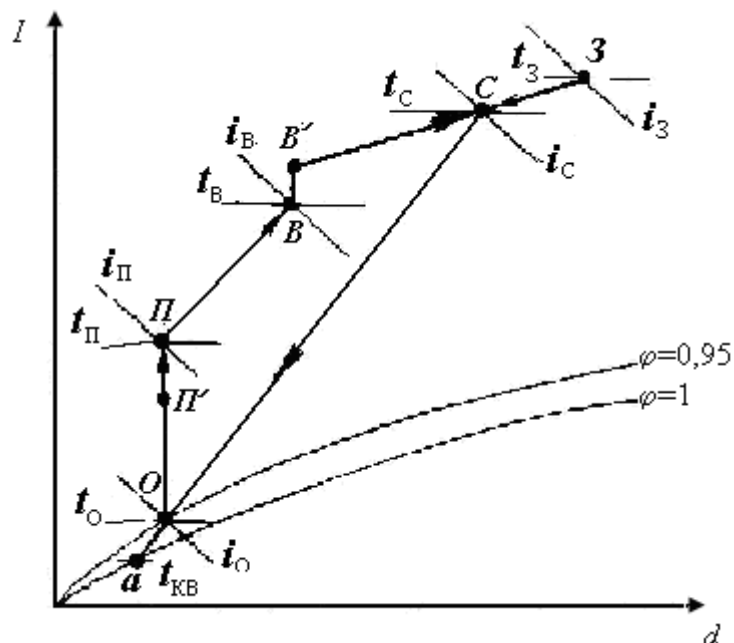


Рис. 4.11. Зміна стану повітря при використанні прямої схеми з політропним процесом у камері зрошення й першою рециркуляцією

Це дозволяє скласти співвідношення виду:

$$\frac{L_{p1}}{L_0} = \frac{C3}{B'3}.$$

Звідки визначається відрізок $C3$, а отже, і стан суміші C .

5. З'єднавши точку C і O , визначають політропний процес у камері CO , а в точці a – кінцеву температуру води в камері зрошення.

6. Із процесу $O\Pi'$ знаходять теплове навантаження на другий калорифер:

$$Q_2 = L_0(i_{\Pi'} - i_0).$$

7. Необхідна холодовидатність холодильної установки для забезпечення відповідної температури води $t_{кв}$ або t_0 визначається за формулою

$$Q_{хол} = L_0(i_c - i_0).$$

8. По тепловому навантаженню Q_2 і відповідним параметрам повітря перед і за калорифером розраховують необхідну поверхню калорифера. По холодовидатності $Q_{хол}$ вибирають в каталозі відповідну холодильну машину або холодильну станцію.

Схема обробки повітря в політропному процесі з першою й другою рециркуляціями

Заданими є ті ж самі вихідні параметри. Схема відрізняється від попередніх тим, що, крім подачі внутрішнього повітря з витратою L_{p1} , перед камерою зрошення подається повітря з витратою L_{p2} .

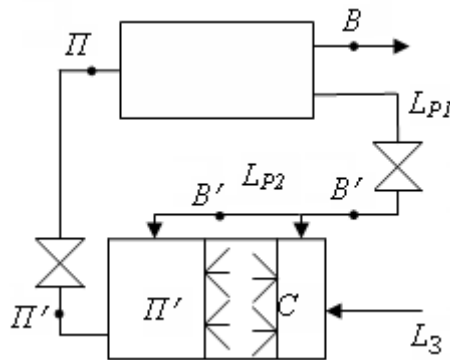


Рис. 4.12. Схема з політропним процесом обробки повітря в камері зрошення і двома рециркуляціями

1. Наносять точки B і 3 і по лінії $d = \text{const}$ відкладають відрізки BB' нагрівання повітря в рециркуляційному вентиляторі й $ПП'$ – нагрівання в основному вентиляторі.

2. Зі схеми кондиціонера видно, що станом суміші потоку L_{p2} (який має стан B') з потоком повітря, яке вийшло з дощового простору камери зрошення, є точка $П'$. Отже, процес змішання зазначених потоків можна знайти на лінії $ВП'$, продовжуючи яку до перетину з лінією $\phi = 0,95$, одержують стан повітря O на виході з камери зрошення.

3. З процесу змішання $ВП'O$ можна знайти витрату повітря через дощовий простір камери зрошення $L_{д.п.}$. Згідно з правилом змішання потоків маємо:

$$\frac{L_{д.п}}{L_0} = \frac{B'П'}{B'O}$$

З цього співвідношення знаходять $L_{д.п}$.

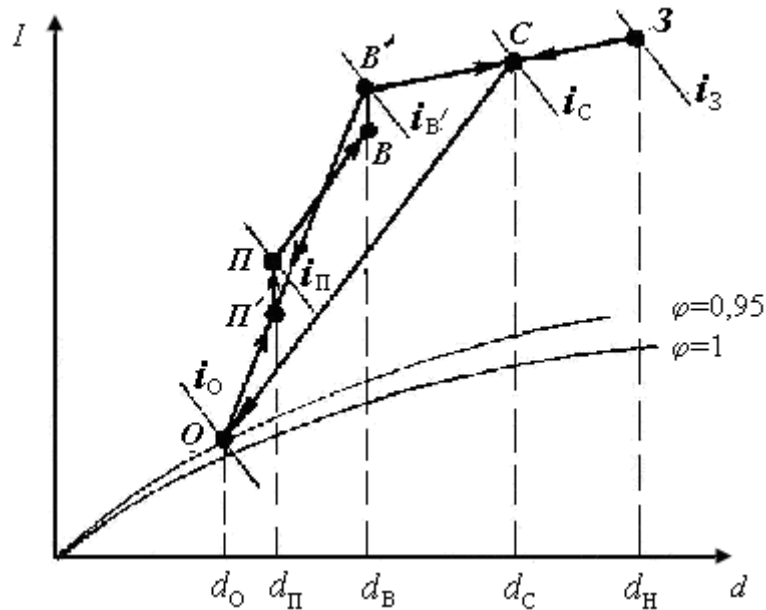


Рис. 4.13. Зміна стану повітря при використанні прямооточної схеми з політропним процесом у камері зрошення й двома рециркуляціями

4. Знаючи L_0 й $L_{д.п}$, знаходять витрату повітря на другу рециркуляцію як

$$L_{р2} = L_0 - L_{д.п}$$

5. Наступним кроком буде знаходження стану суміші потоку L_3 з повітрям першої рециркуляції $L_{р1}$ на відрізку процесу змішання $НВ'$.

Стан 3 можна знайти із співвідношення

$$\frac{L_p}{L_{дп}} = \frac{B'C}{BP}$$

звідки визначається відрізок $B'C$ і відповідно стан суміші C .

6. З'єднавши точки C і O , знаходять політропний процес у камері зрошення CO і кінцеву температуру води в камері зрошення в крапці a .

Як видно зі схеми, введення другої рециркуляції виключило необхідність установки калорифера другого підігріву, що, крім економічного виграшу в експлуатаційних витратах для будинків, що не мають центрального гарячого водопостачання, заодно виключає необхідність у будівництві місцевої котельні для підігріву води. Однак при відповідних параметрах повітря у СКП, особливо у випадках, коли надлишки вологи в приміщенні W превалюють над кількістю

надлишкового тепла Q , схема не може бути реалізована.

Це пов'язано з тим, що промінь процесу ПВ ($\varepsilon = Q/W$) у цьому випадку йде досить полого, і тоді можливий напрямок процесу змішання потоків $L_{\text{дп}}$ й $L_{\text{р2}}$ може бути таким, що точка суміші Π' вийде за область реальних параметрів повітря або в зону негативних значень $t_{\text{кв}}$.

З рис. 4.14 видно, що в цьому випадку процес змішання $B\Pi'$ іде в область параметрів повітря, які не реальні для потоку, що вийшов з камери зрошення. Отже, реалізація розглянутої схеми можлива лише в тому випадку, коли процес у приміщенні йде досить круто, тобто коли надлишки тепла превалюють над надлишками вологи.

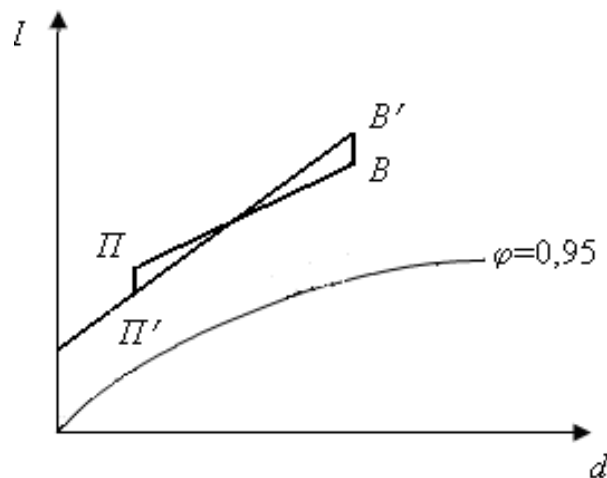


Рис. 4.14. До зображення політропних процесів обробки повітря в схемі з першою й другою рециркуляціями

З побудови процесів визначається необхідна холодовидатність холодильної машини

$$Q_{\text{хол}} = L_{\text{дп}}(i_c - i_o).$$

4.2.2. Схеми кондиціонування повітря в зимовий період

Вартість СКП, яка визначається її структурою та однозначно залежить від продуктивності кондиціонера по повітрю, є достатньо високою. Тому в нормах розрахунку СКП закладені певні принципи, які направлені на оптимізацію схемних рішень. По-перше, в зимовий період необхідно приймати ту ж схему кондиціонера, що була прийнята в літній період, по-друге, літній режим вважається основним розрахунковим режимом, а для зимового режиму призначають ті ж витрати повітря (зовнішнього й рециркуляційного), які були прийняті для літнього режиму. Ці положення обумовлені вимогами уніфікації.

За середніми показниками зовнішнього клімату в зимовий період

зовнішнє повітря має знижену відносну вологість, тому в камері зрошення в цей період використовують лише адіабатний процес зволоження повітря.

Прямоточна схема обробки повітря

Заданими повинні бути наступні параметри: параметри зовнішнього (t_3, φ_3) і внутрішнього (t_B, φ_B) клімату, продуктивність кондиціонера L_0 (знайдена з розрахунку літнього режиму) і кут променя процесу ε .

Призначення тієї ж витрати L_0 , що й улітку, крім того, обумовлено вимогами відповідного повітрообміну в приміщенні й нормами витрати в приміщенні.

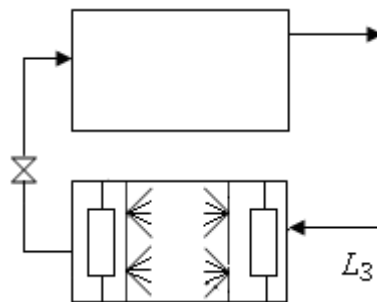


Рис. 4.15. Прямоточна схема обробки повітря в зимовий період

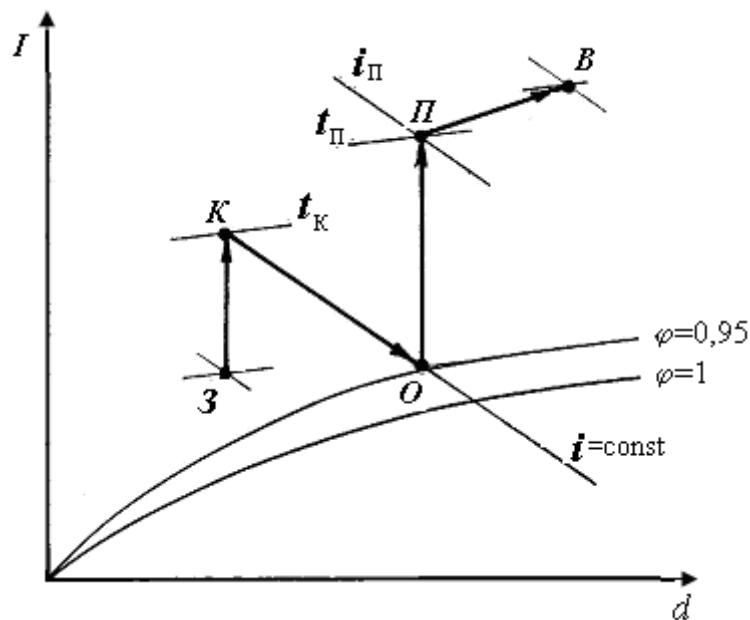


Рис. 4.16. Зміна стану повітря в зимовий період при прямоточній схемі обробки

Процеси кондиціювання в $I-d$ діаграмі будуються наступним чином:

1. Наносять стан зовнішнього Z й внутрішнього B повітря.
2. Із точки B проводять напрямок променя процесу ε . На відміну від літнього періоду, стан припливного повітря на вході в приміщення

визначається згідно з асимілюючою здатністю повітря до поглинання надлишкової вологи в приміщенні. Тому вологовміст припливного повітря визначається як

$$d_{\text{п}} = d_{\text{в}} - \frac{W_{\text{надл}}}{L_0}.$$

3. Знайшовши $d_{\text{п}}$, знаходять стан припливного повітря Π перетинанням лінії $d_{\text{п}} = \text{const}$ з лінією напрямку ϵ процесу в приміщенні. На відміну від літнього періоду, у зв'язку з розташуванням вентилятора в неопалюваному приміщенні зневажають нагріванням повітря в цьому агрегаті.

4. Нагрівання повітря в калорифері проходить при $d = \text{const}$, а перед калорифером повітря, яке виходить з камери, зрошення має відносну вологість $\phi = 0,95$. Отже, будується процес $ОП$ нагрівання повітря в другому калорифері.

5. Із точки O проводять лінію $i_o = \text{const}$ (тому що процес у камері зрошення є адіабатним).

6. Із точки $З$ проводять промінь $d_3 = \text{const}$ до перетинання із променем $i_o = \text{const}$. І, таким чином, утворюється процес нагрівання повітря в першому калорифері $ЗК$ й у камері зрошення $КО$.

7. На підставі побудови процесів в $I-d$ діаграмі визначають теплове навантаження на перший калорифер:

$$Q_1 = L_0(i_{\text{к}} - i_3),$$

на другий калорифер

$$Q_2 = L_0(i_{\text{п}} - i_o)$$

і витрата підживлювальної води в камері зрошення, що компенсує ту частину вологи, яка випаровується,

$$W_{\text{підж}} = L_0(d_o - d_{\text{к}}) \cdot 10^{-3}.$$

Схема обробки повітря з першою рециркуляцією й подачею рециркуляційного повітря перед калорифером першого підігріву

Заданими є ті же вихідні параметри i , крім того, витрата рециркуляційного повітря $L_{\text{р1}}$, яка знайдена при розрахунку літнього режиму.

1. Процеси $ПВ$ у приміщенні і процес $ОП$ нагрівання в другому калорифері будуються так само, як у попередній схемі.

2. Перед калорифером першого підігріву йде змішання потоків зовнішнього повітря стану $З$ и внутрішнього повітря стану $В$, тому

проводиться процес змішання $BЗ$ і знаходиться, згідно з правилом змішання потоків стан, суміші $З$:

$$\frac{L_{\text{н}}}{L_0} = \frac{BC}{BЗ},$$

звідки визначається BC і точка $С$.

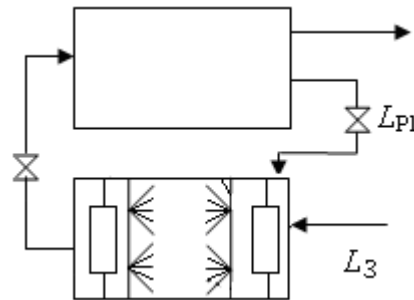


Рис. 4.17. Схема обробки повітря з першою рециркуляцією й подачею повітря перед калорифером першого підігріву

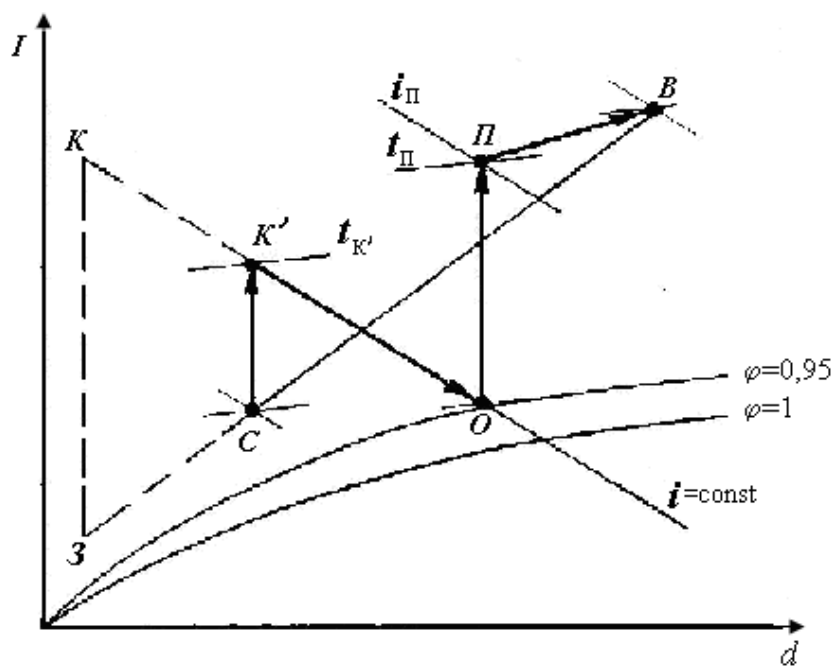


Рис. 4.18. Зміна стану повітря в зимовий період при використанні схеми з першою рециркуляцією й подачею рециркуляційного повітря перед калорифером першого підігріву

3. Із точки O проводять процес $i_o = \text{const}$ у камері зрошення, а із точки C проводять промінь $d_c = \text{const}$ нагрівання повітря в калорифері першого підігріву. Таким чином, утворюється процес $K'O$ в камері зрошення й $K'C$ – у калорифері першого підігріву.

Із співставлення схеми з першою рециркуляцією з прямою

схемою видно, що в цьому випадку ступінь нагрівання повітря в першому калорифері CK' , яка дорівнює

$$Q'_1 = L_0(i'_k - i_c),$$

помітно менший, ніж для прямої схеми, де $Q_1 = L_0(i_k - i_n)$.

Крім того, введення першої рециркуляції також зменшує й необхідну витрату підживлювальної води в камері зрошення, що становить, в кг/г:

$$W'_{\text{підж}} = L_0(d_o - d_{k'}) \cdot 10^{-3},$$

тоді як у випадку прямої схеми він дорівнює $W_{\text{підж}} = L_0(d_o - d_k) \cdot 10^{-3}$.

Схема з першою рециркуляцією й подачею рециркуляційного повітря за калорифер першого підігріву

Заданими є такі ж вихідні дані, що й у попередньому випадку, крім того нанесені процеси ПВ й ОП.

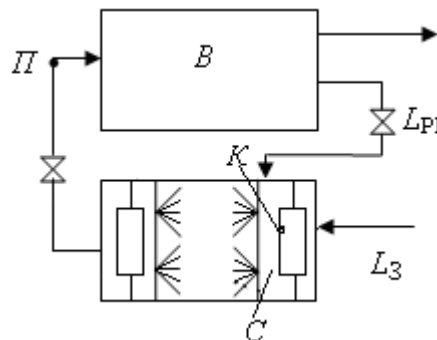


Рис. 4.19. Схема обробки повітря з першою рециркуляцією й подачею рециркуляційного повітря за калорифер першого підігріву

На відміну від попередньої схеми, де стан потоків, що змішуються перед калорифером, були відомі (точки Z та B), в цьому випадку відомим є тільки стан Z , а стан повітря за калорифером C поки що невідомий.

Відомо, що вологовміст d у процесі нагрівання в калорифері не змінюється, отже, ця величина буде однаковою незалежно від того, подається повітря L_{p1} перед або за калорифер. Таким чином, на першому кроці рішення будемо **умовно вважати**, що повітря подається до калорифера. Тоді, так само як у попередній схемі, на промені ZB знаходять стан суміші C і d_c . Таким чином, стан C' є умовний стан повітря, але вологовміст повинен бути таким же при вході повітря в камеру зрошення.

Із точки O проводять напрямком процесу $i_o = \text{const}$, і на цьому процесі знаходять точку C , для якої $d_c = d_{c'}$. При цьому утвориться реальний процес у камері зрошення C , де C – реальний стан суміші перед камерою зрошення. З'єднавши точки B і C , одержуємо реальний напрямок процесу

змішання. Через точку H проводять промінь $d_H = \text{const}$ й одержують реальний процес нагрівання повітря в першому калорифері $3K$ і весь процес змішання KCB .

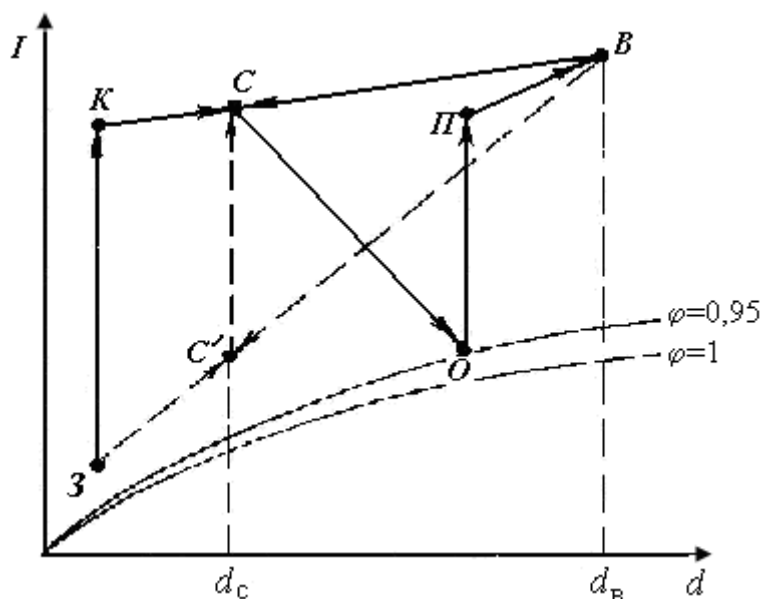


Рис. 4.20. Зміна стану повітря в зимовий період при використанні схеми з першою рециркуляцією й подачею рециркуляційного повітря за калорифер першого підігріву

Теплове навантаження на калорифер другого підігріву:

$$Q_2 = L_0(i_n - i_o)$$

на калорифер першого підігріву:

$$Q_1 = L_3(i_k - i_3)$$

і витрата підживлювальної води

$$W_{\text{підж}} = L_0(d_o - d_c).$$

Така схема, коли рециркуляційне повітря подається за калорифер першого підігріву, є більше поширеною, чим попередня. У випадку виділення в приміщенні волоконного пилу використання схеми з подачею рециркуляційного повітря перед калорифером першого підігріву неприпустимо через можливе запилення поверхні калорифера. Це збільшує термічний опір процесу теплопередачі й знижує тим самим кількість теплоти, що відводиться від калорифера. У схемі з подачею рециркуляційного повітря після калорифера першого підігріву запилення виключається, а фільтруючі функції очищення повітря від пилу бере на себе камера зрошення. В такий спосіб реалізується один з різновидів так званих мокрих методів очищення газів.

Схема кондиціювання повітря з двома рециркуляціями в зимовий період

Задані ті же вихідні дані та відповідні витрати зовнішнього повітря L_3 , повітря першої й другої рециркуляції L_{p1} і L_{p2} й загальна витрата вентиляційного повітря L_0 .

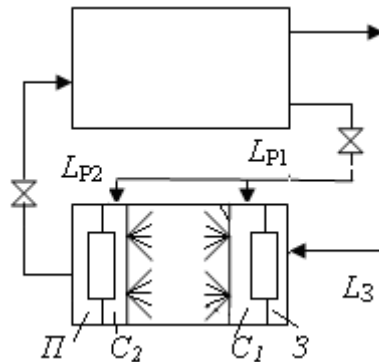


Рис. 4.21. Схема обробки повітря в зимовий період із двома рециркуляціями

Як і в попередньому випадку, витрати повітря прийняті з літнього режиму побудови процесів в $I-d$ діаграмі. Ця схема кондиціювання будується в $I-d$ діаграмі так, ніби стан у всіх характерних точках був заздалегідь відомим, а вже із цієї побудови можна відповідним чином знайти співвідношення для визначення параметрів у тих точках, де вони невідомі. Схема будується з кінця процесу кондиціювання в наступній послідовності.

