

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

М.Ф.Боженко

СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ, ВЕНТИЛЯЦІЇ І КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ БУДІВЕЛЬ

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавра за освітньою
програмою «Промислова та муніципальна теплоенергетика і
енергозбереження» спеціальності 144 «Теплоенергетика»*

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2019

Рецензенти: *Дешко В.І.*, д-р техн. наук, проф., зав. каф. теплотехніки і енергозбереження КПІ ім. Ігоря Сікорського
Васильченко Г.М., канд. техн. наук, доц., доц. каф. хімічного, полімерного і силікатного машинобудування
КПІ ім. Ігоря Сікорського

Відповідальний редактор *Варламов Г.Б.*, д-р техн. наук, проф.

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського (протокол № 2 від 31.10.2019 р.)
за поданням Вченої ради Теплоенергетичного факультету (протокол № 2 від 23.09.2019 р.)*

Електронне мережне навчальне видання

Боженко Михайло Федорович, канд. техн. наук, доц.

СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ, ВЕНТИЛЯЦІЇ І КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ БУДІВЕЛЬ

Системи опалення, вентиляції і кондиціювання повітря будівель [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 36,087 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с.

У посібнику наведені теоретичні основи опалювально-вентиляційної техніки, що включають властивості вологого повітря та характеристики теплового і вологісного режиму приміщень, основу яких складають теплові втрати зовнішніми огороженнями та надходження теплоти і вологи до приміщень. Подані теоретичні відомості, розрахункові формули, схеми, конструкції обладнання та методики їх вибору систем опалення, вентиляції і кондиціювання повітря будівель, приклади розв'язання деяких задач. Список використаної літератури налічує 28 найменувань, у тому числі діючі нині в Україні Державні будівельні норми та Державні стандарти. В додатку наведена $h-d$ – діаграма вологого повітря та таблиці різноманітних довідково-нормативних даних, які можуть бути використані при виконанні практичних розрахунків санітарно-технічних систем будівель. Для здобувачів ступеня бакалавра за освітньою програмою «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження» спеціальності 144 «Теплоенергетика».

© М.Ф.Боженко, 2019

© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019

Передмова	8
Вступ	9

Частина перша

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ОПАЛЮВАЛЬНО-ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ ТЕХНІКИ

Розділ перший. Властивості вологого повітря	13
1.1. Термодинамічні параметри вологого повітря	13
1.2. <i>h-d</i> – діаграма вологого повітря	19
1.3. Процеси змішування повітря	27
1.4. Промені процесів. Характерні випадки зміни стану повітря	29
Розділ другий. Тепловий та вологісний режими приміщень	38
2.1. Мікроклімат приміщень	38
2.1.1. Параметри мікроклімату в зоні обслуговування та робочій зоні приміщень житлових, громадських та адміністративно-побутових будівель	42
2.1.2. Нормативні параметри повітря в робочій зоні виробничих приміщень	49
2.1.3. Вибір параметрів внутрішнього повітря	50
2.2. Розрахункові параметри зовнішнього повітря	52
2.3. Теплові втрати приміщеннями	54
2.4. Надходження теплоти та вологи до приміщень	65
2.4.1. Надходження теплоти від електродвигунів і при перетворенні механічної енергії в теплову	65
2.4.2. Надходження теплоти від нагрітих поверхонь теплообмінників	67
2.4.3. Надходження теплоти від електричного освітлення	67
2.4.4. Надходження теплоти з інфільтраційним повітрям	68
2.4.5. Надходження теплоти та вологи від людей	72
2.4.6. Надходження теплоти від сонячної радіації	72
2.4.7. Надходження вологи у приміщення	74
2.4.8. Надходження шкідливих газів, парів та пилу у приміщення	74

Частина друга
СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

Розділ третій. Загальна характеристика систем опалення	77
3.1. Класифікація. Вимоги до систем опалення	77
3.2. Характеристика теплоносіїв систем опалення	79
3.3. Характеристика найпоширеніших систем опалення	82
3.4. Теплова потужність системи опалення.....	88
Розділ четвертий. Системи водяного опалення	92
4.1. Класифікація систем водяного опалення.....	92
4.2. Схеми систем водяного опалення.....	93
4.2.1. Двотрубні вертикальні системи опалення	93
4.2.2. Однотрубні вертикальні системи опалення	96
4.2.3. Горизонтальні системи опалення	99
4.2.4. Поквартирна розводка систем опалення.....	100
4.3. Трубопроводи і запірно-регулювальна арматура	101
4.4. Теплопостачання систем водяного опалення з вимушеною циркуляцією ...	112
4.5. Методика гідравлічного розрахунку систем водяного опалення.....	116
4. 6. Нагрівальні прилади систем водяного опалення	124
4.6.1. Основні вимоги до нагрівальних приладів	124
4.6.2. Види і конструкції нагрівальних приладів	125
4.6.3. Вибір і розміщення нагрівальних приладів	133
4.6.4. Методика вибору площі поверхні нагрівальних приладів.....	135
4.6.5. Регулювання тепловіддачі нагрівальних приладів	142
Розділ п`ятий. Системи парового опалення	145
5.1. Класифікація систем парового опалення	145
5.2. Системи парового опалення низького тиску.....	146
5.3. Системи парового опалення високого тиску.....	151

Розділ шостий. Системи повітряного опалення	154
6.1. Загальна характеристика систем.....	154
6.2. Основні схеми систем повітряного опалення	155
6.3. Методика розрахунку повітряних систем опалення	157
6.4. Опалювальні - повітряні агрегати.....	160

Розділ сьомий. Системи променевого опалення.....	163
7.1. Характеристика систем променевого опалення.....	163
7.2. Системи панельно-променевого опалення	163
7.3. Інфрачервоне опалення.....	176

Частина третя

СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ

Розділ восьмий. Загальна характеристика систем вентиляції.....	181
8.1. Санітарно-гігієнічні вимоги до стану повітряного середовища	181
8.2. Класифікація систем вентиляції	182
8.3. Схема загальнообмінної припливно-витяжної механічної вентиляції	186

Розділ дев'ятий. Способи розрахунку повітрообміну приміщень	189
9.1. Вибір розрахункових параметрів зовнішнього і внутрішнього повітря	189
9.2. Розрахунки повітрообміну для приміщень з надлишками теплоти та вологи.....	191
9.3. Розрахунки повітрообміну за нормативною кратністю та за санітарними нормами	202
9.4. Розрахунки повітрообміну для розбавлення шкідливих речовин в приміщеннях до норми.....	204

Розділ десятий. Розрахунки та вибір обладнання системи механічної вентиляції.....	207
10.1. Пристрої для очищення повітря від пилу	207

10.2. Калорифери (повітронагрівачі).....	214
10.3. Аеродинамічні розрахунки повітропроводів. Вибір вентиляторів для переміщення повітря	222
10.4. Конструктивні деталі вентиляційних систем	234
10.4.1. Повітрозабірні пристрої.....	234
10.4.2. Припливні та витяжні пристрої	236
10.4.3. Регульовальні пристрої.....	239
10.4.4. Шумоглушники	241
10.4.5. Теплоутилізатори	242
10.4.6. Припливні камери	245

Частина четверта

СИСТЕМИ І УСТАНОВКИ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ

Розділ одинадцятий. Загальна характеристика систем кондиціювання.....	248
11.1. Основні поняття про кондиціювання повітря	248
11.2. Процеси теплового та вологісного оброблення повітря	250
11.3. Методи охолодження і нагрівання, осушки та зволоження повітря, що використовуються в техніці кондиціювання	259
11.4. Класифікація систем кондиціювання повітря	267
Розділ дванадцятий. Центральні системи кондиціювання повітря	270
12.1. Загальна характеристика	270
12.2. Принципова схема системи кондиціювання повітря з центральним кондиціонером КТЦ-3м	271
12.3. Вибір розрахункових параметрів зовнішнього та внутрішнього повітря ..	274
12.4. Розрахунки основних схем оброблення повітря з центральними кондиціонерами	276
12.4.1. Адіабатне зволоження повітря в теплий період року (неповне кондиціювання).....	276
12.4.2. Схеми повного кондиціювання для теплого періоду року	282

12.4.3. Схеми оброблення повітря для холодного періоду року	294
12.5. Характеристика та вибір обладнання центральних кондиціонерів	304
12.5.1. Вибір типу та кількості кондиціонерів	304
12.5.2. Повітряні фільтри.....	306
12.5.3. Повітрянагрівачі.....	308
12.5.4. Зрошувальні камери.....	315
12.5.5. Вентиляторні агрегати	324
Розділ тринадцятий. Місцеві системи кондиціонування повітря.....	327
13.1. Загальна характеристика	327
13.2. Автономні кондиціонери.....	327
13.2.1. Моноблочні автономні кондиціонери.....	327
13.2.2. Автономні спліт – системи.....	329
13.3. Неавтономні кондиціонери	334
13.4. Розрахунки та вибір обладнання місцевих систем кондиціонування.....	336
13.5. Місцево-центральні системи кондиціонування	339
Список використаної літератури.....	342
Додаток.....	345

ПЕРЕДМОВА

Навчальним планом для студентів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти, що навчаються за освітньо-професійною програмою «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження» спеціальності 144 «Теплоенергетика» передбачається вивчення дисципліни “Джерела теплопостачання та споживачі теплоти ”, основними розділами якої є:

- теоретичні основи опалювально-вентиляційної техніки;
- системи опалення;
- системи механічної вентиляції;
- системи та установки кондиціонування повітря.

Згідно з робочим навчальним планом з дисципліни передбачені лекції, практичні і лабораторні заняття (комп’ютерний практикум), розрахункова робота, модульні і поточні контрольні роботи.

В посібнику наведені необхідні теоретичні відомості за переліченими вище розділами, методики розрахунків і вибору обладнання систем опалення, вентиляції і кондиціонування повітря. У деяких випадках подано методики та приклади розв’язання задач, що є корисною інформацією при дистанційному вивченні дисципліни студентами.

В додатку наведені таблиці деяких довідково-нормативних даних, необхідних при виконанні практичних розрахунків.

ВСТУП

З розвитком будівництва та збільшення споживання енергії в Україні і в усьому світі необхідно створювати комфортні умови для перебування людей, при цьому не забуваючи про економне і раціональне використання енергії. Відомо, що на теплозабезпечення житлових, громадських та промислових будівель використовується більше однієї третини всього твердого та газоподібного палива, яке видобувається. Основними серед теплових витрат на комунально-побутові потреби в будівлях і спорудах є витрати на опалення.

Функціонування опалення характеризується періодичністю протягом року і зміною використовуваної потужності опалення, яка залежить від кліматичних умов.

Системи опалення, а також вентиляції і кондиціонування повітря, мають багатовікову історію. Їх розвиток нерозривно зв'язаний з історією людства, і за їх рівнем можна опосередковано простежити рівень розвитку цивілізації.

Першим джерелом теплоти, наприклад, вважається багаття. На початку нашої ери в Римі була розроблена дуже дороговартісна система опалення. Через підлогу прокладали канали, якими подавали відпрацьовані гази однієї або декількох топків. Цю систему звали гіпокаустовим опаленням.

Надалі почався розвиток індивідуального пічного опалення, яке з відкритих багать під димоходом перетворилося спочатку у відкриті каміни, а потім і в закриті печі.