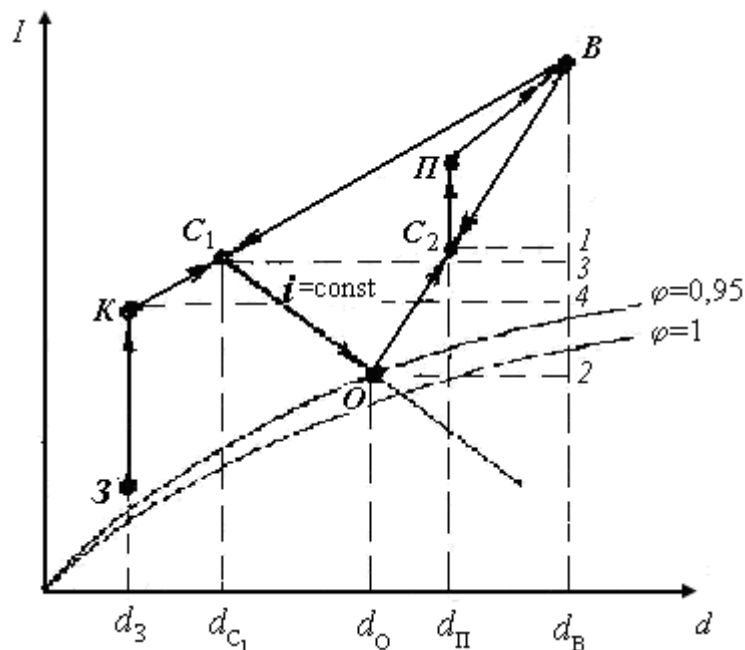


Рис. 4.22. Зміна стану повітря в зимовий період при використанні схеми з двома рециркуляціями

1. Наносять промінь процесу в приміщенні $ПВ$.

2. Стан повітря перед калорифером другого підігріву (точка C_2) є результатом змішання потоку L_{p2} з вихідним станом B та потоку повітря станом O , що вийшло з дощового простору камери зрошення, з витратою $L_{дп}$. Отже, процес змішання – це пряма BO , яку у першому наближенні проводять довільно.

3. Із точки $П$ проводять $d_{п} = \text{const}$ до перетину з променем B . Тим самим у точці C_2 одержують стан суміші зазначених потоків і процес нагрівання $C_2П$ у другому калорифері. Очевидно, що в цій частині схеми невідомим є d_o . При відомому його значенні легко знаходиться точка O та інші процеси в цій частині схеми.

4. В зимовий період у камері зрошення йде адіабатний процес охолодження й зволоження повітря, тому із точки O проводять промінь $i_o = \text{const}$.

5. Із точки $З$ зовнішнього стану повітря проводять довільно процес $ЗК$, що відповідає нагріванню повітря в першому калорифері по лінії $d_3 = \text{const}$.

6. Зі схеми видно, що стан повітря C_1 за першим калорифером є результатом змішання потоку станом K з витратою L_3 з повітрям першої рециркуляції L_{p1} станом B . Це дозволяє провести процес змішання BK й у точці C_1 визначити стан перед камерою зрошення.

Із цієї частини діаграми видно, що шукається точка C_1 (тобто значення d_{c1}), яка знаходиться на перетині ліній $d_{c1} = \text{const}$ та $i_o = \text{const}$. Значення d_{c1} поки що невідоме.

Розглянемо два трикутники $BO2$ та BC_21 . Вони є подібними, з їхньої подібності випливає, що

$$\frac{BC_2}{BO} = \frac{L_{дп}}{L_0}.$$

Відрізок BO є пропорційним загальній витраті повітря L_0 , а $L_{дп}$ – це витрата повітря через камеру зрошення O , тоді

$$\frac{BC_2}{BO} = \frac{L_{дп}}{L_0} = \frac{C_21}{O2} = \frac{d_B - d_{п}}{d_B - d_o},$$

звідки визначається невідоме значення d_o . З подібності трикутників $BK4$ і BC_13 маємо

$$\frac{BC_1}{BK} = \frac{L_3}{L_{дп}} = \frac{C_13}{K4} = \frac{d_B - d_{c1}}{d_B - d_3}.$$

Через те що відрізок BP_1 є обернено пропорційним витраті L_3 , (точка K), а відрізок BK пропорційний витраті суміші $L_3 + L_{p1} = L_{дп}$, звідси визначається

невідоме значення d_{c1} і відповідно точка C_1 . Маючи ці два рівняння, можна повністю побудувати процеси кондиціювання в $I-d$ діаграмі.

Теплота, необхідна для нагрівання повітря в першому калорифері, визначається як

$$Q_1 = L_3(i_k - i_3).$$

Теплота, що витрачає в другому калорифері, це

$$Q_2 = L_0(i_{п} - i_{c2}).$$

Витрата підживлювальної води в камері зрошення

$$W_{під} = L_{д.п}(d_0 - d_{c1}) \cdot 10^{-3}.$$

Питання для самоконтролю

1. Укажіть основні блоки, з яких складається СКП.
2. Як здійснюється літня обробка повітря за прямоточною схемою з адіабатним процесом? Накресліть процеси в $I-d$ діаграмі. Які переваги й недоліки такої схеми?
3. Опишіть літню схему обробки повітря при адіабатному процесі з байпасом і зобразіть процеси в $I-d$ діаграмі. Поясніть необхідність введення байпасування частини зовнішнього повітря в обхід камери зрошення.
4. Яким чином можна здійснити політропну обробку повітря? Опишіть прямоточну літню схему обробки з політропним процесом і зобразьте процеси в $I-d$ діаграмі.
5. Поясніть, чим обумовлене введення рециркуляції в літній схемі обробки повітря з політропним процесом. Зобразіть процес літньої політропної обробки з першою рециркуляцією в $I-d$ діаграмі.
6. Обґрунтуйте необхідність введення другої рециркуляції в літній схемі обробки повітря з політропним процесом і першою рециркуляцією. У яких випадках не може бути здійснена схема із другою рециркуляцією?
7. Поясніть, чому літній режим кондиціювання є основним, і як від нього залежить призначення характеристик СКП у зимовий період?
8. Наведіть особливості функціонування СКП у зимовий період. Опишіть зимову прямоточну схему обробки повітря й зобразьте процеси в $I-d$ діаграмі.
9. Зобразьте зимову схему обробки повітря з першою рециркуляцією й подачею рециркуляційного повітря перед калорифером першого підігріву. Які недоліки такої схеми подачі повітря? Як будується такий процес в $I-d$ діаграмі?

10. Наведіть зимову схему обробки повітря з першою рециркуляцією й подачею рециркуляційного повітря за калорифером першого підігріву. Яку перевагу має така схема подачі повітря? Зобразіть процес такої обробки в $I-d$ діаграмі.

11. Обґрунтуйте необхідність використання зимової схеми обробки повітря із двома рециркуляціями. Зобразіть схему й процес такої обробки в $I-d$ діаграмі.

5. КОНСТРУКЦІЇ І РОЗРАХУНОК ОКРЕМИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНДИЦІОНЕРА

Цей етап проектування кондиціонера є можливим після вибору його загальної схеми відповідно до побудованих в $I-d$ діаграмі процесів і відомих витрат рециркуляційного й зовнішнього повітря, а також термодинамічних параметрів перед і за всіма елементами кондиціонера.

5.1. Сепаратори або каплевідділювачі форсункових камер

Сепаратор призначений для відділення (сепарації) краплинної вологи від повітря, що надходить у приміщення. Сепаратор розташований за камерою зрошення й займає приблизно 30 % довжини кондиціонера. Отже, з метою економії виробничої площі, на якій розміщується кондиціонер, необхідно в перспективних конструкціях сепараторів передбачити методи зменшення його довжини при збереженні необхідної сепарації вологи й мінімальному його гідравлічному опорі.

Сепаратор – це система вертикальних пластин, які розташовані з певним кроком t один від одного. Різноманітні конструктивні рішення пластин можна подати у вигляді декількох основних схем, зображених на рис. 5.1. Ці пластини заповнюють увесь прямокутний перетин кондиціонера на виході повітряно-краплинного потоку з камери зрошення. Завдяки багаторазовим поворотам повітряно-краплинного потоку в просторі між сусідніми пластинами, а також через те, що густина крапель на три порядки вища густини повітря, краплі не можуть впливати за криволінійними траєкторіями повітря. В основній своїй масі краплі рухаються прямолінійно, що приводить до зіткнення їх з поверхнею пластин. На поверхні утворюється плівка рідини, яка стікає в піддон камери зрошення, а повітря без крапель направляється в приміщення.

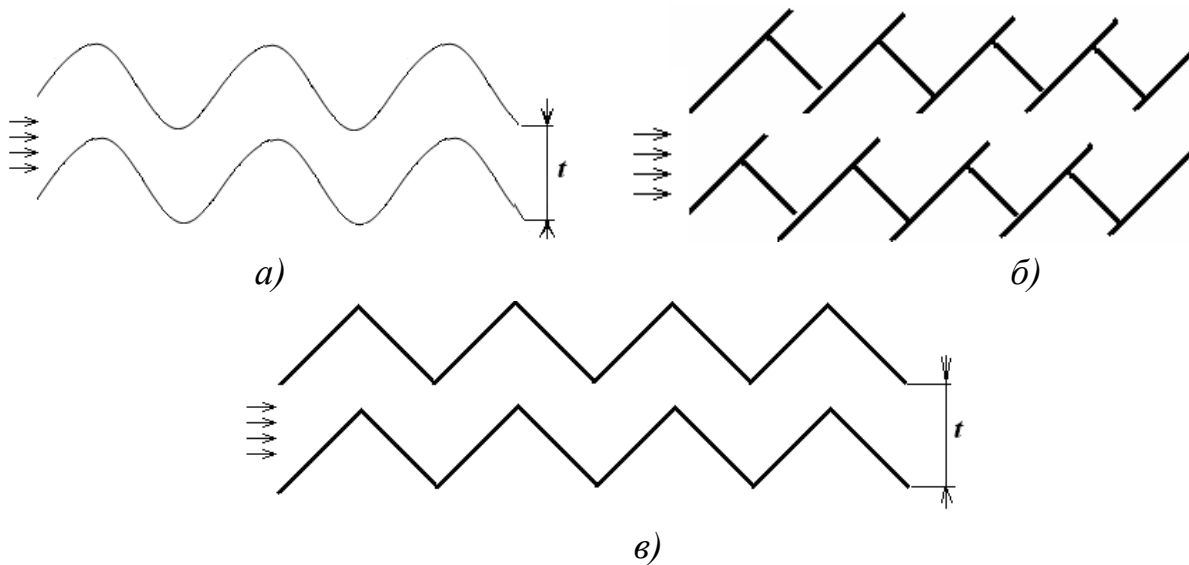


Рис. 5.1. Пластини сепараторів:

а) хвилеподібні; б) лямбдообразні; в) гофробразні (вигляд зверху)

Звичайно пластини сепараторів виконуються або зі спеціальних пластмас, або з оцинкованого заліза. У ряді випадків у кондиціонерах спеціального призначення (наприклад, для кондиціювання приміщень судів) вони виконуються з нержавіючої сталі.

Основними характеристиками сепаратора є його ефективність E і гідравлічний опір ΔP .

Під ефективністю E розуміють величину

$$E = 1 - \frac{M_2}{M_1},$$

де M_2 – витрата краплинного середовища за сепаратором;

M_1 – витрата краплинного середовища перед сепаратором (водне навантаження на сепаратор).

Величина ΔP може визначатися за емпіричною формулою

$$\Delta P = P \cdot v^{1.5},$$

де P – коефіцієнт, що залежить від типу сепаратора;

v – швидкість повітря на підході до сепаратора.

За результатами обробки дослідних даних величину E можна подати у вигляді

$$E = 1 - e^{-m}, \tag{5.1}$$

де

$$m = A \frac{\rho_p \sum \alpha D_k^2 \cdot v_{\text{п}}}{t_1 v_{\text{п}} \rho_{\text{п}}}, \tag{5.2}$$

де $\rho_{\text{ж}}$ й $\rho_{\text{в}}$ – густина рідини й повітря;

$\Sigma\alpha$ – сума кутів повороту повітряного потоку по всій довжині сепаратора;

D_k – середній діаметр крапель у краплинному потоці перед сепаратором;

$v_{п}$ – швидкість повітря перед сепаратором;

$\nu_{п}$ – кінематична в'язкість повітря.

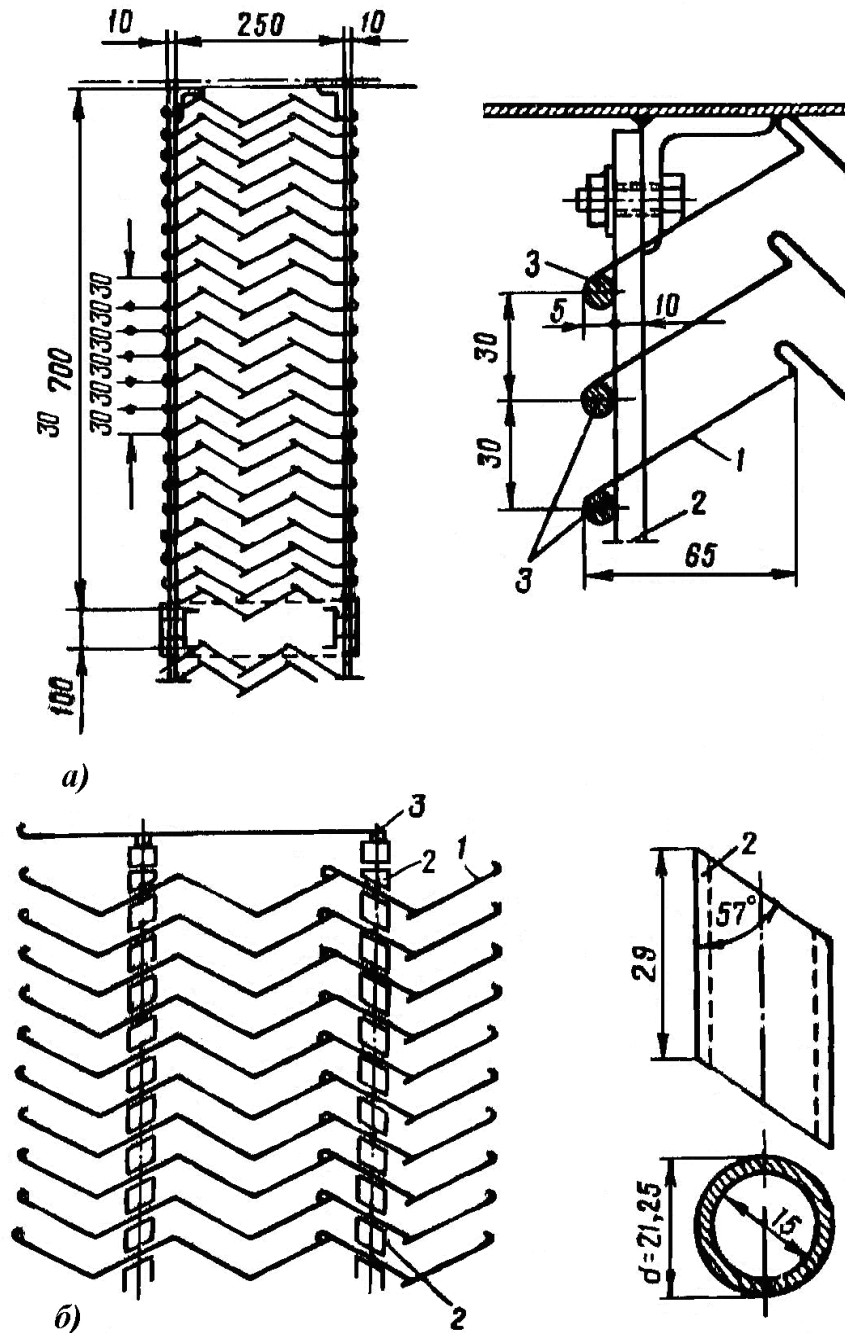


Рис. 5.2. Сепаратори:

a – зібраний на штирях; *1* – пластини; *2* – несуча планка; *3* – штирі;

б – зібраний на стяжних болтах; *1* – пластини; *2* – розпірні трубки;

3 – стяжні болти;

З (5.1) видно, що E має експонентний характер.

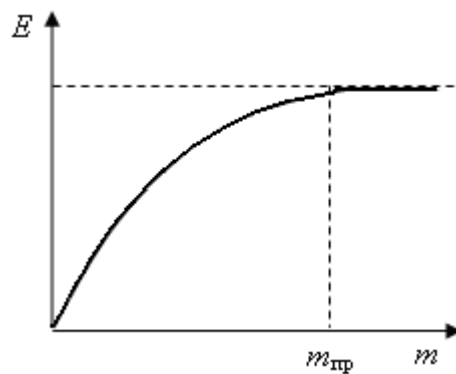


Рис. 5.3. Залежність ефективності сепаратора E від коефіцієнта m

Такий характер кривої є цікавим у зв'язку з тим, що після певного значення $m_{кр}$ подальші конструктивні й режимні впливи на сепаратор прийнятого типу вже не можуть привести до помітного підвищення ефективності, тобто необхідно переходити на інший тип сепаратора для досягнення більшої ефективності E .

З (5.2) і (5.1) випливає, що залежно від типу сепаратора (який визначається коефіцієнтом A) збільшення всіх параметрів у чисельнику приводить до підвищення ефективності очищення повітря від крапель, а збільшення величин у знаменнику – до зниження E .

Сепаратори такого типу мають коефіцієнт ефективності $E = 0,97 - 0,99$, і краплі порядку 10 мкм і нижче цими сепараторами не вловлюються. Формула (5.2) у частині впливу швидкості повітря $v_{п}$ справедлива не у всьому діапазоні. Залежність коефіцієнта ефективності E від швидкості повітря визначається експериментально.

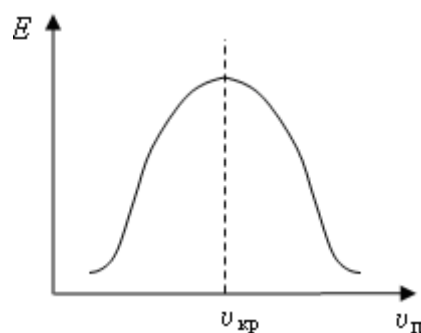


Рис.5.4. Залежність ефективності сепаратора E від швидкості повітря

З рисунка видно, що спочатку в міру збільшення v ефективність E збільшується. Однак по досягненні критичної швидкості $v_{кр}$ ефективність різко падає, тому формула (5.2) справедлива тільки для лівої області

залежності.

Відомо, що при взаємодії потоку газу із плівкою рідини на деякій поверхні сили аеродинамічного впливу на неї можуть перевищувати сили в'язкості в плівці, що забезпечують її стійкість. При цьому відбувається зрив плівки з поверхні й вторинний розпил на дрібні краплі. Для різних типів сепараторів величина $v_{кр}$ різна. Так, для адіабатного процесу в камері зрошення із дрібним розпилом $v_{кр} = 1,5-2$ м/с; для камер з політропним процесом, де йде грубий розпил рідини, $v_{кр} = 2,5-3$ м/с. Тому що за інших рівних умов поперечний переріз кондиціонера буде тим меншим, чим вища швидкість повітря (до чого й прагнуть у теперішній час), у деяких закордонних зразках швидкість досягає 4 м/с. Однак обмежуючим фактором для збільшення швидкості є величина $v_{кр}$ у сепараторі.

Одним з негативних ефектів у сепараторах є додаткове дозволоження повітря після камери зрошення. Воно викликано тим, що безпосередньо в сепараторі відбувається додатковий випар вологи з поверхні крапель, у зв'язку з чим для забезпечення прийнятних відносних вологістей повітря за сепаратором необхідно збільшити теплове навантаження на другий калорифер. Тоді температура повітря підвищується й при тій же вологовмісті ϕ стає нижче.

Для зменшення ефекту вторинного дозволоження використовується ряд прийомів:

1. Зрошення сепаратора зверху крупнокрапельним середовищем зі зниженою температурою крапель, що забезпечує процес конденсації пари на цих краплях і знижує відносну вологість ϕ .
2. Використання порожніх пластин сепаратора, із щільним відбортунням на їхній поверхні.

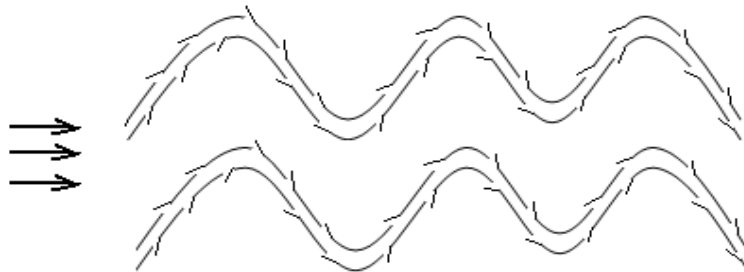


Рис. 5.5. Порожні пластини сепаратора

При такій конструкції частина вологи, що сепарується, стікає не по зовнішній поверхні, а по внутрішній порожнині пластини, що стоншує плівку зовні, підвищуючи її стійкість, і зменшує випар з поверхні плівки, знижуючи тим самим ефект дозволоження.

5.2. Фільтри для очищення повітря від пилу

Механізм очищення повітря від пилу при проходженні його через шар фільтруючого матеріалу обумовлений взаємодією двох основних сил: сили адгезії F_a , з якою частки пилу за рахунок молекулярної взаємодії з фільтруючим матеріалом притягаються до нього й утримуються на його поверхні, і з іншого боку, силою аеродинамічного опору частки пилу

$$F_{a.o.} = C_f \rho_r f_r \bar{w}^2 / 2 ,$$

де C_f – коефіцієнт аеродинамічного опору краплі, є функцією критерію Рейнольдса Re ;

ρ_r – густина газу;

f_r – діаметральний перетин краплі;

w – відносна швидкість частки й повітря.

Очевидно, що ефективність очищення у фільтруючому матеріалі тим вища, чим більшою мірою сили адгезії превалюють над силами аеродинамічного опору частки.

До теперішнього часу відомі різні математичні моделі, побудовані на базі теорії фільтрації. Однак безпосереднє використання цієї теорії для фізичної оцінки характеру процесів, що протікають, є досить складним. Тому розглянемо найпростішу математичну модель взаємодії запиленого газу з фільтруючим матеріалом. Нехай m – маса пилу, що осідає на елементарній поверхні фільтра d , при концентрації пилу C , мг/кг газу.

З фізичних міркувань очевидно, що збільшення маси пилу на фільтруючій поверхні можна подати у вигляді

$$dm = k \cdot C \cdot d \quad (5.3)$$

З іншого боку, якщо витрата газу через фільтр L , кг/с, початкова концентрація пилу C_0 і кінцева концентрація C , то маємо

$$m = L (C - C_0). \quad (5.4)$$

Диференціюючи (5.4), одержимо

$$dm = -L dC. \quad (5.5)$$

Підставляючи (5.5) в (5.3), одержимо:

$$LdC = -k \cdot C \cdot d,$$

$$\frac{dC}{C} = -k \frac{dF}{L}.$$

Інтегруючи це рівняння, одержимо

$$\ln \frac{C}{C_0} = -k \frac{F}{L} \quad \text{або} \quad \frac{C}{C_0} = e^{-\frac{kF}{L}}. \quad (5.6)$$

У загальному випадку ефективність фільтра можна знайти за формулою

$$E = 1 - \frac{C}{C_0}, \quad (5.7)$$

де C – концентрація за фільтром;

C_0 – концентрація перед фільтром.

Використовуючи (5.6) в (5.7), одержимо

$$E = 1 - e^{-\frac{kF}{L}}. \quad (5.8)$$

Тут k – коефіцієнт, що залежить від типу фільтра й матеріалу фільтруючої поверхні.

З (5.8) видно, що залежність ефективності фільтра від характеристики kF/L має експонентний характер (рис. 5.6).

Природно, що величина k визначається експериментально, і така проста модель (5.8) фактично визначає методику експерименту, тобто досить виміряти концентрацію пилу до й після фільтра при різних сполученнях F/L для даного типу фільтруючого матеріалу, і можна побудувати залежність, показану на графіку.

Експонентний характер залежності дозволяє встановити при заданій ефективності E ту величину комплексу kF/L , подальше збільшення якої виявиться недоцільним. Досягнення граничного значення даного комплексу є достатньою умовою для того, щоб відмовитися від даного типу фільтра й використати інший фільтруючий матеріал з більш високим коефіцієнтом k .

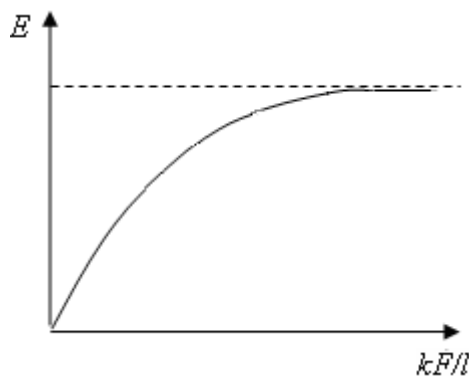


Рис. 5.6. Залежність ефективності фільтра E від характеристики kF/L

Усі існуючі типи фільтрів поділяються на 3 типи. До *першого класу* належать фільтри, що вловлюють пил з розміром часток менш 1 мікрона (<1мкм). До *другого класу* відносяться фільтри, що вловлюють пил із частками до 10 мікронів. До *третього класу* – фільтри, що вловлюють пил розміром більше 10 мкм.