Поряд з розвитком індивідуального пічного опалення в кінці XVIII століття почалися розробки центрального опалення. Першим винахідником центрального водяного опалення вважається швед Мартін Тривалд (1716 р.), а в 1770 р. англієць Джеймс Ватт застосував водяну пару для опалення будівлі своєї фабрики, використавши при цьому секційні радіатори як нагрівальні прилади.

Англієць Пальом у 1833 р. розробив закриту систему центрального

водяного опалення, яка складалася з котла з дуже довгим трубопроводом, де радіатором також був трубопровід. Перша система водяного опалення з серійно виготовлених деталей була побудована у 1860 р. в США. В той же період почалося виробництво чавунних котлів і радіаторів.

В 1901 р. в м. Дрездені була побудована перша в Європі районна парова опалювальна котельня, а в 1906 р. німець Тіхельман побудував першу районну водяну опалювальну котельню, що працювала за принципом природної циркуляції. Починаючи з 1930 р. почалося впровадження насосних систем опалення, опалювальними приладами в яких були чавунні і сталеві радіатори, а з середини 50-х років почалося впровадження плоских сталевих опалювальних батарей.

Розвиток опалення в Україні історично пов'язаний з розвитком систем у царській Росії. Так в Літописі Російської академії наук за 1829 р. сказано, що «в 1736 р. почали будувати в Росії цегельні печі, що опалюють із середини».

У теперішній час, незважаючи на численне спорудження будинків з автономним теплопостачанням і перехід частини споживачів на індивідуальне опалення, у великих містах України, як і раніше, основним джерелом теплоти є ТЕЦ, районні квартальні котельні.

Найпоширенішими для житлових, громадських та промислових будівель є системи водяного, повітряного, променевого і парового опалення.

Основними умовами нормальної життєдіяльності людини є певний стан навколишнього середовища, а саме, повітря, яке є сумішшю сухих газів (азоту, кисню, вуглекислого газу та ін.) і водяних парів. Накопичення різноманітних виділень і зміна температури оточуючого повітря різко впливає на самопочуття людини. Тому технологічні процеси в більшості галузей промисловості не можуть бути реалізовані без створення нормальних санітарних умов.

Основними нормованими параметрами повітря в приміщенні є

температура, відносна вологість, швидкість, газовий склад, наявність механічних часток.

Створення оптимального складу повітряного середовища в приміщенні може бути реалізовано шляхом видалення тепло- газо- та вологонадлишків, пилу, і подачі необхідної витрати свіжого, попередньо підготовленого повітря (охолодження чи нагрів, осушка чи зволоження, фільтрація і т. ін.). Ці процеси відбуваються за рахунок систем вентиляції та кондиціонування.

До другої чверті XVI століття вентиляція будівель була тільки природною. Історія примусової вентиляції починається з 1734 року, коли в англійському парламенті було встановлено перший осьовий вентилятор, що працював від парового двигуна. З цього моменту набувають розвитку різні типи систем вентиляції .

У 1754 р. німецько-російський математик Леонард Ейлер публікує теоретичні основи вентилятора, які лягли в основу сучасних методик розрахунку систем примусової вентиляції.

Далі у 1832 р. лейтенант Саблуков О.О. винайшов перший відцентровий вентилятор, а в 1892 р. Мортъє представив свій діаметральний вентилятор.

Але справжнім стрибком у розвитку цих систем став винахід каналного вентилятора в 1970 році. Його винахідник Ганс Остберг заснував компанію «Ostberg», яка донині є одним з найбільших виробників вентиляторів.

Сучасне поняття «кондиціонер» (air conditioner, від англ. air - повітря і condition - умова), як позначення пристрою для підтримки заданої температури в приміщенні, існує досить давно. Ще в 1815 році француз Жанн Шабаннес отримав британський патент на метод «кондиціонування повітря і регулювання температури в житлових і інших будівлях».

У 1902 році американський інженер-винахідник Вілліс Керрієр зібрав промислову холодильну машину для друкарні Брукліна в Нью-Йорку.

Перший кондиціонер призначався не для створення приємної прохолоди працівникам, а для боротьби з вологістю, яка суттєво погіршувала якість друку.

Довгий час лідерство в області новітніх розробок з вентиляції та кондиціонування повітря належало американським компаніям, однак в кінці 50-х - початку 60-х років XX століття ініціатива міцно перейшла до японців.

У 1958 р. японська компанія Daikin запропонувала перший тепловий насос, тим самим навчивши кондиціонери подавати в приміщення не тільки холод, але і теплоту.

У 1961 р. розпочався масовий випуск спліт-систем японською компанією Toshiba.

У 1968 р. на ринку з'явилися мультиспліт-системи, в яких з одним зовнішнім блоком працювало відразу декілька внутрішніх. Сьогодні вони можуть включати в себе від двох до дев'яти внутрішніх блоків різних типів.

Істотним нововведенням стала поява кондиціонера інверторного типу. У 1981 р. компанія Toshiba запропонувала першу спліт-систему, здатну плавно регулювати свою потужність, а вже в 1998 р. інвертори зайняли 95% японського ринку.

У 1982 р. компанією Daikin, в результаті доопрацювання мультиспліт-системи, з'явився її варіант з можливістю регулювання потужності для кожного окремого внутрішнього блоку, і був зареєстрований під торговою назвою VRV (Variable Refrigerant Volume, змінний обсяг холодоагенту), іншими виробниками іменованій як VRF (Variable Refrigerant Flow - змінний потік холодоагенту (англ.)).

Сьогодні випускається чимало різних типів внутрішніх пристроїв: настінні, підстельові, підлогові і вбудовувані в підвісну стелю - касетні і каналні. Це важливо не тільки з точки зору дизайну - різні типи внутрішніх блоків дозволяють створювати оптимальний розподіл охолодженого повітря в приміщеннях певної форми і призначення.

Частина перша
ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ОПАЛЮВАЛЬНО-ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ
ТЕХНІКИ

РОЗДІЛ ПЕРШИЙ
ВЛАСТИВОСТІ ВОЛОГОГО ПОВІТРЯ

1.1. Термодинамічні параметри вологого повітря

Атмосферне або, іншими словами, вологе повітря, є сумішшю різних сухих газів і водяної пари.

Приблизний склад сухої частини атмосферного повітря (у % до об'єму):

- азот N_2 - 78,13;
- кисень O_2 - 20,9;
- аргон Ar - 0,93;
- вуглекислий газ CO_2 - 0,03;
- водород H_2 , гелій He , неон Ne , озон O_3 , криптон Kr , ксенон Xe – 0,01.

В практичних розрахунках беруть склад атмосферного повітря наступним: 79 % N_2 і 21 % O_2 (за об'ємом), або 77 % N_2 та 23 % O_2 (за масою).

Водяна пара у атмосферному повітрі може бути в перегрітому, сухому насиченому та вологому насиченому станах, але, як правило, вона є у перегрітому стані.

У широкому діапазоні температур та тисків вологе повітря є реальним газом, але для низьких тисків (біля 0,1 МПа) та температур (від мінус 30 °С до 100 °С) з достатньою для практичних розрахунків точністю можна вважати вологе повітря ідеальним газом, тобто воно підкоряється всім законам суміші ідеальних газів.

Рівняння стану для довільної маси вологого повітря

$$P_0 V = MRT, \quad (1.1)$$

де P_0 – барометричний тиск атмосферного повітря, Па; V – об'єм, m^3 ; M – маса, кг; R – газова стала, Дж/(кг·К); T – абсолютна температура, К.

Згідно з законом Дальтона повний тиск суміші

$$P_6 = P_c + P_{\text{п}}, \quad (1.2)$$

де P_c – парціальний тиск сухої частини атмосферного повітря, Па; $P_{\text{п}}$ – парціальний тиск водяної пари, Па.

Вологе повітря може бути у наступних станах:

- ненасичене вологе повітря, яке є сумішшю сухої частини та перегрітої водяної пари. У цьому повітрі парціальний тиск водяної пари $P_{\text{п}}$ менший за тиск насиченої водяної пари за даної температури P_s , тобто $P_{\text{п}} < P_s$.

- насичене вологе повітря, яке є сумішшю сухої частини з сухою насиченою водяною парою, при цьому $P_{\text{п}} = P_s$.

- пересичене вологе повітря, яке є сумішшю сухої частини та вологої насиченої водяної пари, при цьому $P_{\text{п}} = P_s$.

Як свідчать дослідження, у повітрі, що використовується для опалення та вентиляції, водяна пара знаходиться у перегрітому стані, тобто температура повітря вища за температуру насичення, що відповідає парціальному тиску водяної пари у повітрі.

За допомогою P - v – діаграми розглянемо деякі процеси, що відбуваються з водяною парою у вологому повітрі (див. рис. 1.1).

Слід зауважити, що лінія барометричного тиску P_6 наведена умовно без дотримання масштабу для наочності зображення процесів.

На полі діаграми проведемо нижню та верхню граничну криві та позначимо критичну точку К.

Нехай довільна точка А характеризує стан водяної пари у вологому повітрі. Оскільки точка А знаходиться вище верхньої граничної кривої, то водяна пара у ній міститься у перегрітому стані.

Через точку А проведемо горизонтальну лінію, яка відповідає парціальному тиску водяної пари у повітрі $P_{\text{п}}$.

Розглянемо наступні процеси:

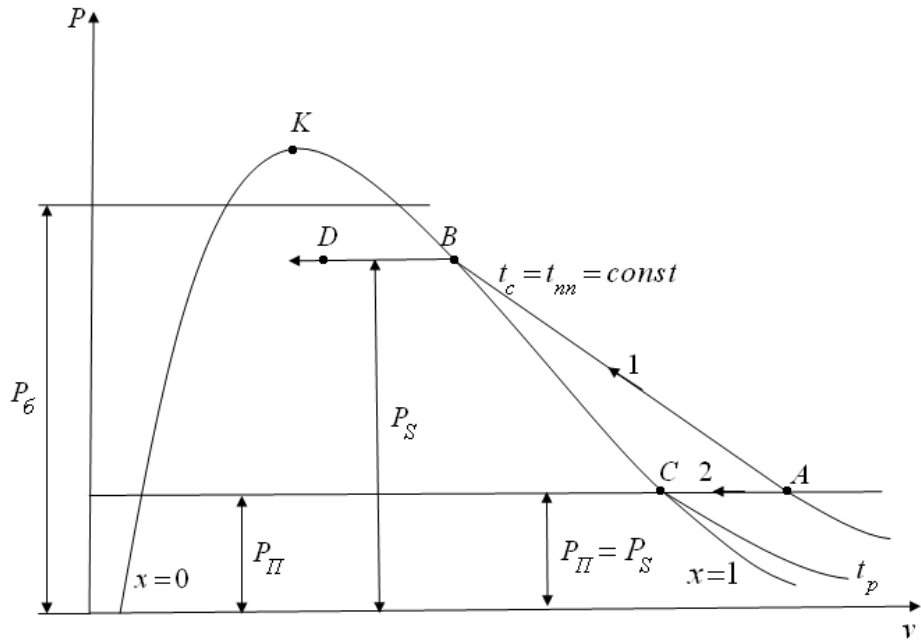


Рис. 1.1. Процеси зміни стану водяної пари у вологому повітрі

1. До повітря, водяна пара в якому міститься у перегрітому стані, за незмінної температури додається водяна пара. Стан водяної пари буде змінюватися за ізотермою, тобто $t_c = t_{mn} = \text{Const}$. Повне насичення водяної пари буде характеризуватися точкою B . При подальшому збільшенні кількості водяної пари у повітрі з'являється туман (наприклад, стан водяної пари в точці D – насичена волога пара).

В точці B визначимо тиск насичення водяної пари P_s при температурі t_{mn} .

2. У іншому процесі при незмінній кількості водяної пари у повітрі (точка A на рис. 1.1) будемо охолоджувати повітря за постійним парціальним тиском, доводячи його до стану в точці C , коли водяна пара стає сухою насиченою, а вологе повітря – сухим насиченим.

Ізотерма, яка проходить через точку C зветься температурою точки роси (t_p).

В точці C розпочинається конденсація водяної пари з повітря. Подальше охолодження повітря після точки C призводить до випадання крапель вологи та можливого утворення льоду при від'ємних температурах. Для даного процесу $P_{II} = P_s$.

Таким чином, *температурою точки роси* зветься температура насичення водяної пари в процесі зміни її стану при постійному парціальному тиску водяної пари у вологому повітрі, тобто при незмінній кількості водяної пари.

Стан вологого повітря визначається наступними термодинамічними характеристиками:

- *Температура*, яка розрізняється як:
 - температура за сухим термометром (це та температура, яка виміряна термометром, термопарою, або іншим вимірювальним засобом) - t_c ;
 - температура за мокрим термометром – t_m ;
 - температура точки роси – t_p .
- *Абсолютна вологість*, кг/м^3 – являє собою масу водяної пари, яка міститься у одному кубічному метрі вологого повітря

$$\rho_{\text{п}} = \frac{M_{\text{п}}}{V} = \frac{M_{\text{п}}}{V_{\text{п}}}, \quad (1.3)$$

де $M_{\text{п}}$ – маса пари, кг ; V і $V_{\text{п}}$ – об'єм вологого повітря і водяної пари відповідно, м^3 .

Фактично абсолютна вологість є густиною водяної пари, яка міститься у вологому повітрі.

- *Відносна вологість* – є відношенням абсолютної вологості до максимально можливої за даним тиском та температурою вологого повітря

$$\varphi = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{п.макс}}} = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_s}, \quad (1.4)$$

де $\rho_{\text{п.макс}} = \rho_s$ – максимально можлива густина водяної пари у вологому повітрі, що відповідає густині насиченої водяної пари, кг/м^3 (див. точку B на рис. 1.1).

Вважаючи вологе повітря ідеальним газом, запишемо рівняння стану вигляду (1.1) для перегрітої пари (точка A на рис. 1.1) та для сухої насиченої водяної пари (точка B на рис. 1.1). З цих рівнянь виразимо величини $\rho_{\text{п}}$ та ρ_s , які підставляємо у рівняння (1.4), тоді отримаємо

$$\varphi = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{с}}} \approx \frac{P_{\text{п}}}{P_{\text{с}}} . \quad (1.4 \text{ а})$$

Відносна вологість змінюється від 0 (сухе повітря) до 1 (100 %) (вологе насичене повітря). Проміжні значення відносної вологості відносяться до ненасиченого вологого повітря, водяна пара у якому міститься у перегрітому стані.

Характеристики вологого повітря, які будуть розглядатися нижче, відносяться до 1 кг сухого повітря, оскільки для відповідних умов ця величина залишається постійною.

• *Вологовміст вологого повітря*, кг/кг с.п – є відношення маси водяної пари, яка міститься у вологому повітрі, до 1 кг сухого повітря

$$d = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{с}}} . \quad (1.5)$$

Запишемо рівняння стану ідеального газу вигляду (1.1) для водяної пари та сухої частини. Виразимо з цих рівнянь величини $M_{\text{п}}$ і $M_{\text{с}}$, беручи газові сталі для сухої частини та водяної пари відповідно $R_{\text{с}} = 287$ Дж/(кг·К) і $R_{\text{п}} = 461$ Дж/(кг·К), з урахуванням рівнянь (1.4 а) та (1.2), отримаємо вологовміст в кг/кг с.п

$$d = 0,622 \frac{\varphi P_{\text{с}}}{P_{\text{б}} - \varphi P_{\text{с}}} \quad (1.6)$$

Оскільки величина вологовмісту у вологому повітрі незначна, то поряд з формулою (1.6) використовується формула (1.6 а), у якій величина вологовмісту визначається у г/кг с.п, тобто

$$d = 622 \frac{\varphi P_{\text{с}}}{P_{\text{б}} - \varphi P_{\text{с}}} \quad (1.6 \text{ а})$$

• *Ентальпія вологого повітря*, кДж/кг с.п, визначається як сума ентальпій сухої частини та водяної пари, тобто

$$h = h_{\text{с}} + h_{\text{п}} d. \quad (1.7)$$

Ентальпія сухої частини вологого повітря, кДж/кг с.п

$$h_{\text{с}} = c_{\text{с}} t_{\text{с}}, \quad (1.8)$$

де c_c – питома масова теплоємність сухого повітря, кДж/(кг·К).

Беремо, що масова питома теплоємність сухого повітря в інтервалі температур від мінус 30 °С до 100 °С постійна, тобто не залежить від температури. Чисельне її значення дорівнює $c_c = 1,005$ кДж/(кг·К).

Розглянемо другу складову рівняння (1.8), тобто ентальпію водяної пари.

Вище відзначалося, що водяна пара у атмосферному повітрі зазвичай знаходиться у перегрітому стані, ентальпія якої

$$h_{\text{пп}} = h_s + c_{\text{п}} (t - t_s), \quad (1.9)$$

де h_s – ентальпія сухої насиченої водяної пари, яка міститься у повітрі, кДж/кг; $c_{\text{п}}$ – теплоємність водяної пари, кДж/(кг·К); t_s – температура насичення водяної пари, °С.

З урахуванням того, що вологе повітря розглядається як ідеальний газ, питома масова теплоємність водяної пари в інтервалі температур від мінус 30 °С до 100 °С при постійному парціальному тиску може бути взята постійною, що дорівнює $c_{\text{п}} = 1,8$ кДж/(кг·К).

Ентальпія насиченої водяної пари

$$h_s = h_{\text{в}} + r = c_{\text{в}} t_s + r, \quad (1.10)$$

де $h_{\text{в}}$ – ентальпія киплячої води, кДж/кг; r – питома теплота фазового переходу, кДж/кг; $c_{\text{в}}$ – питома масова теплоємність води, кДж/(кг·К).

Теплоємність води беремо такою, що не залежить від температури, і її значення складає $c_{\text{в}} = 4,1868$ кДж/(кг·К).

Питому теплоту фазового переходу можна визначити за емпіричною формулою Фільнея

$$r = 2500 - 2,38 t_s, \quad (1.11)$$

яка з достатньою для практичних розрахунків точністю описує експериментальні дані $r = f(t_s)$, що наведені в термодинамічних таблицях.

У формулі (1.11) величина «2500» – це теплота фазового переходу, кДж/кг, при температурі насичення $t_s = 0$ °С.

Підставивши (1.11) та (1.10) в (1.9), з урахуванням визначених вище

величин теплоємностей c_p та c_v , отримаємо рівняння для ентальпії вологого повітря

$$h = 1,005 t + (2500 + 1,8 t) d \quad (1.12)$$

- *Теплоємність вологого повітря, кДж/(кг·К)*

$$c = c_c + c_p d \quad (1.13)$$

З урахуванням попередніх даних стосовно c_c та c_p формула (1.13) набуде вигляду

$$c = 1,005 + 1,8 d \quad (1.13 \text{ a})$$

- *Густина вологого повітря, кг/м³*

$$\rho = \rho_c + \rho_p \quad (1.14)$$

У формулі (1.14) густини сухої частини вологого повітря ρ_c та водяної пари ρ_p необхідно брати при відповідних парціальних тисках P_c та P_p і температурі вологого повітря за відповідними таблицями, які не завжди є доступними для широкого користування.

В практичних розрахунках зазвичай користуються формулою (1.14 а), яка отримана при спільному вирішенні рівняння (1.14) та виразу

$$d = (M_p / M_c) = (\rho_p / \rho_c),$$

тобто

$$\rho = (\rho_p / d) (1 + d) \quad (1.14 \text{ a})$$

Величина ρ_p може бути визначена за термодинамічними таблицями для перегрітої пари у залежності від температури вологого повітря t та парціального тиску водяної пари P_p , або за рівнянням стану ідеального газу вигляду (1.1), тобто

$$\rho_p = P_p / (R_p T). \quad (1.15)$$

1.2. $h-d$ – діаграма вологого повітря

Розрахунки термодинамічних характеристик атмосферного повітря аналітичним шляхом за наведеними вище залежностями призводять до значних витрат часу на такі розрахунки.

У 1918 році проф. МВТУ Л. К. Рамзін запропонував $h-d$ – діаграму, в якій

графо-аналітичним методом виконуються розрахунки вентиляції, кондиціонування повітря, повітряного опалення, сушки.

$h-d$ – діаграма виражає залежність основних характеристик вологого повітря (t, h, d, φ, P_n) при заданому барометричному тиску. Діаграма побудована для барометричних тисків 760 і 745 мм рт. ст.

За віссю ординат в $h-d$ – діаграмі відкладають ентальпію вологого повітря в кДж/кг с.п., а за віссю абсцис – його вологовміст в г/кг с.п. (див. рис. 1.2).

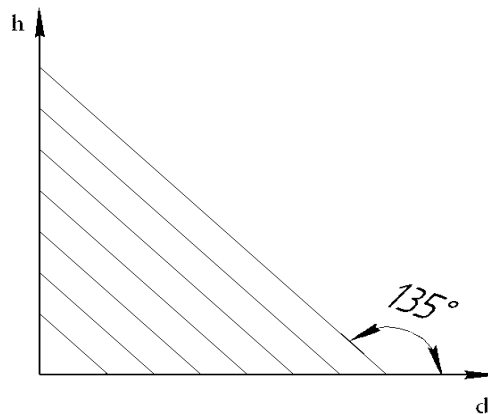


Рис. 1.2. Координатні вісі в $h-d$ – діаграмі

Для кращого використання площі $h-d$ – діаграми вісі координат розташовані під кутом 135° .

В останній час використовують діаграму, яка дозволяє виконати розрахунки для будь-якого барометричного тиску повітря.

Побудова $h-d$ – діаграми (див. рис. 1.3)

Основними рівняннями при побудові $h-d$ – діаграми є рівняння (1.12), в якому величина вологовмісту наведена в г/кг с.п., тобто

$$h = 1,005 t + (2500 + 1,8 t) (d/1000),$$

а також рівняння для визначення вологовмісту (1.6 а)

$$d = 622 \frac{\varphi P_s}{P_0 - \varphi P_s}.$$

З аналізу першого рівняння видно, що можна встановити зв'язок між температурою, ентальпією та вологовмістом вологого повітря.

Очевидно, що ізотерми в $h-d$ – діаграмі є лінії, які наближені до прямих, а

для побудови прямої лінії достатньо мати дві точки на полі діаграми.

Побудову виконаємо для нормального барометричного тиску атмосферного повітря $P_6 = 760$ мм рт.ст = 101,325 кПа, при цьому тиск насичення водяної пари в залежності від температури будемо визначати за табл. 1.1.

Таблиця 1.1. Тиск насичення водяної пари P_s в залежності від температури

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Тиск насичення водяної пари P_s		Температура $t, ^\circ\text{C}$	Тиск насичення водяної пари P_s	
	мм рт. ст	Па		мм рт. ст	Па
- 30	0,31	41,3	40	55,3	7375,0
- 20	0,85	96,3,0	50	92,3	12335,0
- 10	2,16	288,0	60	149,2	19970,0
0	4,58	610,8	70	233,5	31170,0
10	9,2	1277,7	80	355	47360,0
20	17,5	2337,0	90	525	70110,0
30	31,8	4241,0	100	760	101325,0

Як приклад, побудуємо ізотерму $t = 0 ^\circ\text{C}$.