Крім ефективності фільтра E , додатковими характеристиками фільтруючої поверхні є гідравлічний опір фільтра ΔP (зазвичай визначається в мм.вод.ст.) і коефіцієнт питомої фільтрації, тобто припустима об'ємна витрата повітря через 1 м² фільтруючої поверхні, м³/(год · м²).

$$K_{п.ф} = \frac{L}{F}.$$

Звичайно у СКП докладний розрахунок фільтрів не виконується, а за каталогом залежно від величини поперечного перерізу кондиціонера й витрати повітря вибирається фільтр згідно з рекомендованим коефіцієнтом питомої фільтрації. Цей коефіцієнт перебуває в межах від 3 до 12 м³/(год · м²).

У загальному випадку ΔP може змінюватися залежно від типу фільтрів від 5 до 15 мм.вод.ст.

За конструктивним рішенням розрізняють :

- 1) Масляні фільтри.
- 2) Тканинні фільтри.
- 3) Електрофільтри.

5.2.1. Масляні фільтри

Фільтр складається з двох фільтруючих панелей 5, які розміщені в одному корпусі 6 (рис. 5.7).

Корпус фільтра встановлюється на баку 8 для масла; бак з'єднується з корпусом за допомогою болтів. Кожна з фільтруючих панелей складається з двох безперервних сітчастих полотен 15, які одержують рух від верхніх валів 16; натяг полотен здійснюється через нижні вали. Кожен з нижніх валів має натяжні гвинти, на кінці яких насаджені важелі з тягарем 4. Переміщуючи тягар вздовж важеля, можна регулювати зусилля натягу сітчастих полотен. Безперервні полотна 15 утворюють на шляху проходження повітря чотири рухомі сітки, які змочені оливою. Частки пилу з повітряного потоку налипають на сітці. Пил, що налипає, відмивається при русі сіток через шар оливи в баці 8 та осідає на дно баку.

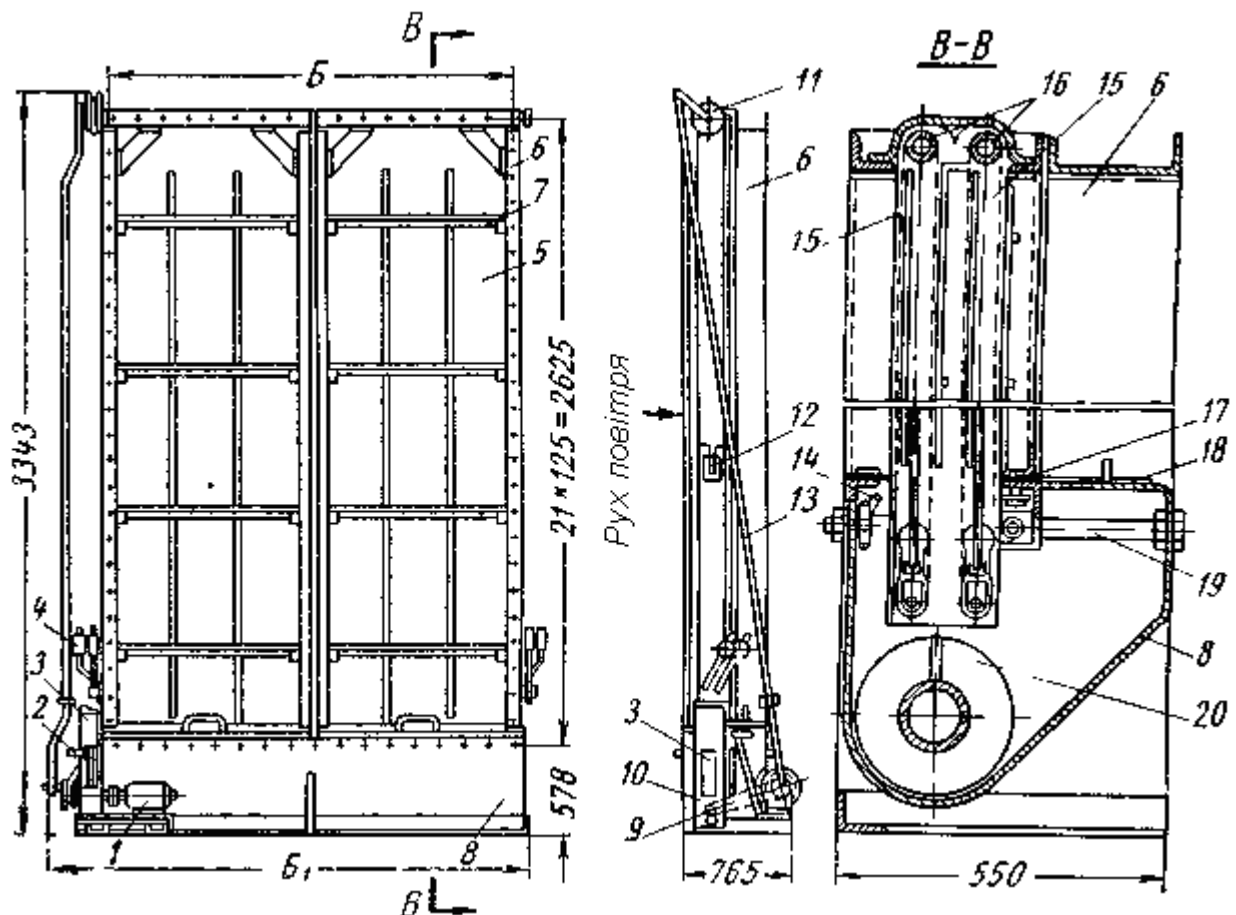


Рис.5.7. Принципова схема масляного самоочисного фільтра типу КДМ на номінальну видатність по повітряю 60 тис. и 80 тис. м³/год. Розміри B та B_1 змінюються залежно від номінальної потужності фільтрів.

Цей осадок (шлам) видаляється з баку шнеком 20, який переміщує шлам до колодязя 10. Елеваторний пристрій колодязя вигрібає шлам доверху и через лоток 3 подає його зовні. Рух елементів фільтра здійснюється від роботи електродвигуна 1 через двоступеневий черв'ячний редуктор. Через коліща та роликовий ланцюг 9 приводиться до руху шнек 20 та елеватор, а через штангу 13 та храповий механізм 11 здійснюється привід верхніх валів 16. Такий тип фільтра має обмежене використання. Основними недоліками його є складність експлуатації, висока капітальна вартість, підвищена металоємність і експлуатаційні витрати, пов'язані з електроприводом.

5.2.2. Тканинні фільтри

У корпусі 1 на несучих роликах 2 викладається фільтруючий матеріал 3 типу поролону з товщиною від 20 до 40 мм.

Фільтруючий матеріал викладається у вигляді глибоких гофр, що дозволяє істотно збільшити його фільтруючу поверхню при заданій площі поперечного перерізу кондиціонера. Для контролю роботи фільтр забезпечується диференціальним манометром, який вимірює його гідравлічний опір за допомогою фотоелемента.

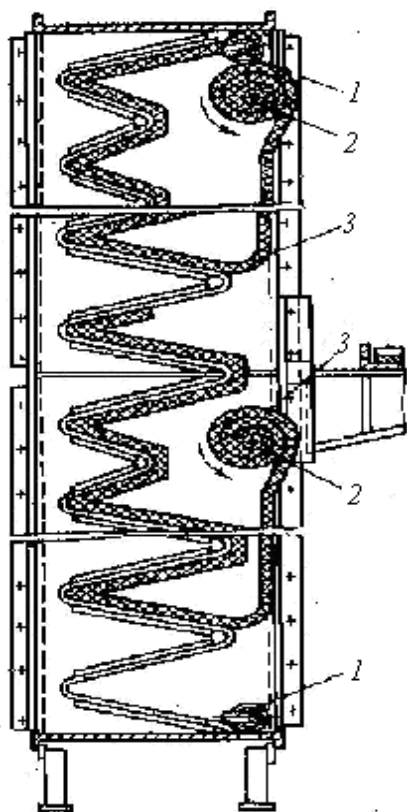


Рис. 5.8. Конструктивна схема тканинного фільтра

відникові технології, лабораторії біологічних досліджень і т.д.). Схема фільтра зображена на рис. 5.9.

У корпус фільтра 1 через вхідний патрубок подається запилене повітря, яке проходить через перший каскад фільтра 2, що забезпечує позитивний електростатичний заряд часткам пилу. Він являє собою систему паралельних алюмінієвих пластин, які підключені до джерела живлення 4, що забезпечує подачу напруги 13 тис. вольт на пластини.

Між пластинами натягнуті вольфрамові дроти, об'єднані загальним проводом, який подається на заземлення 5. Далі заряджені частки пилу проходять осаджувальний каскад 3, на пластини якого подається 6,5 тис. вольт. Дроти, розташовані між пластинами, також заземлені. Поверхня каскаду має негативний заряд, завдяки чому пил електростатично притягається до поверхні пластин, і повітря очищається від пилу й видаляється через вихідний патрубок. Осаджувальний каскад має не показаний на рис. 5.9 періодично діючий вібратор, що дозволяє скидати

При досягненні допустимого запилювання гідравлічний опір збільшується і дає команду на перемотування. У таких фільтрів перепад тисків лежить у межах $\Delta P = 6-8$ мм.вод.ст., ефективність $E=0,96-0,98$; коефіцієнт питомої фільтрації $K_{п.ф} = 4-5 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{год})$.

5.2.3. Електрофільтри

Цей тип фільтрів зазвичай застосовується лише в складі кондиціонера, призначеного для кондиціювання повітря у так званих особливо чистих приміщеннях (приладобудування, напівпро-

накопичений пил. Далі пил через бункер б видаляється з фільтра.

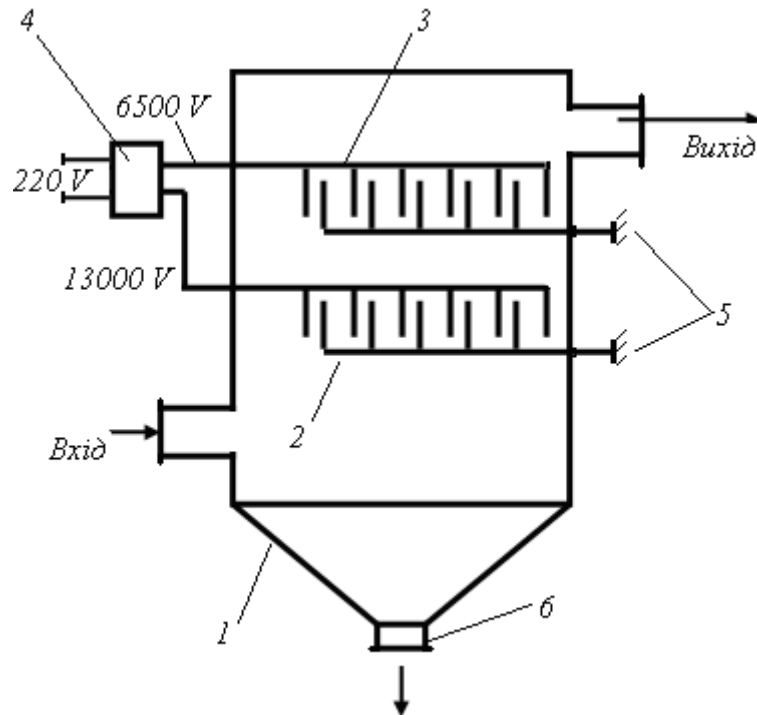


Рис. 5.9. Конструктивна схема електричного фільтра

Такі фільтри належать до першого класу, тобто можуть очищати повітря від пилу з розмірами часток менше 1мкм. Коефіцієнт питомої фільтрації

$$K_{п.ф} = \frac{L}{F} = 5-10 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{год}).$$

Тут під поверхнею фільтрації F розуміють площу поперечного перерізу фільтра. Ефективність очищення в таких фільтрах коливається в межах $E = 0,95-0,98$. Гідравлічний опір $\Delta P = 5-8$ мм. вод. ст.

Іноді для попереднього грубого очищення перед входом в електрофільтр використовують тканинні фільтри. У цьому випадку ефективність очищення повітря становить $E = 0,98-0,995$.

5.3. Розрахунок камери зрошення кондиціонера

На рис. 5.10 показана принципова схема типової дворядної горизонтальної (по ходу повітря) форсунової камери, що одержала найбільше поширення в установках кондиціонування.

Піддон, дві бічні стінки й стеля утворюють корпус камери. У піддоні 1 за допомогою кульового клапана 2, з'єднаного з водопроводом, підтримується постійний рівень води, надлишок якої видаляється через

перелив 3. Всмоктувальний трубопровід з'єднується із фланцем водяного фільтра 4, а нагнітальний трубопровід – із фланцями колекторів 5. На колекторах вертикально розташовуються стояки 6 з патрубками, на які наворачтаються форсунки 7.

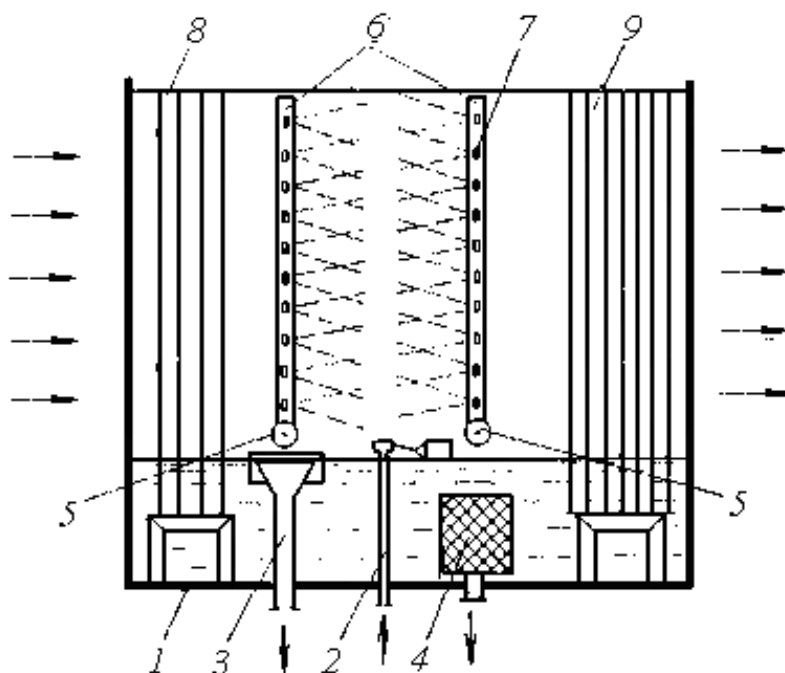


Рис. 5.10. Принципова схема типовий дворядної горизонтальної форсунової камери

Розташування форсунок на стояках вибирається таким чином, щоб забезпечувалося перекриття факелами розпилу всього поперечного перерізу зрошувального простору. На вході повітря в камери міститься повітророзподільний пристрій 8, що служить для вирівнювання потоку повітря за перерізом камери й запобігання вибрикування води. У вихідному перерізі розташовуються краплеуловлювачі (сепаратори) 9.

За результатами лабораторних й експлуатаційних випробувань, а також виходячи з досвіду конструювання, можна виділити наступні загальні рекомендації для типових горизонтальних форсуновок камер.

1. За енергетичними і теплотехнічними показниками найбільше поширення одержали дворядні форсунокові камери із загальним розміром по ходу повітря 1800 мм. Перший ряд форсунок має напрямок розпилу води по ходу повітря, а другий – назустріч потоку. Відстань між рядами форсунок приймається 600 мм. Від повітророзподільного пристрою до першого ряду форсунок приймається відстань 150–200 мм, а від останнього ряду до краплеуловлювача – 250–300 мм..

2. Форсунки на стояках розташовуються в шаховому порядку. Найбільш раціональна щільність розміщення форсунок в одному ряді

13–30 шт. на 1 м² поперечного перерізу. Для типових камер прийнято дві щільності установки форсунок – 18 й 24 шт. на 1 м².

3. Вагова (масова) швидкість повітря в поперечному перерізі форсункової камери обмежується значеннями в 3–3,4 кг/(м² с). Це обмеження обумовлене тим, що при подальшому підвищенні швидкості повітря вихідні краплеуловлювачі не забезпечують надійного видалення з повітряного потоку крапель води.

Основною прийнятою в цей час методикою інженерного розрахунку є методика, побудована за результатами експериментального дослідження камер.

Порядок розрахунку камер зрошення наступний.

1. З побудови процесів кондиціонування в $I-d$ діаграмі для даного схемного рішення кондиціонера визначають коефіцієнт ефективності камери зрошення E :

$$E = 1 - \frac{t_2 - t_3}{t_1 - t_3},$$

де t_2 й t_3 – дійсна й теоретична температури наприкінці адіабатного або політропного процесу обробки повітря.

t_1 – початкова температура повітря перед камерою (див. рис. 5.11).

2. За каталогом камер зрошення вибирають її тип, виходячи з техніко-економічних міркувань, закладених у проект СКП для даного об'єкта.

3. За емпіричним рівнянням визначають коефіцієнт зрошення:

$$\mu = A(\nu \cdot \rho)^{n_1} \left(\lg \frac{1}{1-E} \right)^{n_2},$$

де A , n_1 , n_2 – емпіричні коефіцієнти, що залежать від конструктивних особливостей камери зрошення (розмірів камери, числа рядів форсунок, типу форсунок і діаметра їх сопла, взаємного напрямку руху повітря й краплі й т.і.).

$(\nu \cdot \rho)$ – масова швидкість повітря, що вибирається в межах 1,8–3 кг/см².

4. Знаючи з тепловологісного балансу необхідну витрату повітря L , при заданій швидкості руху повітря визначають площу поперечного переріза камери зрошення з рівняння нерозривності потоку, м²

$$F = \frac{L}{\nu \rho}.$$

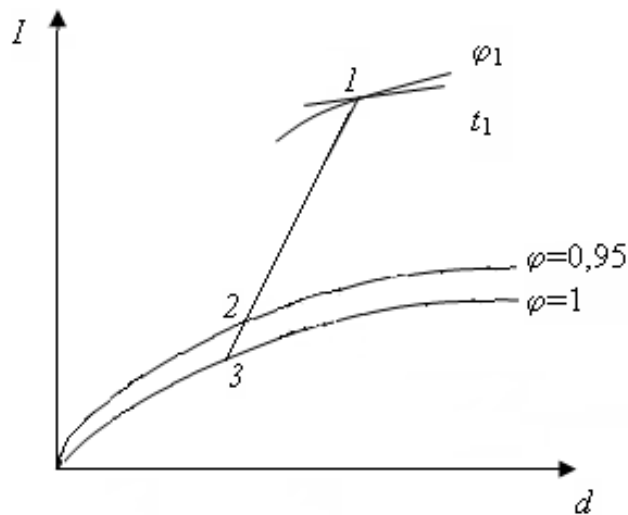


Рис. 5.11. До визначення температур повітря перед і за камерою зрошення

5. Знаючи коефіцієнт зрошення й витрату повітря, знаходять загальну витрату води, яка розпилюється у форсунках камери.

$$W = \mu L.$$

6. У цей час прийняті два варіанти щільності розподілу форсунок ξ у поперечному перерізі камери зрошення: за першим варіантом $\xi = 24 \text{ 1/м}^2$; за другим варіантом $\xi = 18 \text{ 1/м}^2$.

Обмеження цими двома варіантами ξ обумовлено уніфікацією устаткування, тобто зведення до мінімуму зокрема типорозмірів камери. Цей же принцип використовується стосовно інших елементів кондиціонера (фільтри, повітряні клапани, калорифери, вентилятори й ін.)

7. За відомим значенням площі поперечного перерізу камери F й обраному одному зі значень ξ визначають загальну необхідну кількість форсунок

$$N = \xi F, \text{ шт.}$$

Розрізняють ці форсунки відповідно до обраного типу камери (однорядна, дворядна й т.д.).

8. Знаючи загальну витрату води W і число форсунок, визначають продуктивність одиночної форсунки

$$q = \frac{W}{N}, \text{ кг/с.}$$

9. Задаються типом форсунки. Зазвичай у камерах зрошення використовуються два типи форсунок У-1 або УС. Обидва типи відносяться до розряду відцентрових з тангенціальним підведенням води в камеру форсунки. Розміри сопел форсунок вимірюються в межах $d_c=1,5\text{--}8\text{мм}$. Менші розміри d_c використаються в У-1, більші – у форсунці УС. Від

типу форсунок і діаметра сопла d_c залежать дрібність розпилювання води, кут розкриття факела, стартова швидкість краплі і їхня далекобійність.

10. Для подальшого розрахунку використовується експериментально отримана залежність продуктивності q від тиску води перед форсункою і її типорозміру. Це графік зображений на рис. 5.12. При цьому тут же вибирається типорозмір форсунки з відомим діаметром d_c .

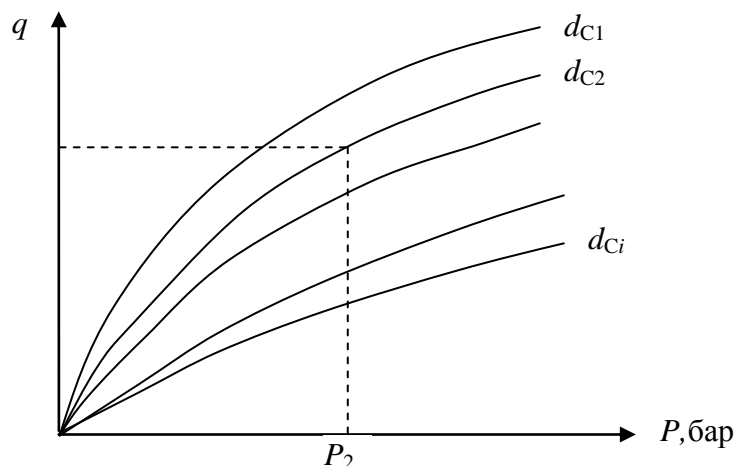


Рис. 5.12. Залежність продуктивності форсунки від тиску води

11. За відомою з пункту 8 величиною q та при заданому діаметрі d_c за графіком знаходять необхідний тиск перед форсункою P .

12. Якщо знайдений надлишковий тиск P лежить в інтервалі від 1 до 2 бар, розрахунок вважається закінченим. Якщо P виходить за межі інтервалу в меншу або більшу сторону, то варто знов задатися або величиною ξ , або величиною d_c . І якщо цього виявиться недостатньо, то варто знов задатися типом камери й повторити розрахунок, починаючи з третього пункту.

При $P < 1$ розпил виявляється неефективним (великі краплі, малий кут розкриття факела, низька стартова швидкість).

При $P > 2$ привод насоса, що подає воду до форсунок, працює в режимах, що перевищують номінальний. Насоси камер зрошення вибираються таким чином, що в межах значень надлишкового тиску перед форсунками P від 1 до 2 забезпечується самий економічний режим.

5.4. Калорифери (повітронагрівачі)

Калорифери призначені для здійснення нагрівання повітря перед і за камерою зрошення за рахунок подачі гарячої води. Ті ж конструкції

теплообмінних апаратів можуть бути використані в системах СКП для охолодження повітря при подачі фреону як холодоагенту від холодоустановки. Таке рішення використовується при відсутності камер зрошення в схемі СКП.

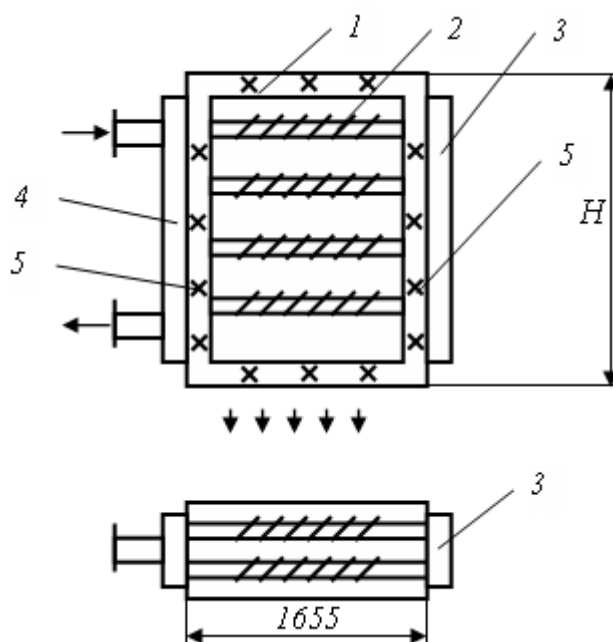


Рис. 5.13. Схема трубчастого калорифера

Калорифер має фланці 1 для приєднання до камери зрошення й до наступних або попередніх блоків кондиціонера.

Між трубними ґратами 5 розташовані нагрівальні елементи 2, в яких циркулює гаряча вода. Для розподілу води служать водяні камери 3 й 4 із внутрішніми перегородками, що забезпечують багатоходовість руху гарячої води. Є також патрубки для входу й виходу живильної води.

З метою уніфікації устаткування прийнято шість геометричних варіантів повітрянагрівача. Всі вони мають однакову ширину 1655 мм і три варіанти висоти H (1 м, 1,5 м, 2 м). Крім того, існує два варіанти по числу рядів нагрівальних елементів (однорядні й дворядні) у напрямку ходів повітря. Це дозволяє у всьому діапазоні продуктивності кондиціонера (від 10000 до 250000 м³/год. повітря) забезпечити необхідну поверхню нагрівання, яка набирається із зазначених базових типорозмірів.

Основним результатом уніфікації є використання у всіх типах теплообмінників єдиного нагрівального елемента.

Параметри нагрівального елемента: сталева труба 22x18 мм, довжина 1655 мм, що має навивне перфороване оребрення; висота ребра $h = 10$ мм, товщина ребра 0,55 мм, крок між ребрами $s = 4,4$ мм.

Ущільнення між трубкою й навивними ребрами досягається

деформацією трубки при подачі в неї води з тиском до 100 бар. Додатково контакт ребра із трубкою досягається оцинкуванням у гальванічній ванні.

За нормами як гарячий теплоносієм використовується вода з температурою $t = 90\text{--}180\text{ }^\circ\text{C}$ при тиску подачі $p = 1,2\text{ МПа}$. Число ходів по воді в різних модифікаціях – від 4 до 8.

Необхідна поверхня теплообміну може бути реалізована як фронтальною зборкою з декількох базових теплообмінників, так і глибинної компоновкою (коли вони набираються по ходу руху повітря один за одним). Прийнято, що при такій глибинній зборці число рядів нагрівальних елементів може змінюватися від 1 до 9.

Розрізняють в основному три схеми (див. рис. 5.14) так званої обв'язки теплообмінників (тобто їх з'єднання по гарячій воді):

I – паралельна із глибинним компонованням теплообмінників;

II – послідовна обв'язка із глибинним компонованням теплообмінників;

III – фронтально-глибинне з'єднання теплообмінників з використанням або послідовного, або паралельного підключення по гарячій воді кожного з теплообмінників.

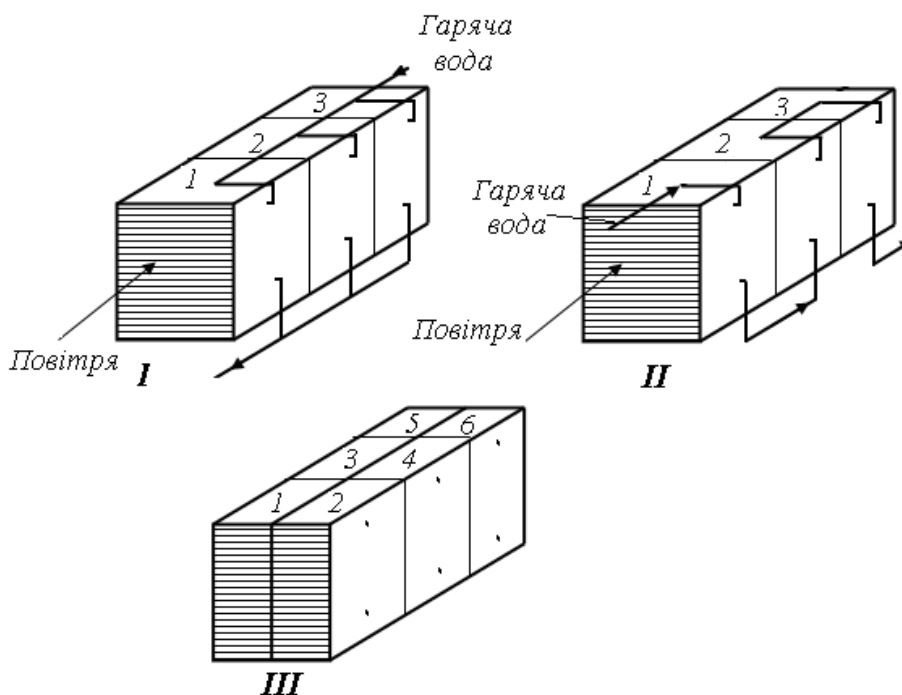


Рис. 5.14. Основні схеми обв'язки теплообмінників

Таким чином, різноманітність схем обв'язки дає додатково велику кількість варіантів здійснення заданого теплотривою, обумовленого кількістю окремих теплообмінників.

5.4.1. Нормативна методика розрахунку повітрянагрівачів

Необхідна поверхня теплообмінників визначається шляхом спільного рішення рівнянь теплопередачі й теплового балансу з використанням формул середньологарифмічного теплового напору.

Але у зв'язку з багатоваріантністю розрахунку на вибір необхідного числа стандартних теплообмінників з можливих їх шести модифікацій, а також з урахуванням тієї або іншої схеми обв'язки, розрахунок вийде у край складним. Отже, для цілей інженерної практики проектування СКП створені пакети номограм, які істотно спрощують цей розрахунок.

Вихідні дані для розрахунку: витрата повітря L ; температури гарячої води на вході t_{w1} і виході t_{w2} (приймаються з санітарних норм); початкова $t_{п1}$ і кінцева $t_{п2}$ температури повітря в калорифері (знаходяться з побудови процесів кондиціонування в $I-d$ діаграмі).

Етапи розрахунку.

Визначають коефіцієнти відносних температур по повітрю й воді

$$K_w = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{t_{w1} - t_{п1}}, \quad K_B = \frac{t_{п2} - t_{п1}}{t_{w1} - t_{п1}}.$$

Номограма зображена на рис. 5.15. Вона являє собою два сімейства кривих, кожне з яких відповідає числу рядів нагрівальних елементів.

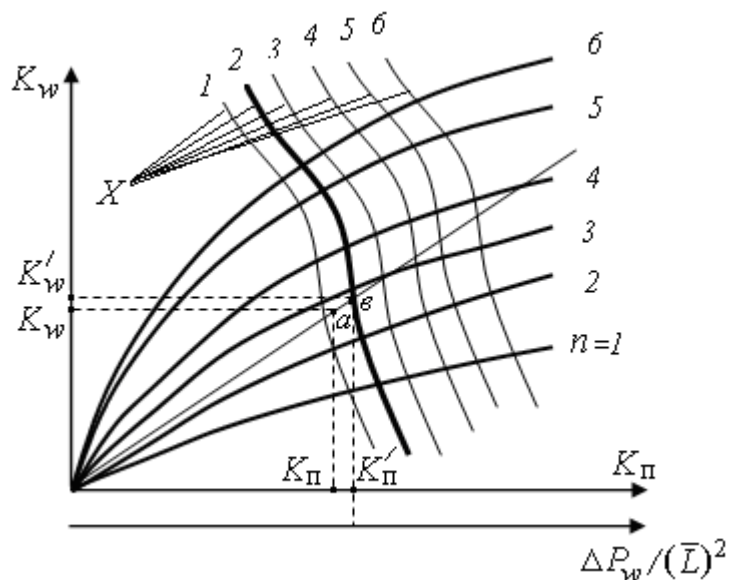


Рис. 5.15. Номограми для розрахунку відносних температур

Друга шкала абсцис це відношення гідравлічного опору Δp_w до відносної продуктивності кондиціонера вздовж руху гарячої води.

$$\bar{L} = \frac{L_i}{L_0},$$

де L_0 – номінальна продуктивність кондиціонера по повітрю, прийнята зі стандартного ряду продуктивностей (10–25 тис. м³/год);

L_i – дійсна продуктивність кондиціонера при частковому режимі експлуатації (може бути $L_i > L_0$, коли клапани відкриті, або $L_i < L_0$, коли клапани закриті).

Кожна номограма будується для заданої витрати L_0 і прийнятої схеми обв'язки (задані швидкості повітря й води). За значеннями K_w й K_{Π} знаходять точку a , через цю точку й початок координат проводять пряму.

Із сімейства кривих x вибирається найближча права крива до точки a , такому чином, вибирається необхідне число рядів теплообмінника в точці b (у цьому випадку 3 ряди). У точці y визначають нові значення коефіцієнтів K'_w й K'_{Π} , і значення $\Delta p_w / \bar{L}^2$. Це дозволяє при відомій \bar{L} знайти Δp_w для підбору відповідного насоса.

З рівняння теплового балансу визначається дійсна витрата води:

$$W = \frac{C_{p\Pi} L K'_{\Pi}}{C_{pw} K'_w}.$$

За значеннями p_w й W вибирається необхідний насос для обслуговування повітрянагрівачів. При заданій L за таблицями визначаються необхідні типорозміри повітрянагрівачів, таким чином, знаючи їх живий перетин $F_{ж}$, визначають швидкість повітря в ньому.

$$v_{\Pi} = \frac{L}{\rho F_{ж}}.$$

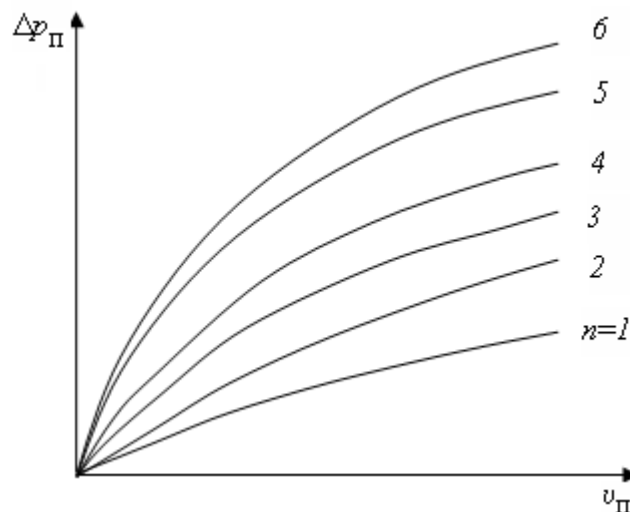


Рис. 5.16. Залежність гідравлічного опору від швидкості руху повітря при різному числі рядів нагрівальних елементів n

Із графіка знаходять гідравлічний опір повітрю Δp_{Π} при припущенні,

що температура повітря $t_b = 20$ °С.

Далі знаходиться середня по ходу його в калорифері температура повітря

$$\bar{t}_n = 0,5(t_{n1} + t_{n2}),$$

а за спеціальними таблицями визначається коефіцієнт $\psi(\bar{t}_n)$ і остаточно – дійсний опір повітря

$$\Delta p_{п.дійсн.} = \Delta p_n \psi.$$

Розрахунок закінчується визначенням за допомогою спеціальних формул ступеня запасу поверхні нагрівання калорифера порівняно з ідеальним варіантом. Якщо цей запас не перевищує 15 %, розрахунок вважається закінченим, у противному випадку треба ще раз задатися типорозміром калорифера й схемою обв'язки, яка рекомендується для заданої продуктивності кондиціонера.

Питання для самоконтролю

1. Опишіть принцип роботи сепаратора (краплевідділювача) і наведіть його основні характеристики.
2. Які основні сили взаємодії частки пилу з поверхнею фільтра визначають ефективність процесу фільтрації. Наведіть основні характеристики ефективності роботи фільтрів.
3. Опишіть конструкцію тканинних фільтрів і принцип їх роботи.
4. Наведіть конструктивні особливості й принцип роботи масляних фільтрів.
5. Опишіть принцип дії й конструкцію електрофільтрів.
6. Наведіть методику розрахунку камер зрошення.
7. Навіщо застосовуються сіткові насадки в камерах зрошення? Опишіть конструкції такої камери й принцип роботи.
8. Опишіть конструктивні особливості калориферів СКП. Які види калориферів застосовують у СКП? З якою метою використовуються калорифери з обвідним повітряним клапаном?

6. КОНДИЦІОНЕРИ ЗІ ЗРОШУВАНОЮ НАСАДКОЮ

Крім форсункових камер, обробку повітря можна здійснювати в камерах зі зрошуваною насадкою. Насадки виготовляються з різних матеріалів, які не піддаються гниттю або корозії: порцелянові кільця

Рашига й металева стружка, латунні, алюмінієві, капронові, вініпластові сітки та інші. Перевагою зрошуваних шарів є наявність більш розвиненої поверхні зіткнення води й повітря і краще їх перемішування. В результаті цього досягається висока ефективність тепло- і вологообміну при малих коефіцієнтах зрошення й низькому тиску води, при малих габаритах зволожуючих камер і порівняно низькому аеродинамічному опорі. Крім того, при проході повітря через зрошуваний шар відбувається додаткове очищення повітря від пилу.

Камери зі зрошуванням шаром-насадкою широко використовуються в хімічній промисловості (так звані *скрубери*). У вентиляційній техніці вони вперше були застосовані наприкінці 20-х років ХХ сторіччя, тобто на зорі зародження кондиціонування повітря.

На рис. 6.1 подана камера зі зрошувальною насадкою, що складається з кожуха 6 прямокутного перетину, усередині якого розташований робочий шар насадки 4 з порцелянових кілець Рашига розміром 25x25x3 мм, що лежать на металевій сітці з живим перерізом 85 % і створюють звивистий прохід для повітря.

Над насадкою розташовані форсунки 5 грубого розпилу, що зрошують насадку холодною водою. Замість форсунок може бути застосована перфорована труба з діаметром отворів 6–7 мм до 1000 шт./м². Над форсунками встановлюється краплевідділювач 7 або другий, так званий *відбійний*, шар кілець, що запобігає виносу повітрям дрібних крапель води. Повітря, що надходить через отвір 3 знизу під робочий шар насадки 4, обробляється в результаті контакту його зі зрошуваною поверхнею насадки, а також при проходженні через дощовий простір камери 10. Рух повітря є протиточним стосовно води, і здійснюється за допомогою вентилятора 8. Вихід повітря із заданими параметрами здійснюється через припливний отвір 9.

Вода після контакту з повітрям стікає в піддон, звідки, пройшовши фільтр, циркуляційним насосом 11 знову подається до форсунок. Вода може охолоджуватися в піддоні за допомогою змішувача, по якому циркулює холодоагент.

Товщина робочого шару насадки 200–400 мм. Товщина відбійного шару 100–200 мм. Число кілець, що вміщуються в 1 м³, становить приблизно 50 000 шт., а їх загальна поверхня дорівнює 220 м². Швидкість повітря, віднесена до лобового перерізу насадки, приймається в межах 0,8–1,2 м/с.

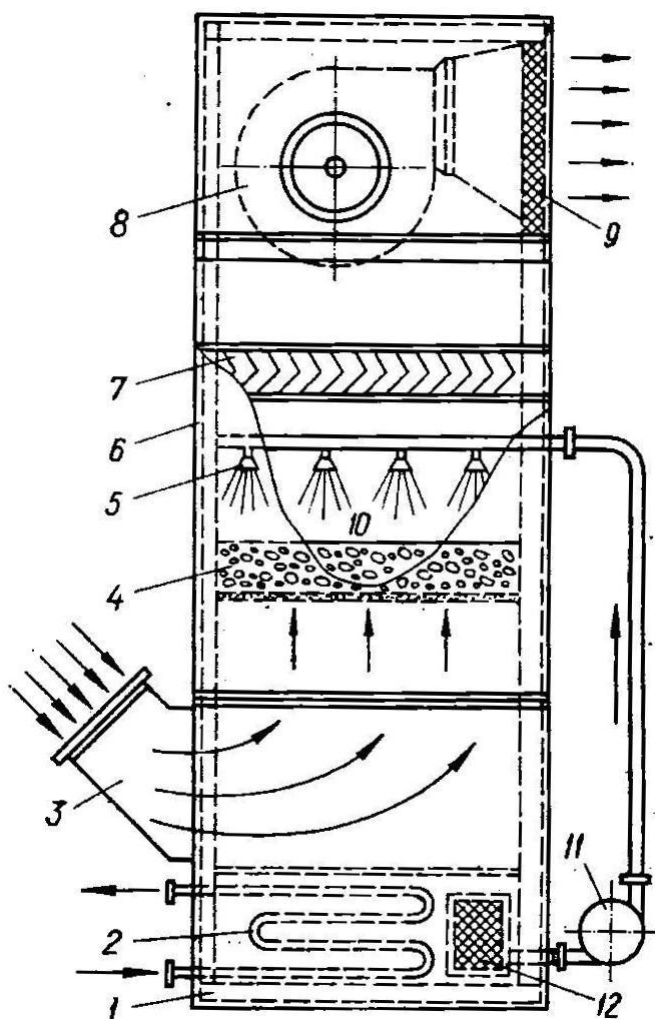


Рис. 6.1. Обробка повітря в камерах зі зрошуваною насадкою:

1 – піддон; 2 – змійовик; 3 – патрубок для надходження повітря; 4 – робітник шар насадки; 5 – форсунка для розпилення води (або розсолу); 6 – кожух камери; 7 – крапле-відділювач; 8 – вентилятор; 9 – вихідний патрубок для повітря; 10 – дощовий простір; 11 – насос; 12 – фільтр для очищення води.

температурною водою (25–40 °С) промислових підприємств. Якщо над насадкою розприскується рециркуляційна вода, то обробка повітря, що проходить через повітроохолоджувач, буде ізентальпною. Схема обробки повітря й побудова її процесів на $I-d$ діаграмі здійснюється аналогічно обробці повітря в промивних камерах кондиціонерів.

Промінь процесу обробки повітря в шарі кілець проходить через точки початкового й кінцевого станів повітря. При цьому кінцевий стан приймається при $\phi = 90\%$. Однак у точці перетинання променя з лінією

Висота дощу G , що являє собою відношення кількості зрошувальної води W , м³/год., до площі лобового перерізу зрошуваного шару насадки F , м², приймається 4–6 м/год. Масова швидкість повітря в лобовому перетині насадки становить 1–1,5 кг/(м² с). При цих даних коефіцієнт зрошення $\mu = 0,84–1$ кг/кг.

Камерам зі зрошуваною насадкою притаманні всі функції форсуночних камер. Тому вони можуть бути обладнані залежно від потреби всіма іншими елементами: калориферами першого й другого підігріву повітря, першою й другою рециркуляціями повітря й т.і. Однак у більшості випадків камери зі зрошуваною насадкою застосовуються для охолодження повітря, тобто як повітроохолоджувачі.

У камері зі зрошуваною насадкою в зимовий час можна нагрівати повітря низько

$\varphi = 100\%$ температура відповідає середній температурі зрошувальної води у шарі кілець (а не кінцевої, як це було у форсункових камерах).

Основні переваги кондиціонерів зі зрошуваною насадкою перед центральними кондиціонерами

1. Істотно менша виробнича площа.
2. Менші за інших рівних умов витрати води на одиницю оброблюваного повітря (наприклад, для політропного процесу коефіцієнт зрошення $\mu = 0,6-1$, а в камері зрошення центрального кондиціонера $\mu = 2-3$).
3. Порівняно менший винос краплинної вологи перед сепаратором.
4. На відміну від камер зрошення до форсунок не ставляться спеціальні вимоги стосовно тонкості розпилу.
5. Відсутність фільтра для очищення повітря, тому що ці функції виконує зрошуваний шар.

Недоліки

1. Підвищений гідравлічний опір кондиціонера через наявність зрошуваного шару.
2. Як наслідок пункту 1 – зменшені питомі витрати повітря на одиницю поперечного перерізу зрошуваного шару.

6.1. Основи розрахунку

Метою розрахунку є визначення площі поперечного перерізу F насадки.

Основним рівнянням є співвідношення вигляду

$$L(i_1 - i_2) = \xi \alpha F \Delta t, \quad (6.1)$$

де i_1, i_2 – ентальпії повітря до й після насадки (визначаються з побудови в $I-d$ діаграмі).

Коефіцієнт вологовипадіння ξ знаходиться за формулою

$$\xi = \frac{Q_{\text{полн}}}{Q_{\text{явн}}} = \frac{i_1 - i_2}{C_p (t_1 - t_2)},$$

де t_1, t_2 – температури оброблюваного повітря; F – площа поперечного перерізу насадки.

При заданих температурі води перед і за форсунками й відомих t_1 й t_2 можна знайти середньологарифмічний напір Δt_{\log} для протиточної схеми:

$$\alpha = A \delta^{n_1} H^{n_2} (\rho v)^{n_3}. \quad (6.2)$$

Визначаємо гідравлічний опір насадки, мм. вод. ст.:

$$\Delta p = B \delta^{m_1} H^{m_2} (\rho v)^{m_3},$$

де A, B, n, m – емпіричні коефіцієнти, що залежать від матеріалу насадки;

δ – товщина шару насадки, $\delta = (0,2-0,4)$ м;

H – висота дощу (густина зрошення) – кількість води, що приходить на одиницю поверхні зрошувального шару; $H = 1,5-5$ м³/(м²год.);

Масова швидкість води $\rho v = 0,75-1,5$ кг/(м²с)

З (6.2) видно, що коефіцієнт тепловіддачі α пропорційний масовій швидкості ρv , але верхня межа α обмежена критичним значенням ρv .

Відомо, що при даному компонованні зрошувального шару може виникнути так званий ефект зависання рідини в шарі, коли сила аеродинамічного опору повітряного потоку виявляється рівною або більшою, ніж сила гідростатичного стовпа рідини в зрошуваному шарі. Шар цілком заповнюється водою, різко зменшується поверхня контакту повітря й води, падає коефіцієнт тепловіддачі α , а після того, як нагромадження води в шарі приводить до збільшення її гідростатичного тиску, вода провалюється крізь шар, таким чином, виникає пульсаційний режим роботи насадки.

Зазначений ефект зависання відповідає критичному значенню масової швидкості ρv . Цим й обмежується застосовність формули (6.2). Таким чином, продуктивність і габаритні розміри кондиціонера вибираються, виходячи із припустимих значень масової швидкості води ρv .

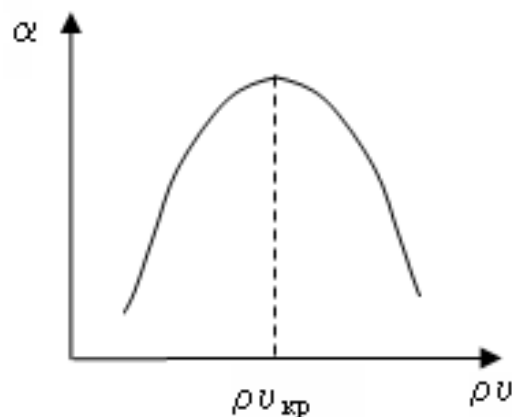


Рис. 6.2. Залежність коефіцієнта тепловіддачі від масової швидкості води в шарі насадки

У підсумку розрахунку з рівняння (6.1) визначається площа

поперечного перерізу шару насадки F .

Питання для самоконтролю

1. Опишіть конструктивні особливості й принцип роботи кондиціонерів зі зрошуваною насадкою.
2. Чим визначається оптимальна швидкість руху повітря крізь зрошуваний шар?
3. Які переваги й недоліки мають кондиціонери зі зрошуваною насадкою?
4. Наведіть основи методики розрахунку кондиціонерів зі зрошуваною насадкою.

7. АВТОНОМНИЙ КОНДИЦІОНЕР ПОБУТОВОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

На відміну від місцевих неавтономних, автономні кондиціонери мають вбудовану холодильну машину.

На рис. 7.1 показаний типовий автономний кондиціонер, призначений для охолодження й зрошення повітря в літній період. Його продуктивність $L = 600 \text{ м}^3/\text{год}$, споживана потужність $N = 1,15 \text{ кВт}$, можливий ступінь охолодження повітря $\Delta t_{\text{max}} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, маса $M = 96 \text{ кг}$, габарити $H \times L \times S = 400 \times 500 \times 600$.

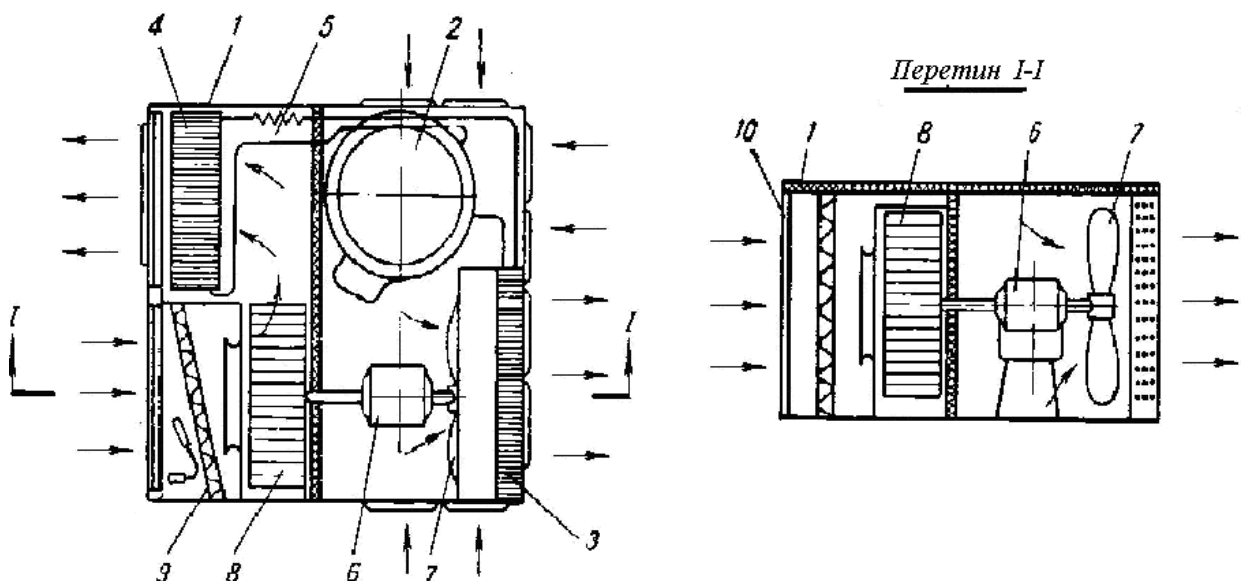


Рис. 7.1. Принципова схема автономного кондиціонера

Корпус кондиціонера 1 має два відсіки, які розділені герметичною перегородкою. З боку, який обернений до зовнішнього повітря, розміщений компресор 2, у якому відбувається адіабатний стиск фреону 2–3 (див. рис. 7.2 а). Після цього фреон спрямовується в конденсатор 3, де за рахунок просмоктування зовнішнього повітря вентилятором 7 через жалюзі відбувається ізобарна конденсація фреону 3–4–5. З конденсатора фреон подається в дросель 5, де його дроселювання при постійній ентальпії в процесі 5–6 приводить до утворення холодоагенту з температурою 5–6 °С. У цьому стані він надходить у випарник 4, де в ізобарному процесі 6–1 йде відвід теплоти від охолоджуваного повітря, що вентилятором 8 через фільтр 9 і жалюзі 10 прокачується із приміщення й нагнітається в приміщення.