З другого рівняння (1.6 а), наведеного вище, видно, що для визначення вологовмісту d , який входить до першого рівняння (1.12), необхідно знати значення відносної вологості повітря φ .

Тому, для побудови ізотерми беремо два граничні значення відносної вологості, що характеризують стан вологого повітря, тобто $\varphi = 0$ і $\varphi = 100$ %.

$$\varphi = 0 \%$$

$$\varphi = 100 \%$$

Оскільки $\varphi = 0$ %, то з другого рівняння величина $d = 0$, а з першого - $h = 0$.

Отримуємо точку 1, з координатами $[0; 0]$, яку позначимо «а».

Попередньо з табл. 1.1 визначимо тиск насичення водяної пари $P_s = f(t_s = 0 ^\circ\text{C})$ що дорівнює 611 Па.

$$\text{Тоді } d = \frac{1 \cdot 611}{101325 - 611} = 3,77 \text{ г/кг с.п.}$$

Далі з першого рівняння отримуємо ентальпію

$$h = 0 + (2500 + 0) (3,77/1000) = 9,44$$

кДж/кг с.п.

Отримуємо точку з координатами
[3,77;9,44], позначимо її «в».

З'єднаючи точки a і v , отримуємо ізотерму $t = 0$ °С.

Аналогічно будуємо ізотерму, наприклад, $t = 10$ °С.

$\varphi = 0$ %

$d = 0$, оскільки $\varphi = 0$.

$h = 1,005 \cdot 10 = 10,05$ кДж/кг с.п.

Отримуємо точку a_1 з координатами [0; 10,05].

$\varphi = 100$ %

$P_s = f(t_s = 10$ °С) = 1278 Па.

$$d = \frac{1 \cdot 1278}{101325 - 1278} = 7,63 \text{ г/кг с.п.}$$

$h = [1,005 \cdot 10 + (2500 + 1,8 \cdot 10)] \times$
 $(7,63/1000) = 29,26$ кДж/кг с.п.

Отримуємо точку v_1 з координатами
[7,63; 29.26].

Через точки a_1 і v_1 проводимо ізотерму $t = 10$ °С.

Таким же чином можна побудувати і інші ізотерми.

Надалі, з'єднаючи точки v, v_1, \dots, v_n плавною лінією, отримуємо лінію відносної вологості $\varphi = 100$ % .

Для точок a, a_1, \dots, a_n лінія відносної вологості повітря відповідає $\varphi = 0$ % , тобто це сухе повітря без водяної пари.

Область діаграми, що знаходиться вище кривої $\varphi = 100$ % , відноситься до стану ненасиченого вологого повітря, в якому водяна пара знаходиться у перегрітому стані.

Будь-яка точка, що знаходиться на лінії $\varphi = 100$ % , відноситься до стану насиченого вологого повітря, в якому водяна пара знаходиться у сухому насиченому стані.

Область діаграми, що знаходиться нижче лінії $\varphi = 100$ % , характеризує стан пересиченого вологого повітря, водяна пара в якому знаходиться у вологому насиченому стані. Такий стан повітря зазвичай можливо отримати

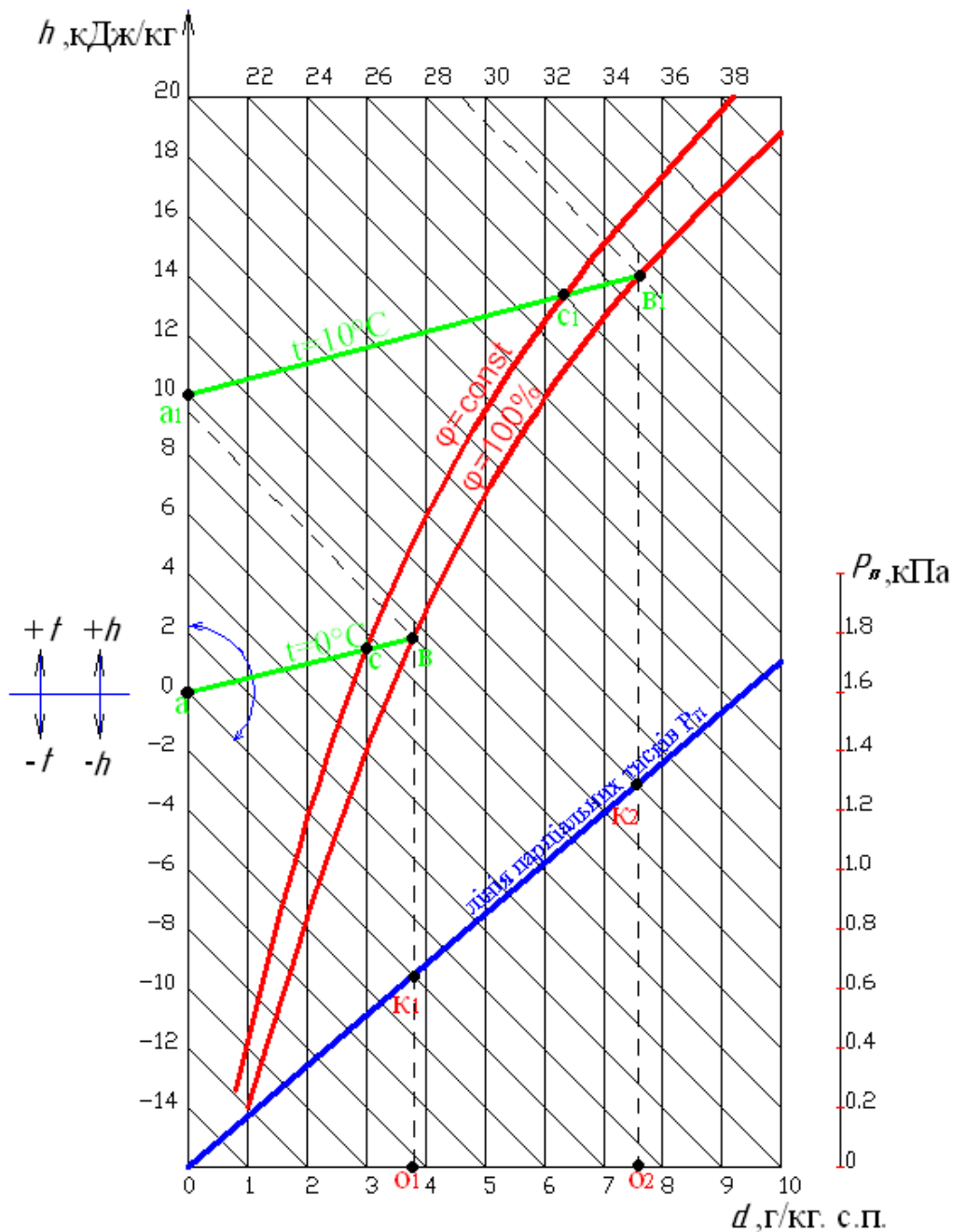


Рис. 1.3. Побудова $h-d$ – діаграми для $P_6 = 101,325$ кПа

штучним шляхом, наприклад, зволожуючи повітря у форсункових камерах водою.

Описаним вище способом можливо побудувати решту кривих відносної вологості повітря, тобто $\varphi = Const$, при цьому одне значення відносної вологості дорівнюватиме $\varphi = 0\%$, а інше – те значення, яке необхідно побудувати, тобто $\varphi = Const$.

В нижній частині діаграми наноситься лінія парціальних тисків водяної

пари в повітрі P_n для заданого барометричного тиску атмосферного повітря.

Лінію $P_n = f(d)$ можливо отримати двома способами:

1. Використовуючи аналітичну залежність

$$d = 622 \frac{P_n}{P_s} = 622 \frac{P_n}{P_6 - P_n},$$

звідки $dP_6 = 622 P_n + P_n d$, а величина $P_n = \frac{P_6 d}{622 + d}$.

Беручи довільні значення d_1, d_2, \dots, d_n отримуємо відповідні значення $P_{n1}, P_{n2}, \dots, P_{nn}$ (у відповідному масштабі). З'єднуючи отримані точки плавною лінією, отримуємо лінію $P_n = f(d)$.

2. З точок перетину ізотерм з лінією $\varphi = 100\%$ проводяться вертикальні лінії, що є лініями $d = \text{Const}$, для яких $P_n = P_s$ (див. процес 2 в P - v – діаграмі на рис. 1.1). На лініях $d = \text{Const}$ у відповідному масштабі відкладаються відрізки O_1K_1, O_2K_2 і т. ін., які відповідають тискам насиченої водяної пари при даних температурах, і які одночасно є парціальними тисками водяної пари для даного вологовмісту повітря.

Тиск насичення водяної пари за даною температурою визначають за табл. 1.1.

Через отримані на діаграмі точки K_1, K_2 і т. ін. проводиться лінія $P_n = f(d)$.

З правого боку діаграми на лініях, які є паралельними вісі ординат, наноситься шкала парціальних тисків P_n в кПа.

В підсумку побудови h - d – діаграми зазначимо, що ізотерми, які розташовані на полі діаграми, не паралельні між собою, особливо це стосується високих температур.

Це можливо пояснити, аналізуючи залежність

$$h = 1,005 t + (2500 + 1,8 t) (d/1000).$$

Так, для $\varphi > 0$ з підвищенням температури величина $d = 622 \frac{\varphi P_s}{P_6 - \varphi P_s}$

збільшується не пропорційно росту температури, оскільки тиск насичення водяної пари P_s з підвищенням температури зростає не за прямолінійною, а

за криволінійною залежністю (див. рис. 1.4). Тому для однакового кроку температур величина h змінюється не з однаковим кроком.

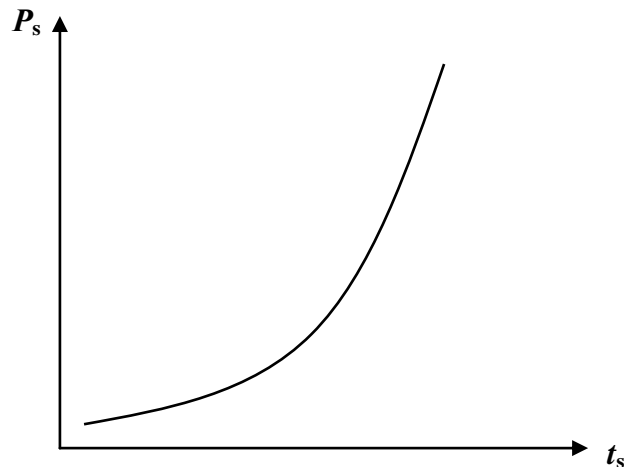


Рис. 1.4. Залежність тиску насичення водяної пари від температури

Повна $h-d$ – діаграма наведена на рис. Д1 дод.

За допомогою $h-d$ – діаграми за відомими двома характеристиками можливо визначення решти його характеристик (див. рис. 1.5).

На завершення побудови $h-d$ – діаграми визначимо фізичну сутність температури повітря за мокрим термометром.

На рис. 1.6 зображено два термометри: один, так званий «сухий», знаходиться безпосередньо у навколишньому повітрі, а інший – «мокрый», через тканину занурений в воду.

Позначимо температуру повітря, яку вимірює «сухий» термометр, t_c , °С, та температуру поверхні рідини – $t_{\text{рід}}$, °С, причому остання буде підтримуватися постійною.

Приймаємо, що величина $t_c > t_{\text{рід}}$, тому за наявності різниці температур від повітря до води буде надходити «явна» теплота Q_y , а оскільки величина $t_{\text{рід}} = \text{Const}$, то підведена «явна» теплота Q_y витрачається на випаровування води. Отримана водяна пара за рахунок різниці її парціальних тисків у поверхні води та в оточуючому повітрі надходить до повітря. З цією парою до

Таким чином, *температура повітря за мокрим термометром* – є температурою насичення водяної пари, яка міститься у атмосферному повітрі, в процесі зміни його стану за постійною ентальпією.

1.3. Процеси змішування повітря

В теорії та практиці опалювально-вентиляційної техніки зустрічаються випадки, коли до повітря одного стану підмішується повітря іншого стану, при цьому виникає необхідність визначення характеристик суміші.

Розглянемо приклад, коли до суміші вступає повітря масовою витратою M_A , кг/с, з характеристиками в точці A (див. рис. 1.7) – ентальпією h_A і вологовмістом d_A , та повітря масовою витратою M_B , кг/с з характеристиками в точці B – ентальпією h_B та вологовмістом d_B .

Необхідно визначити масову витрату суміші M_C та її характеристики, зокрема ентальпію h_C та вологовміст d_C .

Для можливості вирішення задачі витрату повітря в точці A візьмемо за відносну одиницю, тобто $M_A = 1$.

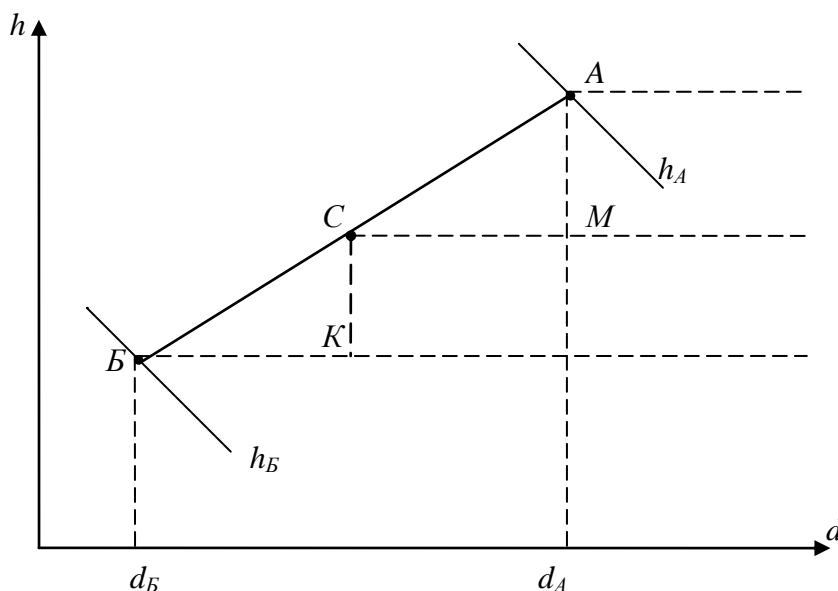


Рис. 1.7. До визначення характеристик суміші повітря

Позначимо відношення масових витрат повітря $M_B / M_A = n$, тоді відносна витрата повітря в точці B буде $M_B = n$, масова витрата суміші

повітря $M_C = M_A + M_B$, а в відносних одиницях $M_C = 1 + n$.

Розв'язок

- Складемо рівняння теплового балансу для процесу суміші

$$h_A \cdot 1 + h_B \cdot n = h_C \cdot (1 + n). \quad (1.16)$$

З цього рівняння можна визначити ентальпію суміші

$$h_C = (h_A \cdot 1 + h_B \cdot n) / (1 + n). \quad (1.17)$$

Але для наступного отримання узагальнюючих залежностей перепишемо рівняння (1.16) у вигляді

$$(h_A - h_C) = (h_C - h_B) n, \quad (1.18)$$

звідки визначається величина

$$n = (h_A - h_C) / (h_C - h_B). \quad (1.19)$$

- Складемо рівняння балансу за вологою для процесу суміші

$$\frac{d_A}{1000} \cdot 1 + \frac{d_B}{1000} n = d_C (1 + n). \quad (1.20)$$

Перепишемо рівняння (1.20) у наступному вигляді

$$\frac{(d_A - d_C)}{1000} = \frac{(d_C - d_B)}{1000} n. \quad (1.21)$$

Поділивши рівняння (1.18) на рівняння (1.20), отримаємо

$$\frac{h_A - h_C}{d_A - d_C} \cdot 1000 = \frac{h_C - h_B}{d_C - d_B} \cdot 1000 \quad (1.22)$$

Рівняння (1.22) є рівнянням прямої у відрізках на осях, яка проходить через точки з заданими характеристиками А і Б та невідому точку суміші С.

Висновок 1: Лінія суміші повітря двох станів є прямою лінією.

Тому з'єднаємо прямою лінією точки А і Б, зображених на рис. 1.7, і визначимо положення на ній точки суміші С.

Позначимо умовно положення точки С на прямій АБ, надалі розглянемо два трикутника: ΔAMC подібний ΔSKB .

Згідно з умовами подібності трикутників відношення гіпотенуз позначимо через відношення різниці відповідних ентальпій, тобто

$$\frac{AC}{CB} = \frac{AM}{MK} = \frac{h_A - h_C}{h_C - h_B}, \quad (1.23)$$

а це в свою чергу буде величина n (див. формулу (1.19)), а $n = M_B / M_A$, тобто

$$\frac{AC}{CB} = \frac{M_B}{M_A}. \quad (1.24)$$

Висновок 2: Точка суміші поділяє пряму суміші на відрізки, які обернено пропорційні масовим витратам повітря, що входять до суміші.

Для практичного визначення точки суміші повітря двох станів в $h-d$ – діаграмі позначають точки А та Б, які з'єднуються прямою лінією. Далі вимірюється довжина відрізка АБ і складається наступне співвідношення

$$\frac{M_C}{l_{AB}} = \frac{M_A}{l_{CB}} = \frac{M_B}{l_{AC}}, \quad (1.25)$$

звідки визначається довжина відрізка

$$l_{CB} = (M_A / M_C) l_{AB},$$

або

$$l_{AC} = (M_B / M_C) l_{AB}, \quad (1.26)$$

яка відкладається на прямій суміші.

Таким чином отримуємо точку суміші С, в якій визначається ентальпія (h_C), вологовміст (d_C), температура (t_C) і, при необхідності, інші характеристики суміші.

1.4. Промені процесів. Характерні випадки зміни стану повітря

В теорії та практиці опалювально-вентиляційної техніки мають місце наступні процеси зміни стану повітря:

- нагрівання;
- охолодження;
- осушка;
- зволоження.

Перелічені процеси протікають окремо, або спільно деякі з них, а для можливості їх протікання до повітря необхідно підвести або відвести від

нього потік теплоти ($Q \uparrow \downarrow$) чи вологи ($W \uparrow \downarrow$).

Як приклад, розглянемо довільний процес 1-2 (див. рис. 1.8).

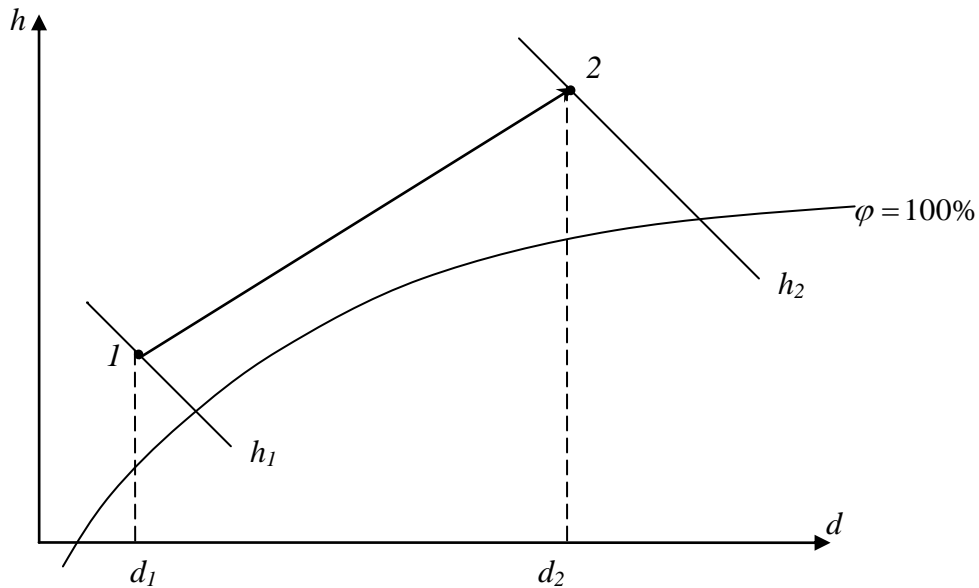


Рис. 1.8. Процес зміни стану повітря

В процесі 1-2 відбувається нагрівання та зволоження повітря за рахунок підведення до нього потоків теплоти та вологи.

Позначивши масову витрату повітря $M_{\text{пов}}$, кг/с, визначимо потік теплоти (Q , кВт) та масову витрату вологи (W , кг/с), що підведені до повітря відповідно

$$Q_{1-2} = M_{\text{пов}} (h_2 - h_1); \quad (1.27)$$

$$W_{1-2} = M_{\text{пов}} \frac{d_2 - d_1}{1000}. \quad (1.28)$$

Поділимо вираз (1.27) на вираз (1.28), отримаємо

$$\frac{Q_{1-2}}{W_{1-2}} = \frac{h_2 - h_1}{d_2 - d_1} 1000 = \frac{\Delta h}{\Delta d} 1000 = \varepsilon. \quad (1.29)$$

Величина ε зветься *кутовим коефіцієнтом променя процесу*, має одиницю кДж/кг вологи, характеризує яка кількість теплоти підводиться до повітря або відводиться від нього в процесі зміни стану повітря на 1 кг вологи.

Надалі розглянемо характерні випадки зміни стану повітря, використавши для цього $h - d$ діаграму.

На рис. 1.9 точкою А позначимо початковий стан повітря і розглянемо наступні групи процесів.

- Група процесів АБ, що протікають при $d = \text{Const}$.