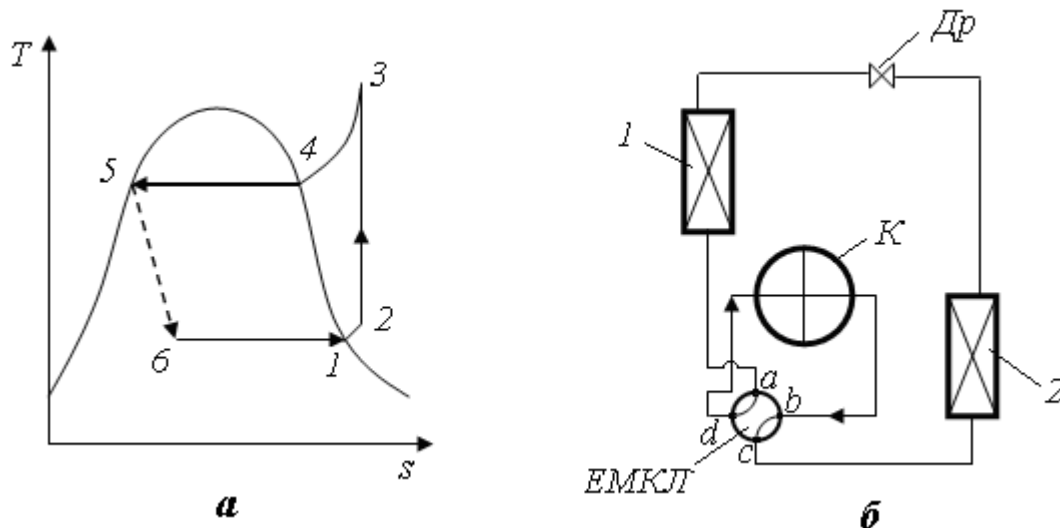


Рис. 7.2. Цикл холодильної машини й принципова схема реверсування струму фреону

Вентилятори 7 й 8 мають загальний електропривод 6. Під випарником 4 розташований піддон (на схемі не показаний), у який збирається волога, сконденсована з повітря при його охолодженні у випарнику. Через дренаж у піддоні конденсат скидається у навколишнє середовище. У схемі кондиціонера може бути теплообмінник-регенератор (на схемі не показаний), у якому зустрічаються й обмінюються теплотою фреон, що вийшов з випарника, і фреон, що вийшов з конденсатора. Це дозволяє зробити перегрів фреону перед компресором (процес 1–2) і переохолити фреон перед дроселем до повністю рідкого стану. Наявність цього регенератора запобігає забору рідинної фази фреону в компресор і влученню парової фази в дросель.

У ряді випадків цей же кондиціонер у міжсезонний період, коли

температура зовнішнього повітря досить низька (але не нижче 10 °С) та ще не працює центральне опалення, можна використовувати для обігріву приміщення. У цьому випадку холодильна установка працює в режимі так званого теплового насоса. Цей режим реалізується за допомогою схеми реверсування струму фреону (мал. 7.2 б).

На схемі показані два теплообмінники 1 і 2 , дросель $Др$, компресор $К$ и електромагнітний чотирьохходовий клапан $ЕМКЛ$. Його перемиканням з першого положення ($b-c$, $a-d$) у друге ($b-a$, $c-d$) можна теплообмінник 2 зробити конденсатором, а теплообмінник 1 – випарником. На схемі показаний перший варіант. З компресора $К$ фреон іде в теплообмінник 2 , що є конденсатором. У другому варіанті теплообмінник 2 є випарником, а теплообмінник 1 – конденсатором.

Питання для самоконтролю

1. Опишіть пристрій і принцип роботи автономного кондиціонера.
2. За рахунок чого можливо використати автономний кондиціонер для охолодження приміщення в літній період і його опалення – в зимовий?

8. ВЕНТИЛЯЦІЯ БУДИНКІВ

8.1. Гігієнічні основи вентиляції

Сучасні умови життя людини вимагають ефективних штучних засобів оздоровлення повітряного середовища. Цій мети служить техніка вентиляції.

Газовиділення. Вміст газів, пари і пилу не повинен перевищувати гранично припустимих концентрацій. Відповідно до держстандарту 12.1.005–88 «Загальні санітарно-гігієнічні вимоги до повітря робочої зони» гранично припустимі концентрації (ГПК) шкідливих речовин у повітрі робочої зони – такі концентрації, які при щоденній (крім вихідних днів) роботі протягом 8 годин або при іншій тривалості, але не більше 41 години на тиждень, протягом усього робочого стажу не можуть викликати захворювань або відхилень у стані здоров'я, що виявляються сучасними методами досліджень.

По ступеню впливу на організм людини шкідливі речовини підрозділяються на 4 класи: **1 – надзвичайно небезпечні; 2 – високонебезпечні; 3 – відносно небезпечні й 4 – малонебезпечні.** У

табл. 8.1 наведені дані про ГПК деяких шкідливих речовин для повітря робочої зони виробничих приміщень й атмосферного повітря населених пунктів. Повні відомості про ГПК наведені відповідно в держстандарті 12.1.005-88 і СН 245-71 (див. табл. 8.1).

Таблиця 8.1 – Гранично припустимі концентрації, деяких шкідливих речовин у повітряному середовищі, мг/м³

Речовина	У повітрі робочої зони виробничих приміщень	В атмосферному повітрі населених місць		Клас небез- пеки
		максимальна разова	середньо- добова	
Азоту двоокис	5	0,085	0,085	2
Амілацетат	100	0,1	0,1	4
Аміак	20	0,2	0,2	4
Анілін	0,1*	0,05	0,03	2
Ацетон	200	0,35	0,35	4
Бензол	5*	1,5	0,8	3
Бензин (у пе- рерахуванні на С):				
• нафтовий малосірковий	100	5	1,5	4
• сланцевий	100	0,05	0,05	4
Дивініл	100	3	1	4
Діхлоретан	10*	3	1	2
Капролакм (пари, аерозоль)	10	0,06	0,06	3
Пил нетоксичний	–	0,5	0,15	–
Ртуть металева	0,01/0,005*	–	0,0003	1
Сажа (копоть)	–	0,15	0,05	–
Свинець і його сполуки	0,01/0,007*	–	0,0007	1
Сірчана кислота	–	0,3	0,1	–
Сірководень	10*	0,008	0,008	2
Вуглецю оксид	20**	3	1	4
Хлор	0,1	0,1	0,03	1
Етилену оксид	1	0,3	0,03	2

* Небезпечні також при надходженні через шкіру.

** При тривалості роботи в атмосфері, що містить оксид вуглецю, менше 1 год. ГПК оксиду вуглецю може бути підвищена.

Людина в стані спокою протягом однієї години вдихає й видихає в середньому 500 л повітря. При подиху склад повітря змінюється (табл.8.2). Вміст вуглекислоти в повітрі, якщо це обумовлюється перебуванням людей у приміщенні, може служити показником забруднення повітря в результаті життєдіяльності організму людини.

У цехах і відділах промислових підприємств повітря забруднюється головним чином **газами й парами**, що утворюються при протіканні технологічних процесів. Багато з них небезпечні для здоров'я людини.

Таблиця 8.2 – Зміна складу повітря за обсягом, %

Складові частини	Вдихуваний	Видихуваний
Кисень	20,9	16,4
Азот	78,13	79,02
Вуглекислота	0,03	3,57
Аргон, неон й інші інертні гази	0,94	1,01

Пил, що перебуває в повітрі, шкідливо впливає на здоров'я людини. Найнебезпечніший для організму людини пил, що містить двоокис кремнію (Si_2), азбестовий пил, а також пил отруйних речовин (окис свинцю й ін.). Дрібні часточки свинцевого пилу, що потрапили в організм, викликають хронічне отруєння. Шкідливість пилу залежить також і від її крупності й форми: чим дрібніший пил і чим гостріша форма його часток, тим він шкідливіший (небезпечніший), тому що може глибоко проникати в дихальні шляхи. Треба, крім цього, мати на увазі, що деякі види пилу в певній концентрації вибухонебезпечні.

Дуже важливим показником санітарного стану повітря в приміщеннях є кількість **мікроорганізмів, що перебувають у ньому**. Число їх збільшується при забрудненні повітря пилом. Повітря вважається забрудненим, якщо в 1 м^3 перебуває більше 4500 мікроорганізмів.

8.2. Повітрообмін у приміщенні. Вибір розрахункового повітрообміну

Повітрообміном називається часткова або повна заміна повітря, що містить шкідливі виділення, чистим атмосферним повітрям. Кількість повітря, що подається або видаляється за 1 год. із приміщення, віднесене

до його внутрішньої кубатури, прийнято називати кратністю повітрообміну. При цьому знаком (+) позначається повітрообмін по припливі, знаком (–) – по витяжці, тобто

$$\pm n = L/V_{\text{п}}.$$

Таким чином, якщо говорять, що кратність повітрообміну дорівнює, наприклад, +2 й –3, це означає, що в приміщенні за 1 год. подається дворазова й видаляється з нього трикратна до обсягу приміщення кількість повітря. Повітряне середовище в приміщенні, що задовольняє санітарним нормам, забезпечується в результаті видалення забрудненого повітря із приміщення й подачі чистого зовнішнього повітря.

За способом переміщення видаленого із приміщень і поданого в приміщення повітря розрізняють **вентиляцію природну** (неорганізовану й організовану) і **механічну (штучну)**.

Під *неорганізованою природною вентиляцією* розуміють повітрообмін у приміщеннях, що відбувається під впливом різниці тисків зовнішнього й внутрішнього повітря й дії вітру через нещільності огорожувальних конструкцій, а також при відкриванні кватирок, фрамуг і дверей. Повітрообмін, що відбувається також під впливом різниці тисків зовнішнього й внутрішнього повітря й дії вітру, але через спеціально влаштовані в зовнішніх огороженнях фрамуги, ступінь відкриття яких з кожного боку будинку регулюється, є вентиляцією природною, але організованою. Цей вид вентиляції називається **аерацією**.

Механічною, або штучною вентиляцією називається спосіб подачі повітря в приміщення або видалення повітря з нього за допомогою вентилятора. Такий спосіб повітрообміну є більше вдосконаленим, тому що повітря, що подається в приміщення, може бути спеціально підготовленим відносно його чистоти, температури й вологості.

Системи механічної вентиляції, що автоматично підтримують у приміщеннях метеорологічні умови на рівні заданих, незалежно від параметрів зовнішнього повітряного середовища, називаються системами кондиціонування повітря.

За способом організації повітрообміну в приміщеннях вентиляція може бути загальнообмінною, місцевою (локальною), змішаною, аварійною й протидимною. **За призначенням** системи вентиляції підрозділяються на припливні й витяжні. Системи вентиляції, що видаляють забруднене повітря із приміщення, називаються **витяжними**. Системи вентиляції, що забезпечують подачу в приміщення зовнішнього

повітря, що підігріває в холодний період року, називаються **припливними**. Витяжні системи вентиляції залежно від місця видалення шкідливих виділень, а припливні системи вентиляції залежно від місця подачі зовнішнього повітря підрозділяються на загальнообмінні, місцеві й змішані.

Загальнообмінна вентиляція передбачається для створення однакових умов повітряного середовища (температури, вологості, чистоти повітря і його рухливості) у всьому приміщенні, головним чином у робочій зоні ($H = 1,5\text{--}2$ м від підлоги), коли які-небудь шкідливі речовини поширюються по всьому обсязі приміщення чи немає можливості вловити їх у місцях виділення (рис. 8.1, *а*). Загальнообмінна вентиляція може бути як припливною, так і витяжною, а частіше **припливно-витяжною**, що забезпечує організований приплив і видалення повітря.

При **місцевій витяжній** вентиляції забруднене повітря видаляється прямо з місць його забруднення. Місцева припливна вентиляція застосовується в тих випадках, коли свіже повітря потрібно лише в певних місцях приміщення (на робочих місцях). Прикладом такої вентиляції може служити повітряний душ – струмінь повітря, який спрямований безпосередньо на робоче місце (рис. 8.1, *б*).

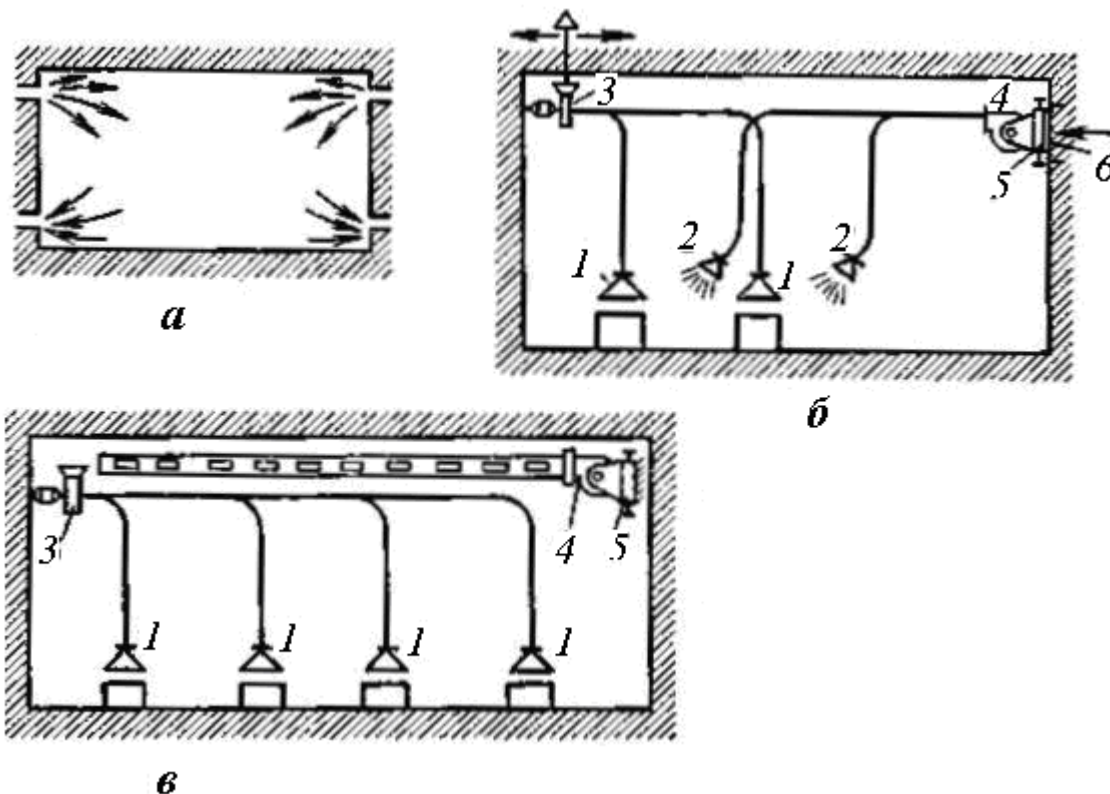


Рис. 8.1. Схеми систем вентиляції:

1 – парасоль витяжна; 2 – повітряний душ; 3 – вентилятор для видалення шкідливостей; 4 – вентилятор для подачі чистого повітря; 5 – калорифер; 6 – ґрати жалюзійні

Змішані системи, які застосовуються головним чином у виробничих приміщеннях, являють собою комбінації загальнообмінної вентиляції з місцевою (рис. 8.1, в).

Аварійні вентиляційні установки передбачаються у приміщеннях, де можливе раптове, несподіване виділення шкідливих речовин у кількостях, що значно перевищують припустимі. Ці установки включають тільки у випадку, коли необхідно швидко видалити шкідливі виділення.

Протидимна вентиляція передбачається для забезпечення евакуації людей із приміщень будинку в початковій стадії пожежі.

Питання про те, яку з перерахованих систем вентиляції варто влаштовувати, вирішується в кожному окремому випадку залежно від призначення приміщення, характеру шкідливих виділень, що виникають у ньому, і схеми руху повітряних потоків усередині будинку.

У так званих гарячих цехах широко використовують аерацію, місцеві відсмоктувачі й повітряні душі. У воротах влаштовують повітряні теплові завіси. У холодних цехах на вході влаштовують повітряні теплові завіси, а в самому приміщенні – загальнообмінну припливно-витяжну вентиляцію й системи кондиціонування повітря там, де це диктується умовами технології. У суспільних будинках (театрах, кіно, залах засідань, магазинах, спортзалах і т.і.), зазвичай, влаштовують загальнообмінну припливно-витяжну вентиляцію або систему кондиціонування повітря.

У приміщеннях, де потрібен незначний повітрообмін, організують тільки одну витяжну вентиляцію. Кількість повітря, що видаляється, у цьому випадку заповнюється повітрям, що надходить у приміщення через нещільності в огорожувальних конструкціях, і при відкриванні кватирок або фрамуг.

У житлових будинках влаштовують звичайно тільки витяжну (природну, рідко – механічну) вентиляцію з кухонь і санвузлів. Приплив у житлові кімнати здійснюється через вікна, кватирки або спеціальні пристрої під вікнами.

Питання для самоконтролю

1. Які шкідливі виділення є в житлових і суспільних будинках?
2. Що таке гранично припустима концентрація?
3. Що розуміють під повітрообміном і під кратністю повітрообміну?
4. Як здійснюється вибір розрахункового значення повітрообміну?

5. Якою може бути вентиляція за способом організації повітрообміну?

8.3. Природна вентиляція

8.3.1. Принципова схема й конструктивні елементи каналної системи природної вентиляції

Канальними системами природної вентиляції називаються системи, у яких подача зовнішнього повітря або видалення забрудненого здійснюються по спеціальних каналах, що передбачені у конструкціях будинку, або по приставних повітроводах. Повітря в цих системах переміщається внаслідок різниці тисків зовнішнього й внутрішнього повітря.

У системах природної вентиляції величина тиску, що витрачається на подолання опору руху повітря вздовж каналів й інших елементів системи, незначна й непостійна. Тому природну припливну каналну вентиляцію зараз майже не застосовують.

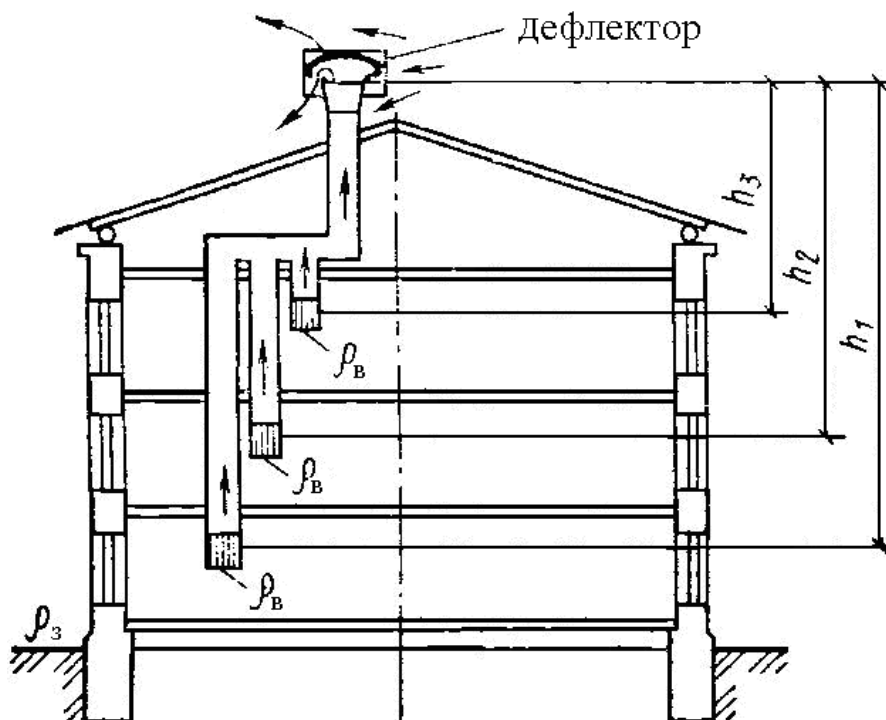


Рис. 8.2. Схема витяжної природної каналної вентиляції

Витяжна природна канална вентиляція здійснюється переважно в житлових і суспільних будинках для приміщень, що не вимагають повітрообміну більше однократного. У виробничих будинках згідно СНіП

2.04.05-86 природну вентиляцію варто проектувати, якщо вона забезпечить нормовані умови повітряного середовища в приміщеннях і якщо вона припустима за технологічними вимогами.

Витяжна природна канална вентиляція (рис. 8.2) складається з вертикальних внутрішньостінних або приставних каналів з отворами, закритими жалюзійними ґратами, збірних горизонтальних повітроводів і витяжної шахти. Для посилення витяжки повітря із приміщень на шахті часто встановлюють спеціальну насадку – дефлектор. Забруднене повітря із приміщень надходить через жалюзійні ґрати в канал, піднімається нагору, досягаючи збірних повітроводів, звідки виходить через шахту в атмосферу.

Витяжка із приміщень регулюється жалюзійними ґратами у витяжних отворах, а також дросель-клапанами або засувками, які встановлюються в збірному повітроводі й у шахті.

Канали й повітроводи. Виготовляють спеціальні вентиляційні панелі або блоки з каналами круглого, прямокутного або овального перерізу. Найбільш раціональною формою перерізу каналу й повітроводу варто вважати круглу, тому що в порівнянні з іншими формами вона при тій же площі має менший периметр, а отже, і меншу величину опору тертю.

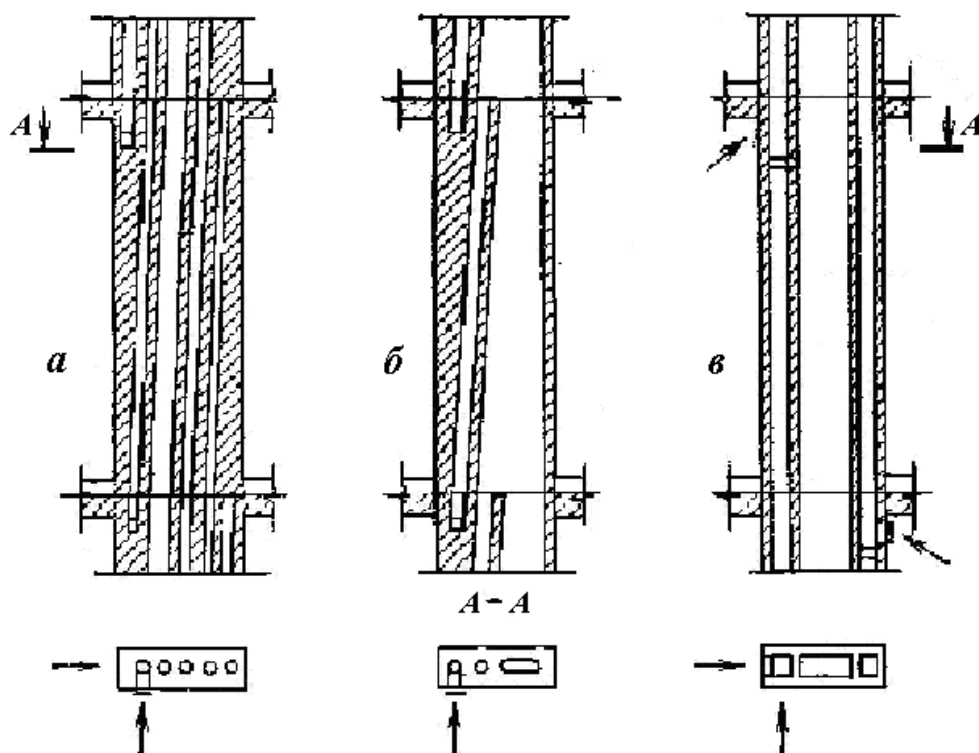


Рис. 8.3. Індустріальні вентиляційні блоки:

а – з відособленими похилими каналами; *б* – з похилим пропускним каналом; *в* – із двома каналами-супутниками.