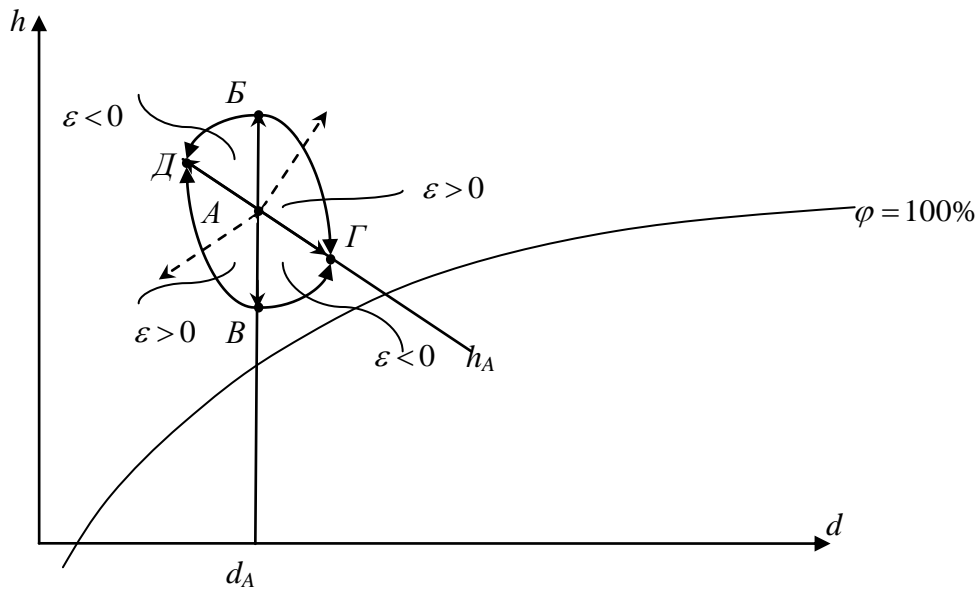


Рис. 1.9. До характерних випадків зміни стану повітря

$$\text{Кутовий коефіцієнт променів процесів } \varepsilon = \frac{\Delta h}{\Delta d} 1000 = +\infty.$$

Це є процеси нагрівання повітря в поверхневих калориферах (повітронагрівачах).

- Група процесів АБ, що також, як і процеси АБ, протікають при $d = \text{Const}$.

$$\text{Кутовий коефіцієнт променів процесів } \varepsilon = \frac{\Delta h}{\Delta d} 1000 = -\infty.$$

Це є процеси охолодження повітря в поверхневих повітроохолоджувачах.

- Група процесів АГ, що протікають при $h = \text{Const}$.

$$\text{Кутовий коефіцієнт променів процесів } \varepsilon = \frac{\Delta h}{\Delta d} 1000 = +0.$$

Це є процеси адіабатного зволоження повітря. Вони широко застосовуються, наприклад, в системах кондиціювання повітря при адіабатному зволоженні повітря в холодний або теплий періоди року.

Також, наприклад, при розпилюванні води в міських фонтанах має місце адіабатне зволоження повітря.

- Група процесів АД, що також, як і процеси АГ, протікають при $h = \text{Const}$.

$$\text{Кутовий коефіцієнт променів процесів } \varepsilon = \frac{\Delta h}{\Delta d} 1000 = - 0.$$

Це є процеси адіабатної осушки повітря, що характеризуються зменшенням вологовмісту та збільшенням температури.

Для осушки повітря, наприклад, може використовуватися така речовина як селікогель, що поглинає вологу, після деякого терміну його використання необхідно просушити цю речовину і знову використовувати для осушки повітря.

Розглянуті вище процеси можна вважати ідеальними, тобто вони протікають при постійному одному з параметрів.

Реальні політронні процеси:

- Група процесів, що протікають в межах БАГ, характеризуються кутовим коефіцієнтом променя процесів $\varepsilon > 0$. При їх здійсненні відбувається зволоження повітря та збільшення його ентальпії. У цих процесах повітря може нагріватися (коли кінцева температура більша за t_A), або охолоджуватися (коли кінцева температура менша за t_A).

- Група процесів, що протікають в межах ДАВ, характеризуються кутовим коефіцієнтом променя процесів $\varepsilon > 0$. При їх здійсненні повітря відбувається осушка повітря та зменшення його ентальпії. У цих процесах повітря може нагріватися (коли кінцева температура більша за t_A), або охолоджуватися (коли кінцева температура менша за t_A).

- Група процесів, що протікають в межах ВАГ, характеризуються кутовим коефіцієнтом променя процесів $\varepsilon < 0$. При їх здійсненні повітря зволожується та охолоджується, при цьому ентальпія повітря зменшується.

- Група процесів, що протікають в межах БАД, характеризуються кутовим коефіцієнтом променя процесів $\varepsilon < 0$. При їх здійсненні повітря осушується та нагрівається, при цьому ентальпія повітря збільшується.

Способи визначення кутових променів процесів та нанесення їх в h-d діаграмі

Розглянемо приклад: Нехай до вологого повітря масовою витратою $M_{\text{пов}}$, кг/с, підмішується водяна пара масовою витратою $M_{\text{п}}$, кг/с. Початкові характеристики вологого повітря: ентальпія h_1 , кДж/кг; вологовміст d_1 , г/кг с.п. Для водяної пари задаємо її ентальпію $i_{\text{п}}$, кДж/кг.

Визначити величину кутового коефіцієнта променя процесу та кінцеві характеристики пароповітряної суміші, зокрема ентальпію h_2 , кДж/кг, та вологовміст d_2 , г/кг с.п.

Розв'язок

Після підмішування до повітря водяної пари записується рівняння теплового балансу нового стану пароповітряної суміші

$$h_2 (M_{\text{пов}} + M_{\text{п}}) = M_{\text{пов}} h_1 + M_{\text{п}} i_{\text{п}}. \quad (1.30)$$

Розділимо ліву та праву частини рівняння (1.30) на величину $M_{\text{пов}}$, отримаємо

$$h_2 + h_2 (M_{\text{п}} / M_{\text{пов}}) = h_1 + i_{\text{п}} (M_{\text{п}} / M_{\text{пов}}),$$

або в іншому вигляді

$$h_2 - h_1 = i_{\text{п}} (M_{\text{п}} / M_{\text{пов}}) - h_2 (M_{\text{п}} / M_{\text{пов}}). \quad (1.31 \text{ а})$$

Проаналізуємо отримане рівняння (1.31 а): чисельне значення величини ентальпії пари складає біля 2500 кДж/кг; максимальне значення ентальпії повітря при використанні його для вентиляції та кондиціонування повітря складає біля $h_{2 \text{ max}} = 100$ кДж/кг.

Тому з достатньою для практичних розрахунків точністю, яка складає біля 5 %, складовою $h_2 (M_{\text{п}} / M_{\text{пов}})$ можна знехтувати, і вираз

(1.31 а) можна переписати у наступному вигляді

$$h_2 - h_1 = i_{\text{п}} (M_{\text{п}} / M_{\text{пов}}). \quad (1.31 \text{ б})$$

Запишемо також рівняння балансу за вологою, після відповідного перетворення якого отримаємо

$$\frac{d_2 - d_1}{1000} = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{пов}}} - d_2 \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{пов}}}. \quad (1.32 \text{ а})$$

Нехтуючи складовою $d_2 \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{пов}}}$ з похибкою, що не перевищує 5 %, вираз (1.32 а) можна переписати у наступному вигляді

$$\frac{d_2 - d_1}{1000} = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{пов}}}. \quad (1.32 \text{ б})$$

Розділимо вираз (1.31 б) на вираз (1.32 б), отримаємо

$$\frac{h_2 - h_1}{d_2 - d_1} 1000 = i_{\text{п}} = \varepsilon. \quad (1.33)$$

Таким чином у даному процесі кутовий коефіцієнт променя процесу чисельно дорівнює ентальпії пари, що підмішується до повітря.

Позначимо $\varepsilon = (\Delta h / \Delta d) 1000$.

Побудуємо процес з отриманим кутовим коефіцієнтом променя процесу в h - d діаграмі (див. рис. 1.10).

За заданими характеристиками h_1, d_1 позначимо в h - d діаграмі точку 1.

За умови, що $\varepsilon = i_{\text{п}}$, задаємося довільним значенням величини Δh і визначаємо величину $\Delta d = (\Delta h 1000) / i_{\text{п}}$.

Обчислюємо довільні значення $h_{\text{м}}$ та $d_{\text{м}}$:

$$h_{\text{м}} = h_1 + \Delta h; \quad d_{\text{м}} = d_1 + \Delta d.$$

Перетин отриманих значень $h_{\text{м}}$ та $d_{\text{м}}$ дає довільну проміжну точку m , з'єднавши яку з точкою 1, отримуємо напрямку кутового коефіцієнта променя процесу ε .

Для знаходження кінцевих параметрів пароповітряної суміші достатньо обчислити одну з її характеристик, наприклад, кінцеве значення вологовмісту згідно з рівнянням (1.32 б)

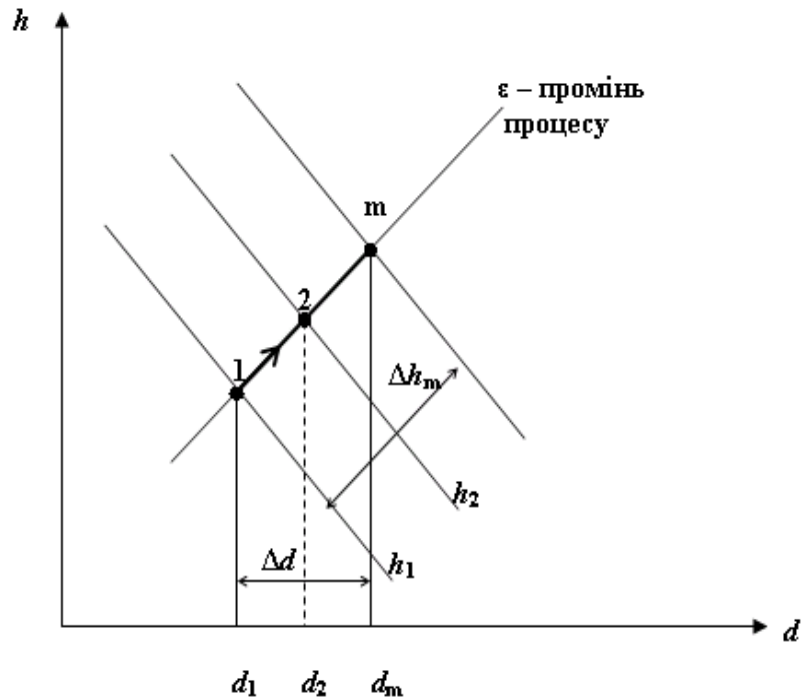


Рис. 1.10. Побудова кутового коефіцієнта променя процесу

$$d_2 = d_1 + (M_{\text{п}} / M_{\text{пов}}) 1000, \text{ г/кг с.п.}$$

Перетин величини d_2 з напрямком кутового коефіцієнта променя процесу дає точку 2, в якій можна визначити решту характеристик суміші.

Кутовий масштаб в h- d діаграмі

Для побудови кутового масштабу задаємо початкові параметри повітря: $h_1 = 0$; $d_1 = 0$ (точка 0 на рис. 1.11).

Позначимо кінцеві значення пароповітряної суміші для різних процесів: h_2 і d_2 .

Тоді значення кутового коефіцієнта променя процесу

$$\varepsilon = \frac{h_2 - h_1}{d_2 - d_1} 1000 = \frac{h_2}{d_2} 1000.$$

Оскільки раніше було показано, що промінь процесу – це пряма лінія, то можливо задати будь-яке кінцеве значення вологовмісту d_2 , наприклад візьмемо $d_2 = 1$ г/кг с.п.

Беручи значення ентальпії $h_2 = 0, 1, 2, 3, \dots, n$, перетинаємо їх з величиною вологовмісту $d_2 = 1$ г/кг с.п, отримуємо точки 2. З'єднуємо

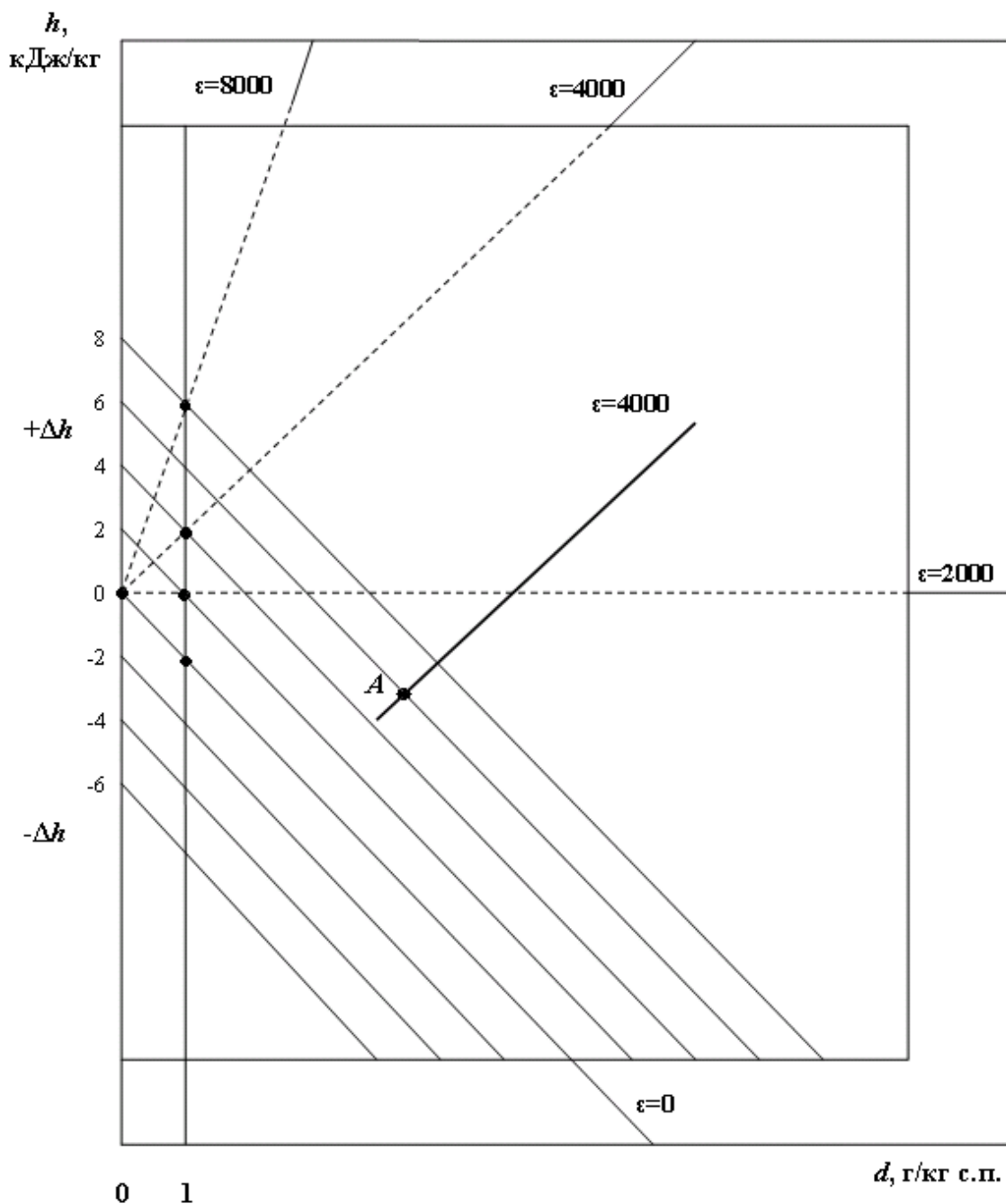


Рис. 1.11. Кутовий масштаб в $h-d$ діаграмі

прямою лінією точку 0 і точки 2, отримуємо промені процесів з чисельними значеннями кутових коефіцієнтів: $\varepsilon_0 = (0 \cdot 1000)/1 = 0$; $\varepsilon_1 = (1 \cdot 1000)/1 = 1000$; $\varepsilon_2 = (2 \cdot 1000)/1 = 2000$; , $\varepsilon_{20} = (20 \cdot 1000)/10 = 20000$ кДж/кг вологи, і т.ін.

Над кожним з променів процесів позначається чисельне значення кутового коефіцієнта.

В реальній $h-d$ діаграмі на допоміжних полях (зправа, зверху і знизу) нанесений кутовий масштаб.

Для того, щоби в $h-d$ діаграмі через задану точку провести напрямок кутового коефіцієнта променя процесу необхідно на допоміжному полі відшукати лінію з відомим значенням ε_i , а потім через цю точку провести лінію, яка паралельна відомому значенню ε_i (див., наприклад, зображений на рис. 1.11 кутовий коефіцієнт променя процесу $\varepsilon = 4000$ кДж/кг вологи).

Запитання та завдання для самоконтролю

1. З яких елементів складається атмосферне (вологе) повітря?
2. Дайте визначення температур повітря за сухим і мокрим термометрами.
3. Назвіть характеристики атмосферного (вологого) повітря?
4. Для чого використовується $h-d$ – діаграма вологого повітря?
5. У якому співвідношенні поділяє точка суміші відрізки на цій прямій по відношенню до витрат повітря, що входять до суміші?
6. Назвіть основні процеси зміни стану повітря при його обробленні.
7. Дайте визначення кутового коефіцієнта променя процесу.
8. Як в $h-d$ – діаграмі через задану точку провести відповідний напрямок кутового коефіцієнта променя процесу?

ТЕПЛОВИЙ ТА ВОЛОГІСНИЙ РЕЖИМИ ПРИМІЩЕНЬ

2.1. Мікроклімат приміщень

У приміщеннях житлових, громадських та промислових будівель мають підтримуватися необхідні метеорологічні умови, що визначаються санітарно-гігієнічними нормами для нормального самопочуття людини чи вимогами технологічного процесу, тобто певний мікроклімат. У зв'язку з тим, що огорожуючі конструкції будівель не повністю захищають їх від впливу зовнішнього клімату, для цілорічного створення комфортних умов у приміщеннях призначені системи опалення, вентиляції, кондиціонування.

На теплове відчуття людини і його комфорт впливають декілька факторів, найважливішими з яких є:

- температура повітря у приміщенні $t_{\text{вн}}$, °С;
- середня температура огорожуючих конструкцій (радіаційна температура приміщення) t_R , °С;
- швидкість (рухомість) повітря у приміщенні $v_{\text{вн}}$, м/с;
- відносна вологість середовища ϕ , %;
- рівень метаболізму людини, Вт/м² (мет.);
- термічний опір убрання людини, (м²·К)/Вт (кло).

Сутність радіаційної температури приміщення обумовлюється виразом

$$t_R = \sum \phi_{\text{л-і}} t_i, \quad (2.1)$$

де $\phi_{\text{л-і}}$ - коефіцієнт опромінення людини і поверхонь з температурами t_i при знаходженні людини усередині приміщення.

Наближено радіаційна температура може бути визначена за формулою

$$t_R = \sum F_i t_i / \sum F_i, \quad (2.2)$$

де F_i – площі внутрішніх поверхонь з температурами t_i .

Спільний вплив $t_{\text{вн}}$ і t_R характеризується результуючою температурою приміщення $t_{\text{п}}$. Вона являє собою однорідну температуру огорожі, яка з погляду випромінювання є чорним тілом, таким, що променевий плюс конвективний теплообмін людини, яка перебуває усередині нього, буде тим

самим, що і в реальному неоднорідному оточенні [1].

Результуюча температура в приміщеннях залежить від необхідних умов мікроклімату, які можуть бути оптимальними і допустимими.

Оптимальні параметри мікроклімату є така сукупність показників мікроклімату, при якій при продовжуваному і систематичному впливу на людину зберігається теплова рівновага в організмі та відсутня напруга в його системі терморегуляції, і відчуття комфорту не менше ніж у 80 % людей, що знаходяться у приміщенні. Окрім оптимальних параметри можуть бути і *підвищено оптимальними*.

Допустимі параметри мікроклімату є така сукупність кількісних показників мікроклімату, при якій при продовжуваному і систематичному впливу на людину можуть виникати зміни теплового стану організму, що супроводжуються напругою в його системі терморегуляції, але які не виходять за межі фізіологічних властивостей та швидко нормалізуються. При цьому не виникає пошкоджень або порушень стану здоров'я, але можуть мати місце дискомфортні теплові відчуття, погіршення самопочуття і зниження працездатності. Окрім допустимих параметри можуть бути і *обмежено допустимими*.

Умови оточуючого середовища, при яких нормальний тепловий стан людини порушується, зветься *дискомфортними*.

Окрім цього, в межах кожної з умов мікроклімату результуюча температура залежить від рівня метаболізму людини, тобто надходження від неї питомого потоку теплоти (визначається станом людини та категорією виконуваних робіт), а також термічного опору одягу людини.

Зазначимо, що одиницею рівня метаболізму є $\text{Вт}/\text{м}^2$, або мет (1 мет = 58 $\text{Вт}/\text{м}^2$, а термічного опору убрання людини – $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, або кло (1 кло = 0,155 $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$).

Слід зазначити, що необхідні параметри мікроклімату слід підтримувати в тій частині приміщення, де людина знаходиться протягом робочого часу.

Вона зветься робочою зоною або зоною обслуговування.

При визначенні розрахункових метеорологічних умов у приміщенні враховується властивість людського організму пристосовуватися до кліматичних умов у різну пору року, інтенсивність виконуваної роботи та характер надходжень теплоти та вологи до приміщень.

Розрізняють три періоди року:

- *холодний*, коли середньодобова температура зовнішнього повітря

$$t_3 < 8 \text{ } ^\circ\text{C};$$

- *теплий*, коли $t_3 > 8 \text{ } ^\circ\text{C}$;

- *перехідний*, коли $t_3 = 8 \text{ } ^\circ\text{C}$.

За тяжкістю виконання всі роботи розділені на наступні категорії:

- стан спокою людини;

- легка робота ;

- робота середньої тяжкості;

- важка фізична робота.

Температурний стан в приміщенні визначається двома умовами комфортності.

Перша умова комфортності встановлює зв'язок між радіаційною температурою приміщення t_R і температурою внутрішнього повітря $t_{\text{вн}}$, при яких людина, що знаходиться всередині робочої зони, не відчуває перегріву або переохолодження.

Для більшості приміщень житлових та громадських будівель перша умова комфортності характеризується формулами:

для холодного періоду року

$$t_R = 1,57 t_{\text{п}} - 0,57 t_{\text{вн}} \pm 1,5; \quad (2.3)$$

для теплого періоду року

$$t_R = 1,50 t_{\text{п}} - 0,5 t_{\text{вн}} \pm 1,5. \quad (2.4)$$

Вплив температури $t_{\text{вн}}$ і t_R на комфортний стан людини наведено на рис. 2.1 [2].