У великопанельних будинках вентиляційні канали виготовляють у вигляді спеціальних блоків або панелей з бетону, залізобетону й інших матеріалів. Вентиляційні блоки для будинків з числом поверхів до п'яти виготовляють з індивідуальними каналами для кожного поверху (рис. 8.3, *а*), а для будинків з числом поверхів п'ять і більше з метою скорочення площі, займаної каналами, виконують за схемою з перепуском через один або кілька поверхів. Такі блоки мають збірний канал великого перерізу, до якого підключаються вертикальні канали з поверхів (рис. 8.3, *б* и *в*). Пристрій самостійних каналів з кожного приміщення забезпечує пожежну безпеку вентиляційних систем, звукоізоляцію й виконання санітарно-гігієнічних вимог.

Якщо в будинках внутрішні стіни цегельні, то вентиляційні канали розміщують у товщі стін або борознах, що зашпаровують плитами (рис. 8.4, *а, б*). Мінімально припустимий розмір вентиляційних каналів у цегельних стінах $1/2 \times 1/2$ цегли (140×140 мм). Товщина стінок каналу приймається не менш $1/2$ цегли. У зовнішніх стінах вентиляційні канали не розміщують.

Якщо немає внутрішніх цегельних стін, передбачають приставні повітроводи із блоків або плит, мінімальний розмір яких 100×150 мм. Приставні повітроводи в приміщеннях з нормальною вологістю повітря звичайно виконують із гіпсожужельних і гіпсоволокнистих плит, а при підвищеній вологості повітря – зі шлакобетонних або бетонних плит товщиною 35–40 мм. В окремих випадках доцільно виготовляти повітроводи з азбестоцементних плит, з листової сталі і з пластмаси. Приставні повітроводи розміщують, як правило, у внутрішніх будівельних конструкціях: вони можуть розміщатися в перегородках або компонуватися з вбудованими шафами, колонами та ін. (див. рис. 8.4, *в–е*).

Якщо приставні повітроводи з якої-небудь причини розміщуються біля зовнішньої стіни, то між стіною і повітрям обов'язково залишають зазор не менше 5 см, або роблять утеплення, щоб запобігти охолодженню повітря, яке переміщується повітроводом, і зниженню у зв'язку із цим діючого тиску. Крім того, у повітроводах, які розташовані біля зовнішніх стін, може конденсуватися волога з повітря, що видаляється.

Повітроводи, що прокладаються на горищах або в неопалюваних приміщеннях, виконують із подвійних гіпсожужельних або шлакобетонних плит товщиною 40–50 мм із повітряним прошарком 40 мм (мал. 8.5, *а*) або із багатопустотних гіпсожужельних або шлакобетонних плит товщиною

100 мм (рис. 8.5, б). Термічний опір стінок повітроводів $R_{ст}$ повинен бути не менше $0,5 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}$. Збірні повітроводи на горищі розміщують по залізобетонному покриттю з підстилкою одного ряду плит, що заливають цементним розчином шаром не менше 5 мм.

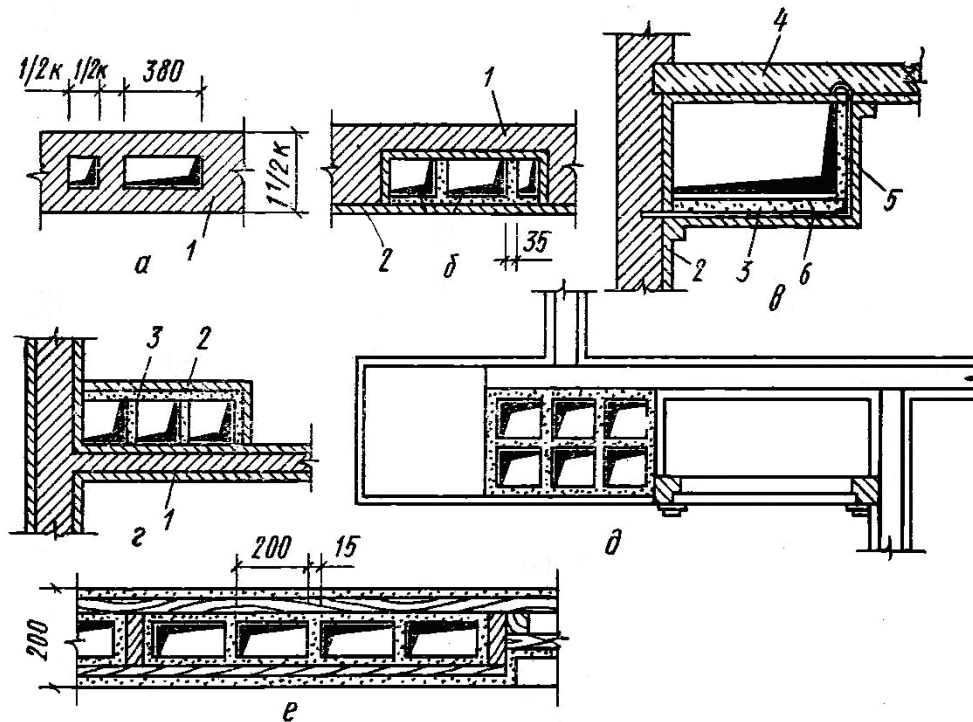


Рис. 8.4. Конструкція вентиляційних каналів і повітроводів:

а – у цегельних стінках; *б* – у борознах стіни, що зашпаровують плитами; *в* – підвісний повітровід у стелі; *г* – приставні вертикальні канали; *д* – компоновання каналів з вбудованими шафами; *е* – канали із сухої штукатурки в перегородках: 1 – цегельні стіни; 2 – штукатурка; 3 – гіпсожужельні плити; 4 – перекриття; 5 – підвіска сталева; 6 – кріплення (50x50x4 мм)

Розмір горизонтальних повітроводів, розташованих на горищах, варто приймати не меншим ніж 200×200 мм.

У будинках без горища канали можна поєднувати в збірний повітровід, влаштовуючи його під стелею коридору, сходових кліток й інших допоміжних приміщень. Нерідко з архітектурних міркувань для об'єднання каналів у коридорах передбачають підшивну стелю.

Збірні горизонтальні повітроводи, призначені для переміщення повітря з підвищеною вологістю, виконують із нахилом 0,01–0,015 до витяжної шахти. Вода стікає трубкою через гідравлічний затвор у каналізацію. Над повітроводами в місцях переходу влаштовують трапи (містки) шириною 600–700 мм із шаблями й поруччям.

У житлових будинках без горища вентиляційні канали часто виводять без об'єднання в збірний повітровід (див. рис. 8.5).

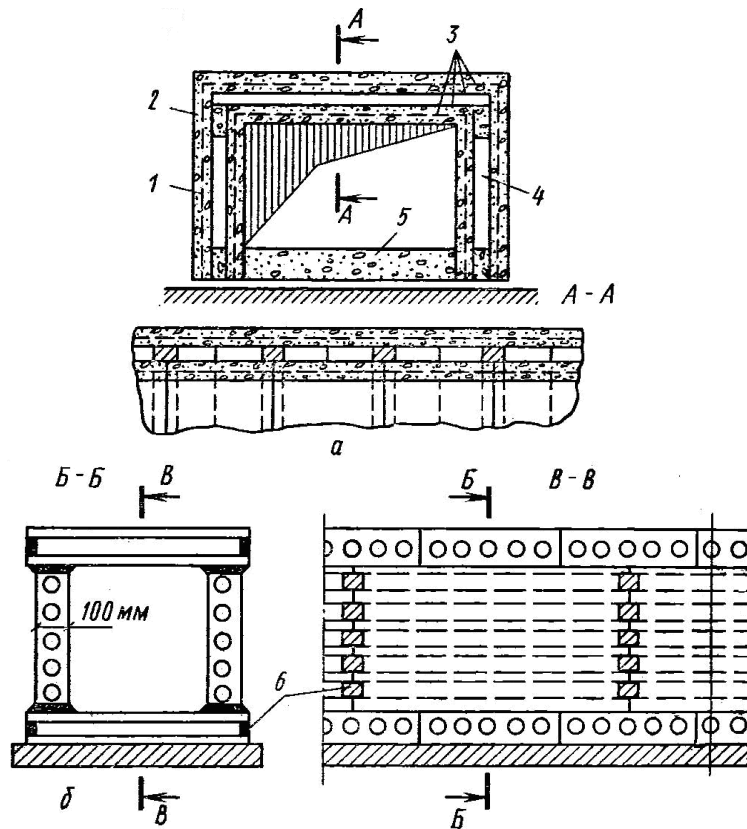
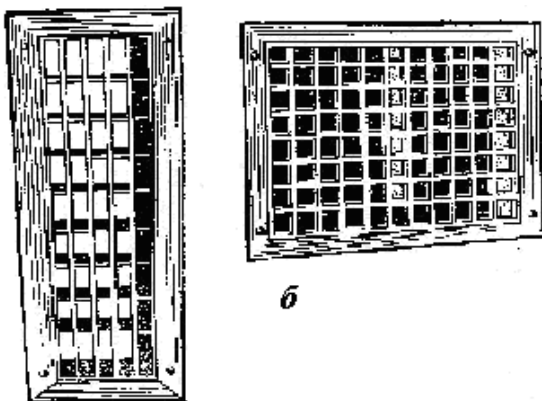


Рис. 8.5. Повітроводи, які розміщують на горищі або в неопалюваних приміщеннях:

1 – штукатурна дранка; 2 – арматури з пачкової сталі; 3 – гіпсожужельні плити; 4 – повітряний прошарок; 5 – прошарок гіпсу; 6 – місце ретельного закладення гіпсом на глибину 25 мм.

Жалюзійні ґрати. У місцях забору або роздачі повітря в припливних і витяжних системах установлюють жалюзійні ґрати для регулювання

кількості повітря, що надходить або видаляється через отвори. Найбільш широко застосовують жалюзійні ґрати з рухливим пір'ям жалюзі (див. рис. 8.6); стандартні їх розміри наведені в довідниках.



а

Рис.8.6. Ґрати жалюзійні:

а – регульовані припливні;

б – регульовані витяжні

За допомогою шнура або троса ґрати можуть бути повністю відкриті, повністю або частково закриті. У газифікованих ванних кімнатах і кухнях установлюють нерегульовані ґрати.

При підвищених вимогах до

внутрішньої обробки приміщень грати виготовляють із металу, пластику, гіпсу й надають їм різноманітну форму й рисунок. Однак гідравлічний опір цих грат, а також площа їхнього живого перерізу повинні бути такими ж, як й у стандартних грат.

8.3.2. Визначення природного тиску й розрахунок повітроводів

У каналних системах природної витяжної вентиляції повітря переміщається в каналах і повітроводах під дією природного тиску, що виникає внаслідок різниці тисків холодного зовнішнього й теплого внутрішнього повітря.

Природний тиск $\Delta p_{\text{п}}$, Па визначають за формулою

$$\Delta p_{\text{п}} = h_i g (\rho_{\text{з}} - \rho_{\text{в}}), \quad (8.1)$$

де h_i – висота повітряного стовпа, прийнята від центра витяжного отвору до устя витяжної шахти, м;

$\rho_{\text{з}}$, $\rho_{\text{в}}$ – густина відповідно зовнішнього й внутрішнього повітря, кг/м^3 .

Розрахунковий природний тиск для систем вентиляції житлових і суспільних будинків згідно з СНіП 2.04.05–86 визначається для температури зовнішнього повітря $+5^\circ\text{C}$. Вважається, що при більш високих зовнішніх температурах, коли природний тиск стає досить незначним, додатковий повітрообмін можна одержувати, відкриваючи більш часто й на більш тривалий час кватирки, фрамуги, а іноді стулки віконних рам.

Аналізуючи формулу (8.1), можна зробити наступні практичні висновки.

1. Верхні поверхи будинку в порівнянні з нижніми перебувають у менш сприятливих умовах, тому що тиск тут менший.
2. Природний тиск стає більшим при низькій температурі зовнішнього повітря й помітно зменшується в теплу пору року.
3. Охолодження повітря у повітроводах (каналах) спричиняє зниження діючого тиску й може викликати випадання конденсату з усіма подальшими наслідками.

Крім того, з формули (8.1) впливає, що природний тиск не залежить від довжини горизонтальних повітроводів, тоді як для подолання опорів у коротких витках повітроводів, безумовно, потрібно менше тиску, чим у витках значної довжини. На підставі техніко-економічних розрахунків і досвіду експлуатації витяжних систем вентиляції радіус їх дії – від осі

витяжної шахти до осі найбільш віддаленого отвору – допускається не більше 8 м.

Для нормальної роботи системи природної вентиляції необхідно, щоб була збережена рівність

$$\sum (R l \beta + Z) \alpha = \Delta p_{\text{п}}, \quad (8.2)$$

де R – питома втрата тиску на тертя, Па/м;

l – довжина повітроводів (каналів), м;

Rl – втрата тиску на тертя розрахункової вітки, Па;

Z – втрата тиску на місцеві опори, Па;

α – коефіцієнт запасу, рівний 1,1–1,15;

β – поправочний коефіцієнт на шорсткість поверхні.

Розрахунку повітроводів (каналів) повинна передувати наступна розрахунково-графічна робота.

1. Визначення повітрообміну для кожного приміщення по кратності (відповідно до будівельних норм і правил відповідного будинку) або з розрахунку. При цій роботі заповнюється бланк спеціальної форми.

2. Компонування систем вентиляції. В одну систему поєднують тільки однойменні або близькі за призначенням приміщення. Системи вентиляції квартир, гуртожитків і готелів не сполучають із системами вентиляції дитячих садків й ясел, торговельних й інших установ, що знаходяться в тому ж будинку. Санітарні вузли у всіх випадках обслуговуються самостійними системами і при п'ятьох унітазах і більше обладнаються механічними побудниками. У курільних кімнатах, як правило, здійснюється механічна вентиляція. Витяжку з кімнат житлового будинку з вікнами, що виходять на одну сторону, рекомендується поєднувати в одну систему. У дитячих садах й яслах рекомендується влаштовувати витяжні системи природної вентиляції, самостійні для кожної групи дітей, поєднуючи приміщення з урахуванням їх призначення.

3. Графічне зображення на планах поверхів і горища елементів системи (каналів і повітроводів, витяжних отворів і жалюзійних ґрат, витяжних шахт). Проти витяжних отворів приміщень указується кількість повітря, що видаляється каналом. Транзитні канали, що обслуговують приміщення нижніх поверхів, рекомендується позначати римськими цифрами (I, II, III і т.д.). Усі системи вентиляції повинні бути пронумеровані.

4. Креслення аксонометричних схем у лініях або, що краще, із зображенням зовнішніх обрисів усіх елементів системи (рис. 8.7).

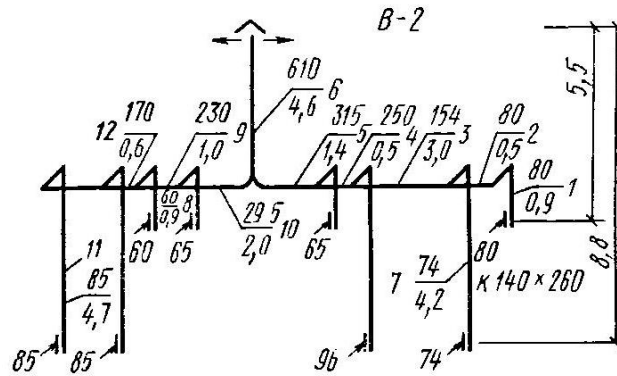


Рис. 8.7. Схема системи витяжної вентиляції (наприклад розрахунку повітровода)

На схемах у кружку біля виносної риски ставиться номер ділянки, над рисою вказується навантаження ділянки, $\text{м}^3/\text{ч}$, а під рисою – довжина ділянки, м. Аеродинамічний розрахунок повітроводів (каналів) виконують за таблицями або номограмами (рис. 8.8), які складені для сталевих повітроводів круглого перерізу при $\rho_3 = 1,205 \text{ кг/м}^3$, $t_3 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. У них взаємозалежні величини L , R , v , h_v , і d .

Щоб скористатися таблицею або номограмою для розрахунку повітроводу прямокутного перерізу, необхідно попередньо визначити відповідну величину рівновеликого (еквівалентного) діаметра, тобто такого діаметра круглого повітроводу, при якому для тієї ж швидкості руху повітря, як і у прямокутному повітроводі, питомі втрати тиску на тертя були б рівними (табл. 8.3).

Діаметр визначається за формулою

$$d_e = 2ab / (a + b) \quad (8.3)$$

де a , b – розміри сторін прямокутного повітроводу, м.

Таблиця 8.3 – Еквівалентні за тертям діаметри d_e для цегельних каналів

Розмір у цеглах	Площа, м^2	d_e , мм
1/2×1/2	0,02	140
1/2×1	0,038	180
1×1	0,073	225
1×1 1/2	0,11	320
1×2	0,14	375
2×2	0,28	545

Примітка. Для каналів квадратного перерізу еквівалентний за тертям діаметр d_e дорівнює стороні квадратного каналу a .

Якщо повітроводи мають шорсткувату поверхню (табл. 8.4), то коефіцієнт тертя для них, а отже, і питома втрата тиску на тертя будуть відповідно більшими, ніж зазначено в таблиці (дод. 2) або у номограмі для сталевих повітроводів (див.рис.8.8).

Таблиця 8.4 – Значення коефіцієнтів шорсткості

Швидкість руху повітря, м/с	Матеріал повітроводу			
	жужелогіпс	шлакобетон	цегла	штукатурка по сітці
0,4	1,08	1,11	1,25	1,48
0,8	1,13	1,19	1,4	1,69
1,2	1,18	1,25	1,5	1,84
1,6	1,22	1,31	1,58	1,95
2	1,25	1,35	1,65	2,04
2,4	1,28	1,38	1,7	2,11
3	1,32	1,43	1,77	2,2
4	1,37	1,49	1,86	2,32
5	1,41	1,54	1,93	2,41
6	1,44	1,58	1,98	2,48
7	1,47	1,61	2,03	2,54
8	1,49	1,64	2,06	2,58

Методика розрахунку повітроводів (каналів) систем природної вентиляції може бути подана у наступному вигляді.

1. При заданих об'ємах повітря по кожній ділянці каналів приймають швидкість його руху.

2. За об'ємом повітря й прийнятою швидкістю попередньо визначається площа перерізу каналів. Втрати тиску на тертя й місцеві опори для таких перерізів каналів приймають за таблицями або номограмами.

3. Порівнюють отримані сумарні опори з тиском. Якщо ці величини збігаються, то попередньо отримані площі перерізу каналів можуть бути прийняті як остаточні. Якщо ж втрати тиску виявилися меншими або більшими наявного тиску, то площу перерізу каналів варто збільшити або навпаки, зменшити, тобто діяти так само, як при розрахунку трубопроводу системи опалення.

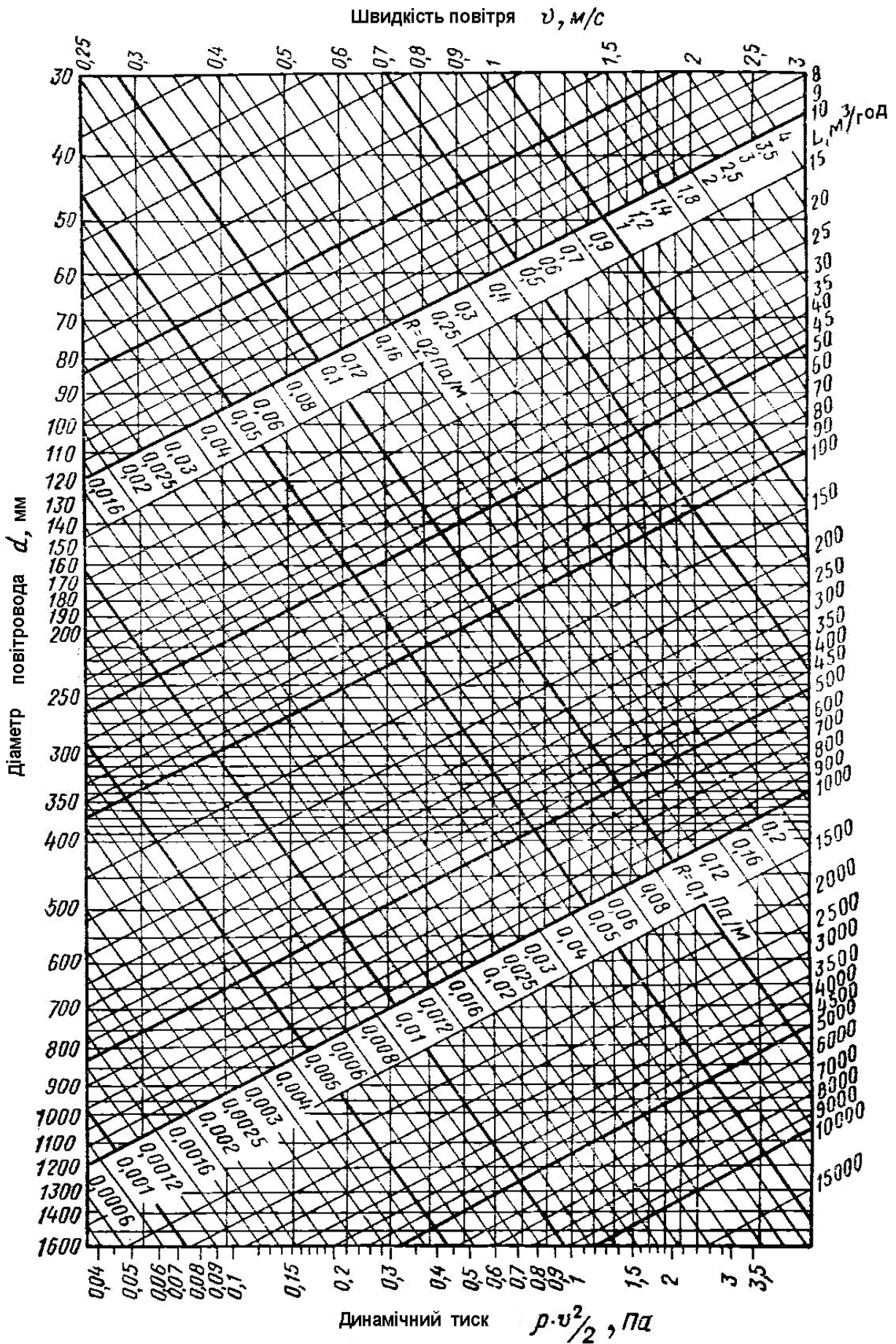


Рис. 8.8. Номограма для розрахунку круглих сталевих повітроводів

При попередньому визначенні площі перерізів каналів систем природної вентиляції можуть бути задані наступні швидкості руху повітря: у вертикальних каналах верхнього поверху $v = 0,5 - 0,6$ м/с, з кожного нижчого поверху на $0,1$ м/с більше, ніж з попереднього, але не вище 1 м/с; у збірних повітроводах $v > 1$ м/с й у витяжній шахті $v = 1 - 1,5$ м/с.

Якщо при розрахунку повітроводів задана площа перерізу каналів і відома годинна витрата повітря, то швидкість v , м/с, визначається за формулою

$$v = L/3600f,$$

де f – площа перерізу каналу або повітроводу, м²; L – витрата вентиляційного повітря, м³/год.

Втрати тиску на місцеві опори

$$Z = \sum \xi \cdot h_v,$$

де $\sum \xi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів; h_v – динамічний тиск, Па.

Динамічний тиск h_v визначається за додатковою шкалою номограми для розрахунку повітроводів (наведена із правої сторони номограми (див. рис. 8.8)).

Місцеві опори в системі вентиляції в багатьох випадках істотно залежать від співвідношень розмірів фасонних частин й інших вентиляційних елементів, а в трійниках-хрестовинах – від співвідношень потоків, що з'єднуються або розділяються. Чисельно наближені значення коефіцієнтів місцевого опору наведені в дод. 2.

Питання для самоконтролю

1. Яким чином можна підсилити природну вентиляцію в приміщенні?
2. Що являє собою конструкція каналної системи природної вентиляції?
3. Напишіть формулу для визначення природного тиску й проаналізуйте її.
4. Які етапи містить у собі аеродинамічний розрахунок повітроводів?

8.4. Механічна вентиляція

8.4.1. Припливні й витяжні системи загальнообмінної вентиляції

Системи механічної вентиляції в порівнянні із природної є більш складними в конструктивному відношенні і вимагають більших первісних й експлуатаційних витрат. Разом з тим вони мають ряд переваг. До основних їх переваг належать: незалежність від температурних коливань зовнішнього повітря і його тиску, а також швидкості вітру; можливість переміщення повітря, що подається або видаляється, на значні відстані; можливість обробляти повітря, що подається в приміщення, (нагрівати або охолоджувати, очищати, воложити й осушувати).

Внаслідок цього механічна вентиляція, як припливна, так і витяжна, одержала досить широке застосування, особливо в промисловості (рис. 8.9, 8.10).

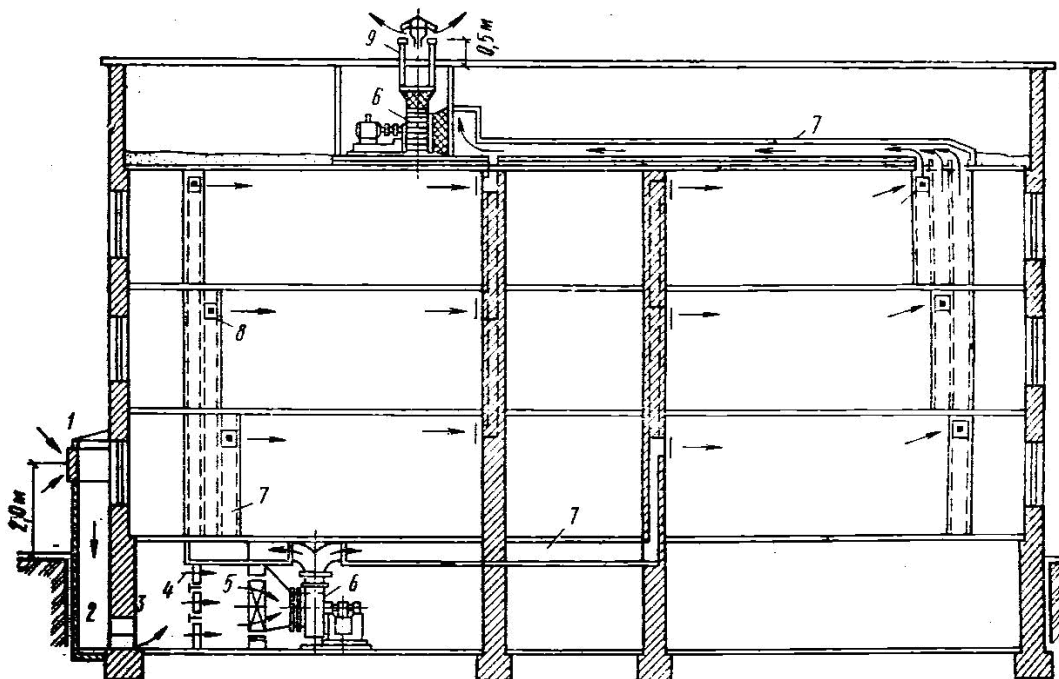


Рис. 8.9. Припливно-витяжна вентиляція суспільного будинку:

1 – жалюзійні ґрати; 2 – повітрязаборний пристрій; 3 – утеплений клапан; 4 – фільтр; 5 – калорифери; 6 – вентилятор; 7 – канали й повітроводи; 8 – жалюзійні ґрати, витяжні й припливні; 9 – витяжна шахта

На рис. 8.10 наведена схема. Надходження й видалення повітря в системі припливно-витяжної вентиляції виробничого будинку з робочими залами великої площі при повітрообміні за принципом «зверху нагору» відбувається розсередження через розгалужену мережу каналів і шахт, розташованих на технічному горищі. Повітря надходить у робочі зали

через круглі або прямокутні отвори в перекритті, які мають спеціальні плафони, як через шпаруваті отвори з напрямними лопатками. При повітрообміні за принципом «зверху вниз» повітря віддаляється знизу через отвори в підпільних каналах.

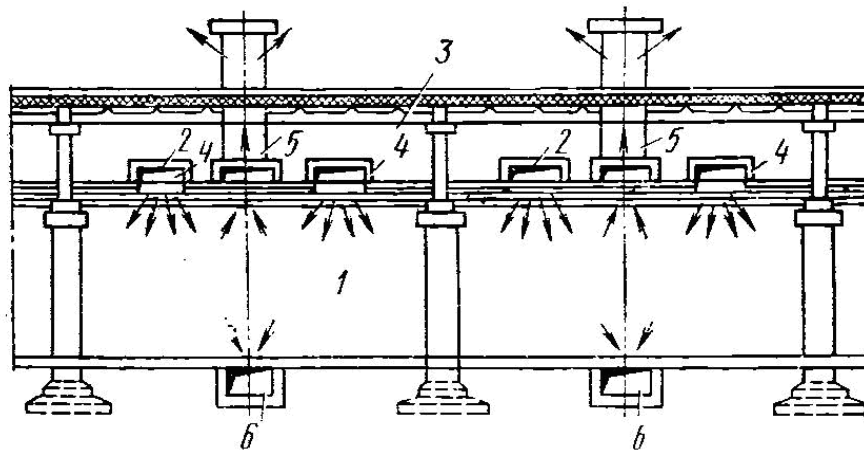


Рис. 8.10. Схема припливно-витяжної вентиляції виробничого будинку:
 1 – робочий зал; 2 – припливні канали; 3 – технічне горіще; 4 – шпаруваті отвори з напрямними лопатками; 5 – витяжні шахти; 6 – підпільні канали

Припливні системи механічної вентиляції складаються з наступних конструктивних елементів: 1) повітряприймального пристрою, через який зовнішнє повітря надходить у припливну камеру; 2) припливної камери з устаткуванням для обробки повітря й подачі його в приміщення; 3) мережі каналів і повітроводів, через які повітря вентилятором розподіляється по окремих вентилятованих приміщеннях; 4) припливних отворів із ґратами або спеціальних припливних насадок, через які повітря із припливних каналів надходить у приміщення; 5) регулюючих пристроїв у вигляді дроселів-клапанів або засувок, які розміщуються в повітроприймальних пристроях, на відгалуженнях повітроводів й у каналах.

Витяжні системи механічної вентиляції звичайно складаються з наступних елементів: 1) жалюзійних ґрат і спеціальних насадок, через які повітря із приміщень надходить у витяжні канали; 2) витяжних каналів, по яких повітря витягається із приміщень, транспортується в збірний повітровід; 3) збірних повітроводів, з'єднаних з витяжною камерою; 4) витяжної камери, у якій установлений вентилятор з електродвигуном; 5) устаткування для очищення повітря, якщо видаляється сильно забруднене повітря; 6) витяжної шахти, що служить для відводу в атмосферу повітря, що витягається із приміщень; 7) регулюючих пристроїв (дроселів-клапанів або засувок).

Окремі припливні й витяжні системи механічної вентиляції можуть

не мати деяких з перерахованих елементів. Наприклад, припливні системи вентиляції не завжди комплектуються фільтрами для очищення повітря.

8.4.2. Конструктивні елементи систем загальнообмінної механічної вентиляції

Повітроприймальні пристрої і витяжні шахти. Повітроприймальні пристрої (рис. 8.11) розташовують у зонах, які не продуваються і не є забрудненими.

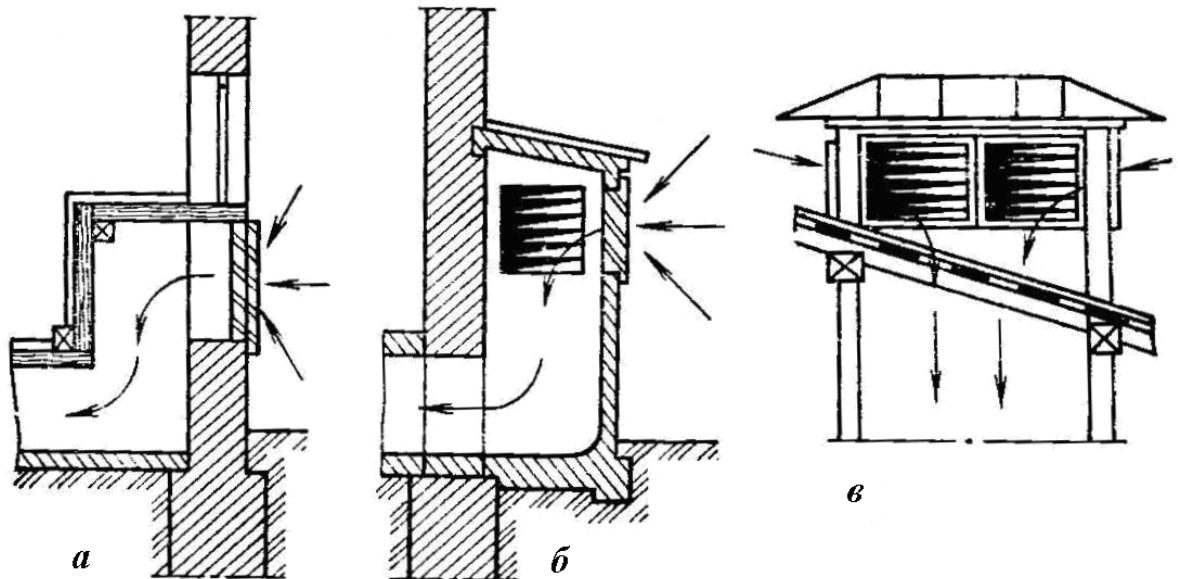


Рис. 8.11. Повітроприймальні пристрої:
a – отвір у стіні; *б* – приставна шахта; *в* – шахта, виведена над дахом будинку

По відношенню до будь-яких джерел забруднення вони повинні перебувати із завітряної сторони. Відстань від повітроприймальних пристроїв до найближчих джерел можливого забруднення (складів палива, доріг, вулиць, димарів, кухонь й ін.) не повинна бути меншою 12 м по горизонталі й 6 м по вертикалі. Рекомендується місце забору повітря захищати зеленими насадженнями.

Архітектурна форма повітроприймального пристрою повинна бути ув'язана із зовнішнім оформленням будинку. Щоб запобігти влученню у повітроприймальний пристрій птахів, сміття й випадкових предметів, а також снігу й дощу, отвір для надходження зовнішнього повітря повинен розташовуватися на висоті не менш 2 м від рівня землі та закриватися ґратами з нерухомими жалюзі. На вході в припливну камеру встановлюють утеплений клапан, що має щільно закриватися, з покажчиком ступеня його відкриття.

У деяких випадках з архітектурних або санітарно-гігієнічних міркувань повітроприймальний пристрій виготовляється у вигляді окремо розташованої шахти, яка з'єднується із припливною камерою підземним каналом. Розміри цього каналу повинні бути такими, щоб він був доступний для огляду й періодичного очищення. При постійно діючій механічній вентиляції повітря може забиратися і через припливну шахту, розташовану на даху будинку. У цьому випадку необхідно мати на увазі місце розташування витяжних шахт.

Щоб забруднене повітря не попадало назад у приміщення через повітроприймальну шахту, відстань між нею й витяжною шахтою повинна бути не менш 10 м. В окремих випадках, якщо в повітрі, яке видаляється, немає забруднення, відстань між витяжною й припливною шахтами можна зменшити, але при цьому витяжна шахта повинна бути не менш ніж на 2 м вищою за припливну.

Якщо повітря, яке забруднене шкідливими газами й пилом, викидається місцевими системами над дахом, то повітроприймальний пристрій можна розташовувати на даху за умови, що концентрація шкідливих речовин у місці забору не перевищує 30 % гранично допустимої для повітря робочої зони приміщень.

У виробничих будинках зовнішнє повітря часто забирається через спеціальні отвори в стінах будинку.

Припливні й витяжні камери. Припливні камери механічної вентиляції можуть бути розташовані в підвальному або цокольному поверсі, а також у технічних поверхах або на горищі. У виробничих будинках камери нерідко розміщують на спеціальних площадках безпосередньо в цехах.

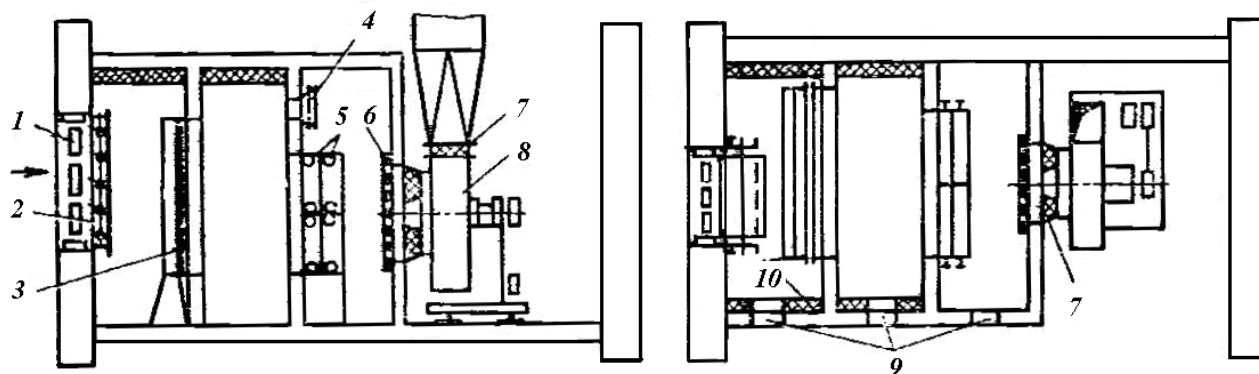


Рис. 8.12. Приклад компонування припливної камери:

1 – нерухомі жалюзі; 2 – утеплений клапан; 3 – самоочисний масляний фільтр; 4 – обвідний клапан; 5 – калорифер; 6 – запобіжна сітка; 7 – м'які вкладення; 8 – вентилятор; 9 – герметичні двері; 10 – ізоляція

У кожному разі припливні камери розміщують якомога ближче до тих приміщень, які вони обслуговують. Розміри й конфігурації приміщень повинні бути такими, щоб раціонально й зручно розмістити встаткування (вентилятори, калорифери й ін.) (рис.8.12).

Огороджувальні конструкції припливних камер виконують із вогнестійкого матеріалу, здатного запобігти загорянню приміщення. Їх внутрішні поверхні (стіни, стеля, підлога) повинні бути гладкими, тобто їх обробка повинна допускати вологе прибирання й дезінфекцію.

Зараз застосовуються **типові припливні вентиляційні камери** (табл. 8.5, рис. 8.13), що сприяє зниженню вартості систем вентиляції й скороченню строків будівництва.

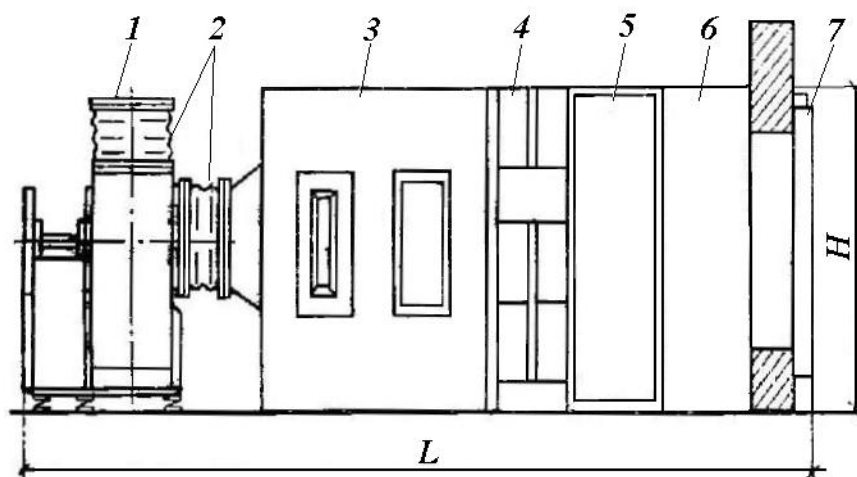


Рис. 8.13 Припливна типова камера 2ПК20:

1 – вентилятор; 2 – м'які вставки; 3 – секція зрошувальна; 4 – секція калориферна; 5 – секція фільтра; 6 – секція приймальня; 7 – клапан повітряний утеплений

Таблиця 8.5 – Технічні дані припливних вентиляційних камер

Тип камери	Подача по повітрю, м ³ /год		Розміри, мм			Маса, кг
	понад	до (включно)	Н	В	L	
2ПК10	3,5	10	1710	1325	5035	1600
2ПК20	10	20	2285	1560	5900	3000
2ПК31,5	20	31,5	2010	1950	5900	3490
2ПК40	31,5	40	2650	2560	6875	5800
2ПК63	40	63	3150	3750	7320	8300
2ПК80	63	80	3276	3810	7320	10840
2ПК125	80	125	4175	3810	7520	12610
2ПК125А	125	150	4175	4300	8005	13820

Припливні вентиляційні камери 2ПК10–2ПК125А призначені для промислових і цивільних будинків і можуть застосовуватися як вентиляційні й опалювально-вентиляційні установки без рециркуляції і з рециркуляцією повітря. Останні можуть застосовуватися для чергового опалення.

У секціях припливних камер може здійснюватися очищення, нагрівання, а також адіабатична обробка повітря. Залежно від технологічних вимог до обробки повітря камери можуть бути виконані з повним набором секцій, без зрошувальної секції, без секції фільтра і зрошувальної секції.

Вибір того або іншого типу калорифера (КВБ, КВС, Кск3, Кск4) визначається розрахунком. При цьому калорифери можуть бути встановлені в один, два або три ряди по ходу повітря або з неповним останнім рядом.

У зрошувальній секції застосовані широкофакельні форсунки типу ШКФ, що дозволяють здійснювати в камерах адіабатичні процеси обробки повітря.

Прийомна секція може застосовуватися з розташуванням рециркуляційних заслінок на верхній панелі, на задній панелі і в нижній частині секції. У прийомній секції передбачене застосування утеплених повітряних клапанів, виконаних з електропідігріванням або без нього.

Конструкція секції фільтрів дозволяє застосувати в ній фільтруючий матеріал двох типів ФСВП (фільтрувальне скловолокно, пружне) і ФРНК–ЗГ (фільтрувальний, рулонний, нетканий, зниженої горючості). Застосування того або іншого матеріалу визначається при проектуванні.

Витяжні камери механічної вентиляції можна розташовувати на горищі, на технічному поверсі або спеціальному приміщенні на одному рівні з приміщенням, яке обслуговується. Камера, що подана на рис. 8.14, влаштована на горищі будинку загального призначення. Повітря, що надходить у камеру з окремих приміщень по каналах і вентиляційних коробах (повітроводах), викидається осьовим вентилятором через шахту в атмосферу. При виключеному електродвигуні вентилятора, але при природному тиску й відкритому клапану повітря може проходити з камери в шахту і в атмосферу. При значному опорі вентиляційної системи передбачають камери з відцентровими вентиляторами.

Повітроводи. До повітроводів і каналів механічної вентиляції щодо їх конструктивного оформлення, розміщення й обробки ставляться ті ж

вимоги, що й до повітроводів і каналів природної вентиляції. У виробничих приміщеннях, де майже завжди застосовується механічна вентиляція, часто встановлюється мережа повітроводів зовсім незалежно від огорожень й інших конструкцій будинку. У цих випадках повітроводи доцільно виготовляти з тонкої листової сталі, чорної пофарбованої або оцинкованої, а при наявності шкідливих речовин (пари, гази), які кородують, – з нержавіючої сталі або вініпласту.

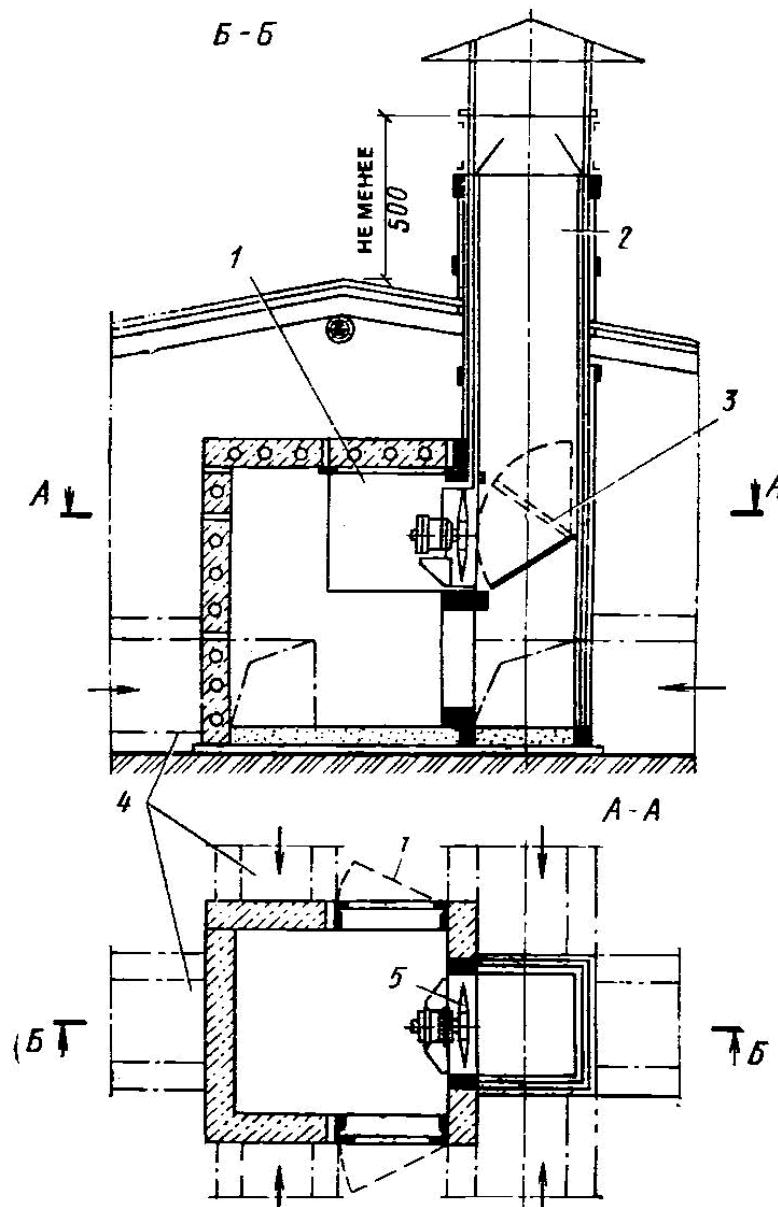


Рис. 8.14. Витяжна камера з пустотілих гіпсових плит з осьовим вентилятором:
1 – дверка; 2 – шахта; 3 – клапан; 4 – повітроводи; 5 – вентилятор

При повітроводах з листової сталі або вініпласту всі відгалуження й з'єднання, переходи від одного розміру перерізу до іншого, а також зміни напрямку здійснюються за допомогою фасонних частин, які монтуються

між прямими ділянками повітроводів. До основних фасонних частин повітроводів (рис. 8.15) належать коліна, відводи, переходи, трійники, хрестовини, дифузори й конфузори, причому дві останні фасонні частини служать іноді одночасно для переходів від круглого до прямокутного перерізу і навпаки.

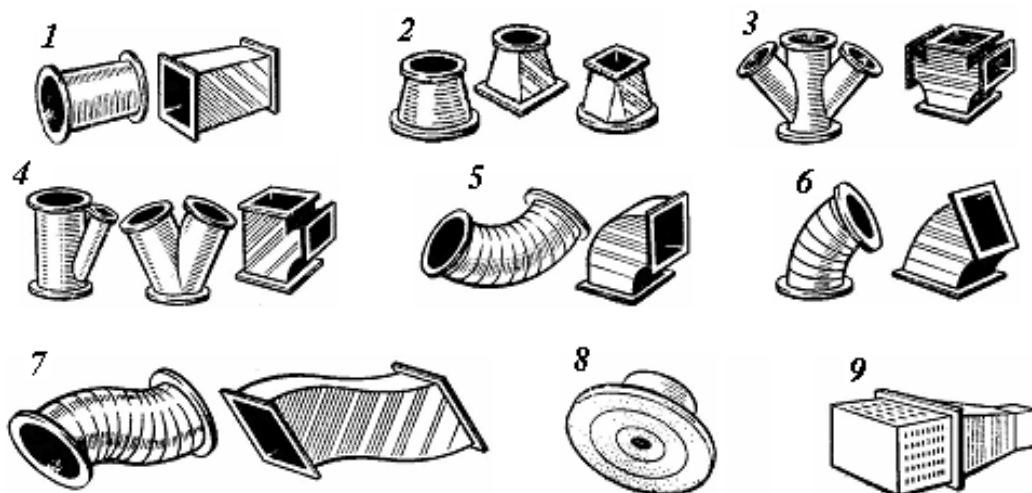


Рис. 8.15. Елементи повітроводів:

1 – прямі ділянки; 2 – переходи; 3 – хрестовини; 4 – трійники; 5 – відводи; 6 – напіввідводи; 7 – качки; 8 – повітророзподільник стельовий; 9 – повітророзподільник пристінний

Конструктивні рішення способів подачі припливного повітря в приміщення й видалення повітря із приміщень будинку загального призначення при механічній вентиляції принципово не відрізняються від рішень, які запропоновані при розгляді природної вентиляції. У виробничих будинках, де потрібна більша кратність повітрообміну, для подачі повітря в приміщення й видалення з нього застосовують різні спеціальні насадки.

Найбільша довжина горизонтальних магістральних повітроводів від центра до найбільш віддаленого вертикального каналу приймається, виходячи з економічних міркувань, рівною 35–40 м. Чим довша мережа повітроводів, тим більше її опір переміщуваному повітрю й тим більша експлуатаційні витрати систем вентиляції. Методика розрахунку повітроводів систем механічної вентиляції аналогічна методиці розрахунку повітроводів систем природної вентиляції.

Швидкість руху повітря в мережі повітроводів механічної вентиляції призначають із урахуванням того, що з її зростанням збільшується втрата тиску, а отже, і необхідна потужність електродвигуна вентилятора. Це, у свою чергу, веде до підвищення експлуатаційних витрат. З іншого боку,

при малій швидкості руху повітря доводиться збільшувати площу перерізу повітроводів, що підвищує вартість їхнього спорудження.

Найбільшу швидкість руху повітря приймають на ділянках, що містяться ближче до вентилятора; у напрямку до кінцевих ділянок швидкість повинна поступово зменшуватися (табл. 8.6).

Таблиця 8.6 – Швидкість руху повітря в повітроводах припливно-витяжної вентиляції

Розташування воздуховода	Швидкість руху повітря, м/с		
	на кінцевій ділянці	на початкових ділянках (біля вентилятора)	
		нормальна	гранична
У житлових і суспільних будинках	0,7–2	6–7	10–12
У промислових будинках (загальнообмінні припливні й витяжні системи вентиляції)	2–4	6–9	12–14

8.5. Боротьба із шумом і вібраціями в механічних системах вентиляції

Основними джерелами шуму й вібрації в механічних системах вентиляції є вентиляторна установка, при роботі якої виникають два види шуму – **аеродинамічний і механічний**.

Аеродинамічний шум утворюється внаслідок вихроутворення біля лопатей колеса й кожуха вентилятора, головним чином на вході й виході, а також через періодичні пульсації повітря, які також відчуюються як шум. **Механічний шум** створюється від вібрації лопатевого колеса, кожуха й електродвигуна, а також від підшипників, передачі й інших елементів вентиляторної установки.

Сильна вібрація вентиляторної установки не тільки негативно впливає на самопочуття людини, але й нерідко служить перешкодою в технологічному процесі виробництва. У багатьох випадках вібрація може бути причиною передчасного зношування й навіть руйнування будівельних конструкцій будинків.

Аеродинамічний і механічний шум, що виникає при роботі вентиляторної установки, поширюється в повітряному середовищі, що рухається в каналах і повітроводах, по їхніх стінках або по масиві, у якому

вони прокладені. Крім того, шум поширюється через основу й фундамент вентиляторної установки по огорожувальних конструкціях будинку, через які проникає в приміщення, іноді досить далеко розташовані від вентиляторної камери. Для боротьби із шумом вентиляторних установок знижують колову швидкість обертання робочого колеса вентилятора, швидкість руху повітря в повітроводах й інших елементах системи вентиляції, а також проводять конструктивні й монтажні заходи.

За умовами відносної безшумності рекомендуються наступні колові швидкості обертання робочого колеса вентилятора: для осьових вентиляторів, які встановлюються у житлових і суспільних будинках, не вище 35 м/с, а для радіальних – 25–30 м/с; у виробничих будинках колові швидкості приймають із урахуванням шуму від інших джерел, але не вище 50 м/с. Максимальні швидкості руху повітря у повітроводах й інших елементах системи вентиляції призначають, керуючись даними табл. 15.2. Для забезпечення заданого тиску при невеликій коловій швидкості робочого колеса вентилятора доцільно приймати схему робочого колеса в два ступеня й більше.

Конструктивні й монтажні заходи, що знижують рівень шуму, повинні ретельно розроблятися в процесі проектування системи вентиляції будинку й повністю здійснюватися при її монтажі. Наведемо деякі цілком обґрунтовані вказівки, дотримання яких дозволить створити якісні системи вентиляції.

1. Необхідно прагнути до застосування більш простих за складом і не дуже розгалужених систем, які мають мінімально можливий аеродинамічний опір. Це дозволить застосувати вентиляційні агрегати з невисокими тисками, які є менш гучними.

2. Приміщення, для яких рівень звукового тиску строго регламентований, варто розташовувати вдалині від припливних і витяжних камер. Рівень звукового тиску зменшується на 1 дБ через 1 м шляху від камери до приміщення. Поблизу вентиляційних камер не повинно бути приміщень із малим рівнем власного шуму.

3. Ефективне застосування радіальних вентиляторів з лопатками, загнутими назад, а також осьових вентиляторів .

4. Необхідна заміна підшипників кочення підшипниками ковзання.

5. Витяжні камери варто розташовувати над допоміжними приміщеннями (сходовими клітками, санвузлами й т.п.).

6. Внутрішні поверхні вентиляційних камер необхідно покривати

звукопоглинаючою штукатуркою або оббивати матеріалами, що добре поглинають звуки різної висоти.

7. Для підвищення звукоізолюючої здатності дверей камер можливе обважнення їхніх конструкцій з використанням дошок товщиною 40–50 мм, пристроювання подвійних дверей і забезпечення максимальної щільності притворів.

8. Не можна кріпити безпосередньо до каркаса й огорожувальних конструкцій будинків електродвигуни, вентилятори й інше устаткування, яке викликає вібрацію.

9. У повітроводів варто встановлювати спеціальні шумоглушники.

10. Вентилятори рекомендується з'єднувати з електродвигуном за допомогою еластичної муфти або застосовувати клиноподібну передачу.

11. Необхідне приєднання вентилятора до повітроводів через м'які вставки із прогумованої тканини.

12. Вхідний отвір у вентилятор необхідно робити плавним.

13. Ефективним є застосування віброзвукоізолюючих основ.

14. Металеві поверхні для зменшення виробленого шуму варто покривати вібродемпфувальною мастикою (суміш синтетичних смол і наповнювачів).

15. Необхідно ретельно балансувати робоче колесо вентилятора.

У деяких випадках, коли потрібно максимально зменшити шум вентиляторних установок (рис. 8.16), розташованих у першому поверсі або в підвалі, фундамент зводять із використанням декількох видів віброзвукоізолюючих засобів (рис. 8.17).

Глушники шуму варто застосовувати в тих випадках, коли раціональним вибором параметрів установки, її відповідним компонованням або установкою малошумного вентилятора не можна домогтися рівня звукового тиску, який є припустимим для даного приміщення. Глушники розділяються на дисипативні (активні) з поглинаючим матеріалом та відбивні (реактивні) – без поглинаючого матеріалу. У вентиляційних установках використовують переважно дисипативні глушники.

Для глушіння шуму, який створюється повітроводом, застосовують трубчасті, пластинчасті й стільникові шумоглушники (рис. 8.18).

Як звуковбирний матеріал у шумоглушниках для припливних систем вентиляції рекомендується застосовувати м'які мати (полотна) густиною 15 кг/м^3 із супертонкого скловолокна (СТВ), базальтове волокно. Як

виняток можна застосовувати капронове волокно, але обов'язково, відповідно до протипожежних вимог, зі склотканиною. Для витяжних систем варто використовувати також ефективні за звуковбирними якостями, але більш дешеві матеріали: плити зі скловолокна марки ЦФД густиною 30–40 кг/м³, мінераловатні плити марки ПМ густиною 60–70 кг/м³, дрібнофракційний керамзит.

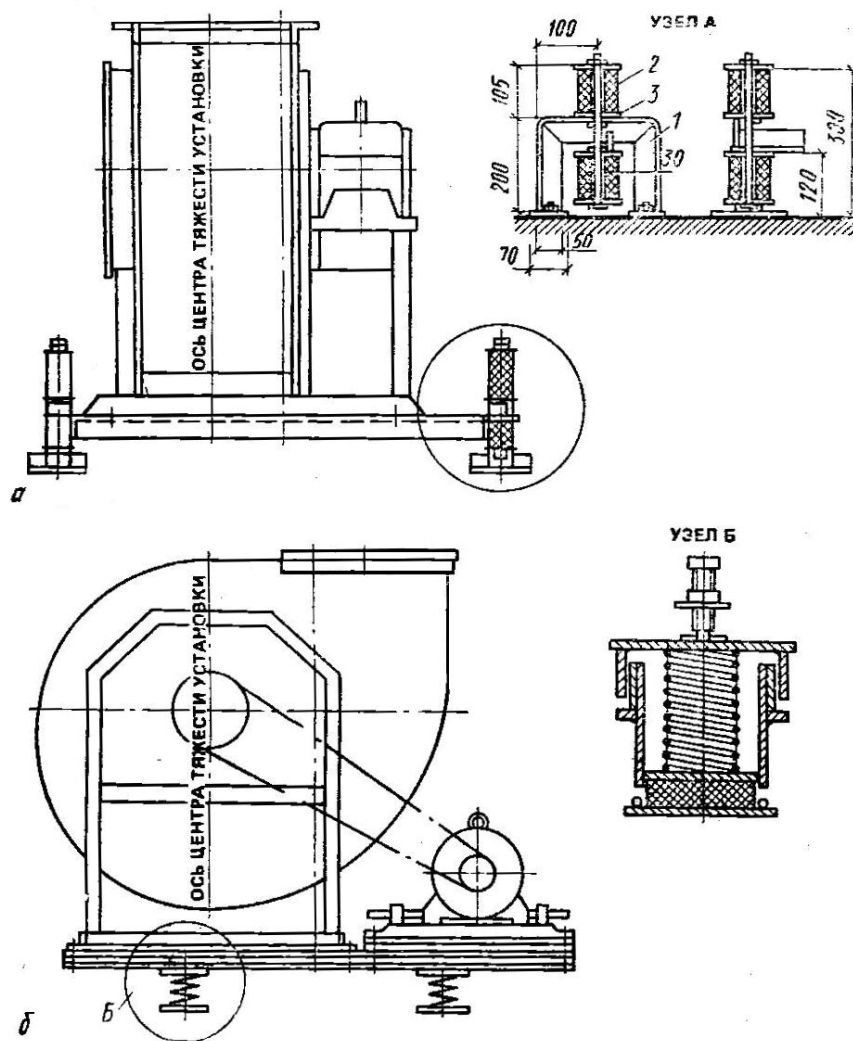


Рис. 8.16. Установка вентиляторов на виброизолирующих основах с резиновыми (а) и пружинными (б) виброизоляторами: 1 – опорная конструкция; 2 – резиновый цилиндр; 3 – металлические шайбы

При набиванні шумоглушників іншими, менш ефективними матеріалами необхідно збільшувати довжину глушника. Для трубчастих глушителей усіх типорозмірів звуковбирне облицювання роблять товщиною 100 мм і довжиною не менш 1 м. У пластинчастих звукоглушниках товщину крайніх звуковбирних пластин приймають рівною 100 й 200 мм, а товщину середніх – у два рази більшою.

Пластинчасті звукоглушники виготовляють одно-, дво- і трьохканальними з різними розмірами прохідного перерізу. При виборі матеріалу для облицювання камер і повітроводів варто віддавати перевагу пористому матеріалу з наскрізними порами: матеріали із замкнутими порами (губки, пінопласт) мають низький коефіцієнт звукопоглинання.

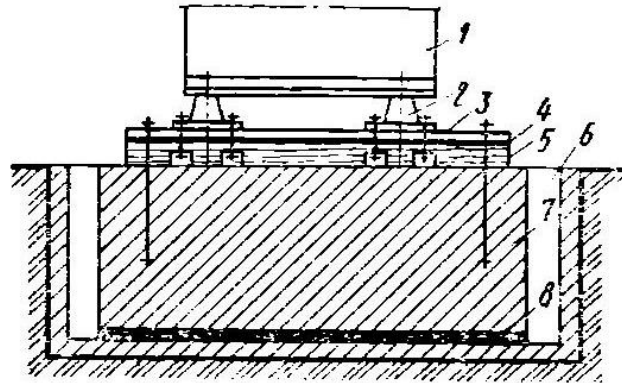


Рис. 8.17. Установка вентилятора на віброізолюючому фундаменті:
 1 – станина вентилятора; 2 – пружинний амортизатор; 3 – дошка; 4 – гумка; 5 – брус; 6 – прямок; 7 – фундамент; 8 – звукоізолююча прокладка

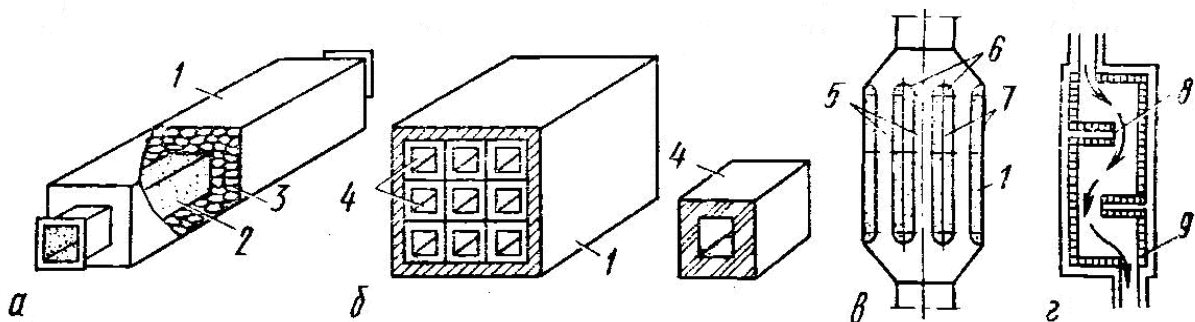


Рис. 8.18. Вентиляційні шумоглушники:
 а – трубчастий; б – стільниковий; в – пластинчастий; г – камерний: 1 – зовнішній кожух; 2 – перфорований повітровід; 3 – звуковбирний матеріал; 4 – звуковбирні елементи; 5 – клапан для повітря; 6 – обтічник; 7 – звуковбирні пластини; 8 – поперечні перегородки; 9 – облицювання

Держстандарт 12.1.003-83 визначає припустимі рівні звукового тиску в децибелах (дБ), який мають створювати в приміщеннях установки кондиціонування повітря й механічної вентиляції.

Питання для самоконтролю

1. Назвіть основні конструктивні елементи припливних і витяжних вентиляцій?
2. Які типи вентиляторів застосовуються в системах вентиляції?

3. Укажіть порядок розрахунку й підбору калориферів.
4. Які вам відомі пристрої для очищення зовнішнього повітря від пилу і який їхній принцип роботи?
5. Які функції виконують припливні й витяжні камери?
6. Що мають на увазі, говорячи про місцеву припливну вентиляцію?
7. Які існують методи боротьби із шумом і вібрацією в системах механічної вентиляції?

Додаток 1

Розрахункові параметри зовнішнього повітря

Найменування пунктів	Розрахунковий барометричний тиск, мм рт. ст.	Періоди року	Температура А, °С	Температура Б, °С
Вінниця	730	теплий	23	30,5
		холодний	-10	-21
Дніпропетровськ	745	теплий	26,5	32,3
		холодний	-9	-21
Запоріжжя	760	теплий	27,1	33,1
		холодний	-9	-21
Київ	745	теплий	23,5	31,3
		холодний	-10	-21
Луганськ	760	теплий	27,4	33,7
		холодний	-11	-22
Львів	730	теплий	22,1	29,1
		холодний	-7	-16
Миколаїв	760	теплий	27,8	33,4
		холодний	-7	-18
Одеса	760	теплий	24,9	30,5
		холодний	-7	-15
Полтава	754	теплий	24,8	31,4
		холодний	-11	-23
Севастополь	760	теплий	25,9	31
		холодний	-4	-9
Сімферополь	730	теплий	26,5	32,3
		холодний	-7	-15
Харків	745	теплий	25,1	31,1
		холодний	-11	-23
Херсон	760	теплий	29	34,5
		холодний	-6	-18
Ялта	760	теплий	26,4	31,7
		холодний	-3	-8

Примітка. При розрахунку повітрообміну для приміщень із надлишками теплоти й вологи звичайно розглядають три режими роботи вентиляційних установок: літній, перехідний і зимовий.

Для приміщень, у яких не передбачене кондиціонування повітря, як розрахункову температуру зовнішнього повітря для літнього періоду приймають температуру А. Як розрахункова температура в цьому випадку приймається середня температура о 13 годині самого жаркого місяця. Для зимового режиму як розрахункова приймається температура повітря самого холодного місяця о 13 годині.

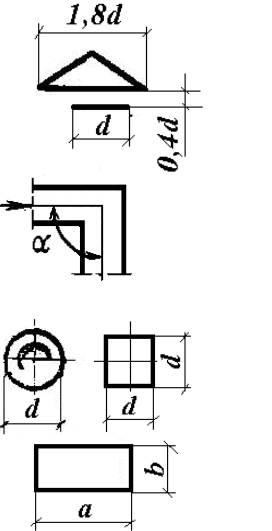

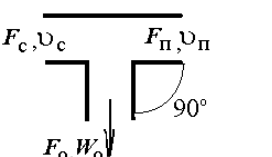
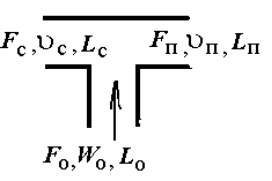
Якщо у вентиляваному приміщенні є, крім загальнообмінної, місцева локальна система вентиляції, то як розрахункова приймається температура Б.

Додаток 2

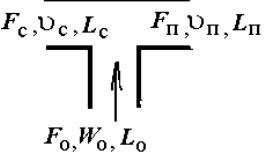
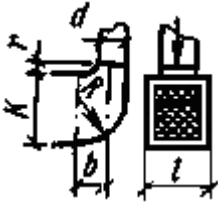

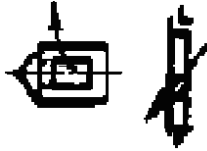
Коефіцієнти місцевих опорів деяких фасонних частин повітроводів

Місцевий опір	Ескіз	Коефіцієнт місцевого опору					
1	2	3					
Раптове розширення		$\zeta = (1 - f/F)^2$					
Раптове звуження		$\zeta = 0,5(1 - f/F)$					
Відводи круглі, квадратні й прямокутні		α	30	45	60	90	130
		$R/d=1$					
		ζ	0,09	0,13	0,16	0,21	0,25
		$R/d=2$					
		ζ	0,07	0,09	0,12	0,15	0,18
		Для прямокутних відводів необхідно помножити на коефіцієнт c					
b/a	0,25	0,5	1	1,5	2		
c	1,3	1,17	1	0,9	0,85		
Витяжна шахта з дифузором		h/d	0,3	0,4	0,6	0,9	1
		ζ	0,8	0,65	0,6	0,6	0,6

Продовження додатка 2

1	2	3					
<p>Витяжна шахта з парасолем</p> <p>Коліно кругле, квадратне й прямокутне</p>		$\zeta=1,3$					
		α	30	45	60	90	
		ζ	0,16	0,32	0,56	1,2	
		Для прямокутних колін помножити на c					
		b/a	0,25	0,5	1	1,5	
		c	1,1	1,07	1	0,95	
Дефлектор круглий ЦАГІ		$\zeta=0,64$					
<p>Трійник під кутом 90° на припливі повітря</p>		Прохід $F_{\Pi}+F_0>F_c$, $F_{\Pi}=F_c$					
		v_0/v_0	0,4	0,5	0,6	0,8	1
		ζ	0,4	0	-0,1	-0,1	0
		Прохід $F_{\Pi}+F_0=F_c$					
		v_{Π}/v_0	0,4	0,5	0,6	0,8	1
		ζ	4,4	2	0,8	1	0
		Відгалуження $F_c+F_{\Pi}>F_0$; $F_{\Pi}=F_c$					
		v_0/v_3	0,4	0,6	0,8	1,2	1,4
ζ	9,4	4,2	2,3	1,6	1		
<p>Трійник під кутом 90° на витяжці повітря</p>		Для проходу повітря					
		$\frac{F_{\Pi}}{F_c}$	ζ при L_{Π}/L_0				
			0,2	0,4	0,6	0,7	0,8
		0,1	0,5	1,5	4,4	8,4	20
		0,4	0,4	1	2,8	5,2	12,3
1	0,4	0,7	1,6	2,8	623		

Закінчення додатка 2

1	2	3					
Трійник під кутом 90° на витяжці повітря		Для відгалуження					
		$\frac{F_o}{F_n}$	ζ при $L_{п}/L_c$				
			0,1	0,2	0,4	0,5	0,7
		0,1	0,3	0,9	1	1	1
		0,2	-1,7	0,6	1	1	1
0,4	-9,4	-0,6	1	1	1,1		
0,6	-21	-2,7	0,9	1,1	1,2		
Вихід із плавним поворотом потоку повітря через розширений патрубок		$\zeta=1,7$ при живому перетині сітки 80%					
Вхід з поворотом потоку повітря (в отвір з гострими краями)	<p>ЖЕЛЬ В КОНЦЕ ВОЗДУХОВОДА ЖАЛЕЗЯНАЯ РЕШЕТКА</p> 	$\zeta=2$					
Вихід з поворотом потоку повітря		$\zeta=2,5$					

Список літератури

1. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха / А.В. Нестеренко. – М.: Высш. шк., 1971. – 460 с.
2. Кокорин О.Я. Установки кондиционирования воздуха / О.Я. Кокорин. – М.: Машиностроение, 1978. – 264 с.
3. Меклер В.Я. Вентиляция и кондиционирование воздуха на машиностроительных заводах / В.Я. Меклер, П.А.Овченников, Е.П.Агафонов. – М.: Машиностроение, 1980. – 336 с.
4. Тихомиров К.В. Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция / К.В. Тихомиров, Э.С. Сергеев. – М.: Стройиздат, 1991. – 480 с.

ЗМІСТ

ВСТУП	3
1. ЕЛЕМЕНТИ ТЕРМОДИНАМІКИ ВОЛОГОГО ПОВІТРЯ	7
1.1. Способи завдання вологості повітря.	7
1.2. Ентальпія вологого повітря.	9
1.3. $I-d$ діаграма вологого повітря.	10
1.4. Зображення процесів в $I-d$ діаграмі.	12
1.5. Змішання потоків повітря з різними вихідними параметрами	15
1.6. Поняття про температуру «мокрого» термометра t_m і температуру точки роси t_p	17
2. ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ СКП	20
2.1. Нормування параметрів повітря усередині приміщення	21
2.2. Нормування параметрів зовнішнього повітря	22
2.3. Тепловологісний баланс приміщення	23
2.3.1. Тепловий баланс приміщення	23
2.3.2. Вологісний баланс приміщення	25
2.3.3. Визначення необхідної продуктивності СКП	26
3. МЕТОДИ ОБРОБКИ ПОВІТРЯ У СКП	28
3.1. Сухі методи обробки повітря	29
3.2. Вологісні методи обробки повітря	30
3.3. Спеціальні методи обробки повітря	32
3.3.1. Обробка повітря з підмішуванням до нього водяної пари	32
3.3.2. Обробка повітря шляхом розпилюванням перегрітої води	33
3.3.3. Обробка повітря за допомогою сорбентів	36
3.3.4. Кондиціонування повітря з використанням ефекту Ранка	39
4. ФОРСУНКОВІ КОНДИЦІОНЕРИ	41
4.1. Загальна схема компонування кондиціонера	41
4.2. Основні схеми обробки повітря у форсункових кондиціонерах	44
4.2.1. Схеми кондиціонування повітря в літній період	44
4.2.2. Схеми кондиціонування повітря в зимовий період	56
5. КОНСТРУКЦІЇ І РОЗРАХУНОК ОКРЕМИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНДИЦІОНЕРА	65
5.1. Сепаратори або каплевідділювачі форсункових камер	65
5.2. Фільтри для очищення повітря від пилу	70
5.2.1. Масляні фільтри	71
5.2.2. Тканинні фільтри	73
5.2.3. Електрофільтри	74
5.3. Розрахунок камери зрошення кондиціонера	75

5.4. Калорифери (повітронагрівачі)	79
5.4.1. Нормативна методика розрахунку повітронагрівачів	82
6. КОНДИЦІОНЕРИ ЗІ ЗРОШУВАНОЮ НАСАДКОЮ	84
6.1. Основи розрахунку	87
7. АВТОНОМНИЙ КОНДИЦІОНЕР ПОБУТОВОГО ПРИЗНАЧЕННЯ	89
8. ВЕНТИЛЯЦІЯ БУДИНКІВ	91
8.1. Гігієнічні основи вентиляції	91
8.2. Повітрообмін у приміщенні. Вибір розрахункового повітрообміну	93
8.3. Природна вентиляція	97
8.3.1. Принципова схема й конструктивні елементи каналної системи природної вентиляції	97
8.3.2. Визначення природного тиску й розрахунок повітроводів	102
8.4. Механічна вентиляція	108
8.4.1. Припливні й витяжні системи загальнообмінної вентиляції	108
8.4.2. Конструктивні елементи систем загальнообмінної механічної вентиляції	110
8.5. Боротьба із шумом і вібраціями в механічних системах вентиляції	116
Додатки	122
Список літератури	125

Навчальне видання

Братута Едуард Георгійович
Ганжа Антон Миколайович
Круглякова Ольга Володимирівна
Чубарова Вікторія Вікторівна

КОНДИЦІОНУВАННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЯ ПОВІТРЯ

Текст лекцій
для студентів енергомашинобудівних спеціальностей

Роботу до видання рекомендував *Г.О. Крутиков*
Редактор *М.П.Єфремова*

План 2008 р., поз. 41/47-09

Підп. до друку 22.04.2009 р. Формат 60x84 1/16. Папір офісний.
Riso-друк. Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. 7,4. Тираж 100 прим.
Зам. № 112. Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ „ХП”.
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК №116 від 10.07.2000 р.
61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21

Друкарня НТУ „ХП”, 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21