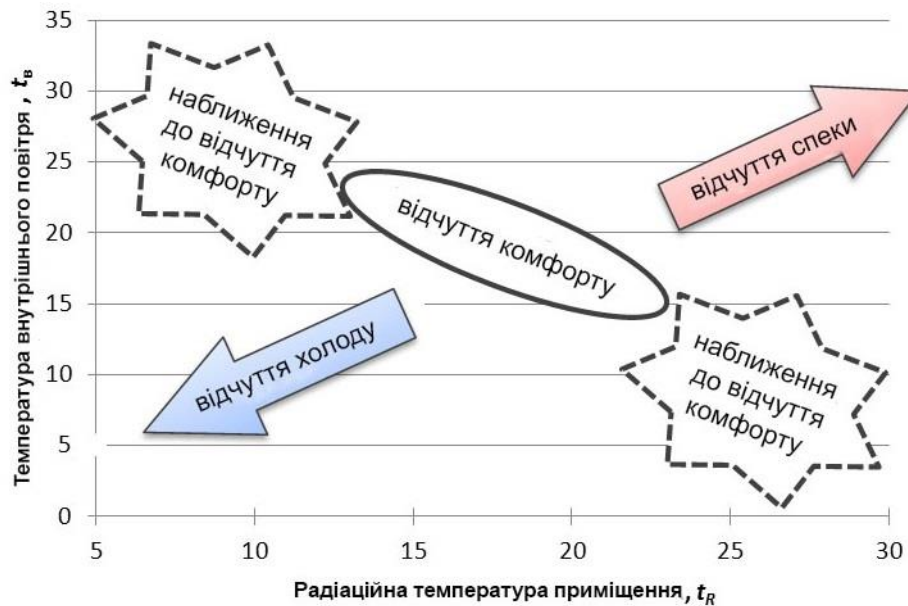


Рис. 2.1. Умови комфортного стану людини

Дослідженнями встановлено, що для наближеного виконання умов температурного комфорту зниженню температури $t_{вн}$ повинно відповідати певне підвищення температури t_R . Голова людини, наприклад, більш вразлива до радіаційного перегріву і переохолодження, а для ніг важлива температура поверхні підлоги, яка може бути нижчою за температуру повітря у приміщенні не більше ніж на 2 – 2,5 °С.

Відчутна різниця між $t_{вн}$ і t_R виникає при променевому і повітряному опаленні, а також при вельми розвинених холодних поверхнях зовнішніх огорожень у приміщенні (дві і більше зовнішніх стіни).

Друга умова комфортності визначає допустимі температури поверхонь при знаходженні людини біля них. Допустима температура стелі та внутрішніх стін визначається за формулами:

- для нагрітої поверхні

$$t_{наг} \leq 19,2 + 8,7 / \varphi_{л-пов}; \quad (2.5)$$

- для холодної поверхні

$$t_{хол} \geq 23 - 5 / \varphi_{л-пов}, \quad (2.6)$$

де $\varphi_{л-пов}$ – коефіцієнт опромінення між головою людини і даною поверхнею.

При відомому характерному розмірі поверхні $l = \sqrt{F_{пов}}$, де $F_{пов}$ – площа поверхні, та відстані від голови людини до поверхні x , коефіцієнт $\varphi_{л-пов}$

можна визначити за формулою [3]

$$\varphi_{\text{л-пов}} = 1 - 0,8 (x / l).$$

На холодній поверхні не повинна конденсуватися волога з повітря, тобто температура поверхні повинна бути вища за температуру точки роси.

Виходячи з розглянутих умов нормами встановлюються допустимі температури нагрівальних приладів. В зоні до 1 м від рівня підлоги температура приладів повинна бути не більша як 95 °С (для лікарень та дитячих закладів 85 °С), в зоні вище 1 м – до 45 °С, температура нагрітих поверхонь і огорожень обладнання не повинна перевищувати 45 °С [4].

Згідно з температурними умовами встановлюються відносна вологість і швидкість (рухомість) повітря.

2.1.1. Параметри мікроклімату в зоні обслуговування та робочій зоні приміщень житлових, громадських та адміністративно-побутових будівель

В табл. 2.1 наведена область застосування підвищено оптимальних, оптимальних, допустимих та обмежено допустимих параметрів мікроклімату; в табл. 2.2 наведені значення рівня метаболізму людини в залежності від її стану та категорії виконуваних робіт, в табл. 2.3 – значення термічного опору типових комбінацій одягу людини, на рис. 2.2 – 2.4 – значення результуючої температури для підвищено оптимальних, оптимальних і допустимих умов мікроклімату, в табл. 2.4 – діапазон результуючої температури приміщень для опалення і охолодження, в табл. 2.5 – значення температур поверхні підлоги, а в табл. 2.6 – відносної вологості повітря у приміщеннях [1].

Таблиця 2.1. Умови та область застосування параметрів мікроклімату

Умови мікроклімату	Область застосування
Підвищені оптимальні	Приміщення з дуже чутливими та слабкими людьми з особливими потребами, такими як: інваліди, хворі, маленькі діти та люди похилого віку
Оптимальні	Приміщення з постійним перебуванням людей у нових будівлях і в існуючих будівлях при реконструкції та капітальному ремонті, у тому числі термомодернізації існуючої будівлі
Допустимі	Приміщення з тимчасовим перебуванням людей у нових будівлях і в існуючих будівлях при реконструкції та капітальному ремонті, у тому числі термомодернізації існуючої будівлі
Обмежено допустимі	Будівлі з обмеженим використанням упродовж року

Таблиця 2.2. Рівень метаболізму людини залежно від її стану та категорії виконуваних робіт

Стан людини, категорія робіт	Рівень метаболізму	
	Вт/м ²	мет
Напівлежачий	46	0,8
Сидячий, розслаблений	58	1,0
Робота сидячи (в офісі, удома, заняття в школі, у лабораторії)	70	1,2
Робота стоячи, легка (закупівля товарів, робота в лабораторії, робота на підприємствах легкої промисловості)	93	1,6
Робота стоячи, середня (продавець, побутова робота, робота за верстатами)	116	2,0
Ходіння по рівнинній місцевості:		
2 км/год	110	1,9
3 км/год	140	2,4
4 км/год	165	2,8
5 км/год	200	3,4

Таблиця 2.3. Термічний опір типових комбінацій одягу людини

Робочий одяг	Термічний опір комбінації одягу		Повсякденний одяг	Термічний опір комбінації одягу	
	$\frac{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}{\text{Вт}}$	ккло		$\frac{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}{\text{Вт}}$	ккло
Штани, комбінезон, шкарпетки, черевики	0,110	0,70	Труси, футболка, шорти, світлі шкарпетки, босоніжки	0,05	0,30
Труси, сорочка, костюм, шкарпетки, черевики	0,125	0,80	Труси, теніска, світлі брюки, світлі шкарпетки, черевики	0,08	0,50
Труси, сорочка, штани, халат, шкарпетки, черевики	0,140	0,09	Труси, спідня спідниця, панчохи, плаття, взуття	0,105	0,70
Спідня білизна з короткими рукавами та штанинами, сорочка, брюки, жакет, шкарпетки, взуття	0,155	1,00	Спідня білизна, сорочка, брюки, шкарпетки, черевики	0,110	0,70
Спідня білизна з довгими штанинами, терможакет, шкарпетки, черевики	0,185	1,20	Труси, сорочка, брюки, куртка, шкарпетки, черевики	0,155	1,00
Спідня білизна з короткими рукавами та штанинами, сорочка, штани, стьобана із зовнішньою оболонкою куртка та комбінезон, шкарпетки, взуття, шапка, рукавички	0,220	1,40	Труси, панчохи, блузка, довга спідниця, піджак, туфлі	0,170	1,10
Спідня білизна з короткими рукавами та штанинами, сорочка, штани, жакет, важка стьобана куртка із зовнішньою оболонкою та комбінезон, шкарпетки, черевики	0,310	2,00	Спідня білизна з довгими рукавами та штанинами, сорочка, штани, пуловер з V-подібним вирізом, піджак, шкарпетки, черевики	0,200	1,30
Спідня білизна з довгими рукавами та штанинами, терможакет та брюки, стьобана куртка, стьобаний комбінезон, шкарпетки, взуття, шапка, рукавички	0,395	2,55	Спідня білизна з довгими рукавами та штанинами, сорочка, брюки, жилетка, піджак, пальто, шкарпетки, черевики	0,230	1,50

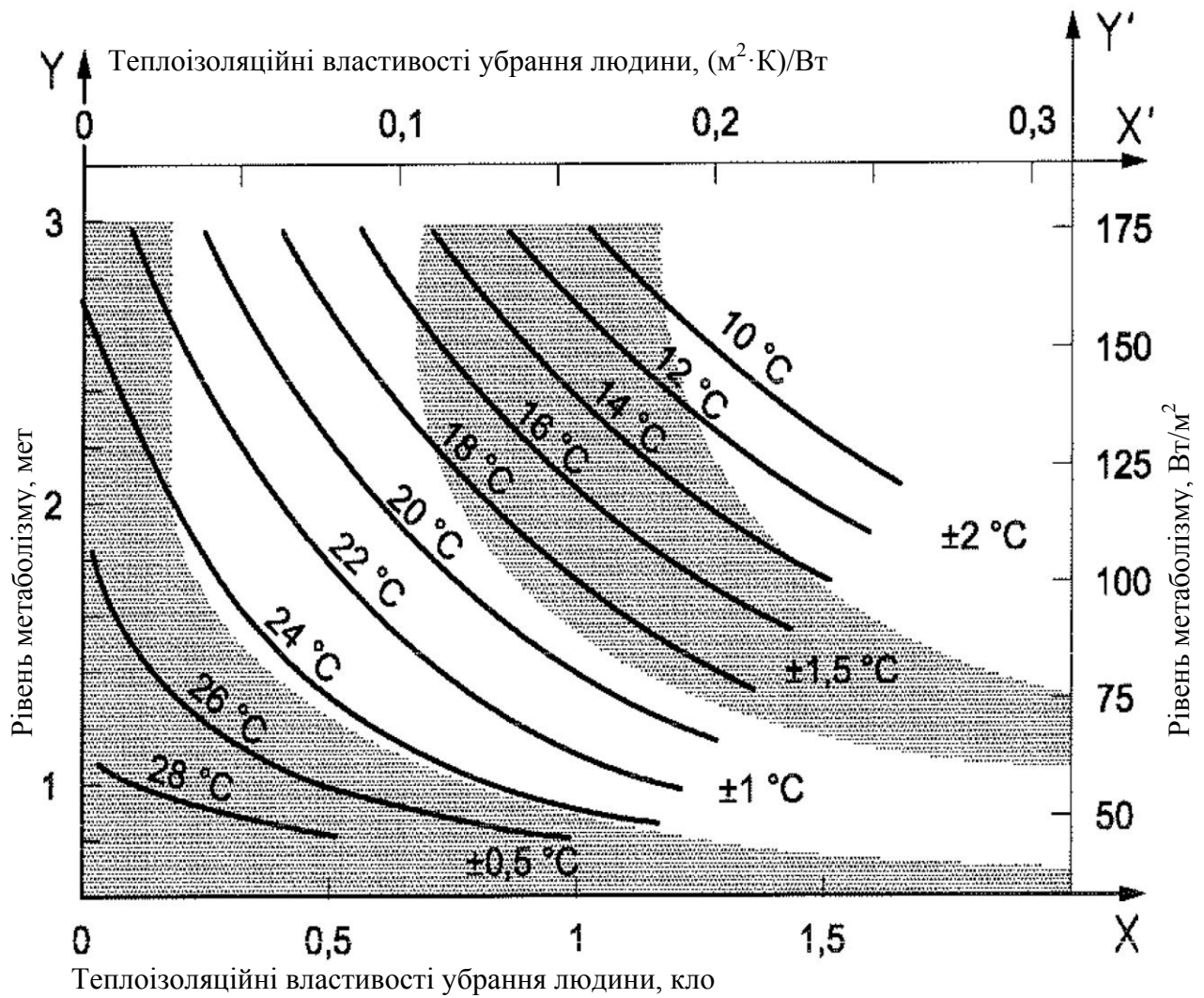


Рис.2.2. Резульгуюча температура та її допустимий діапазон для підвищених оптимальних умов мікроклімату приміщення

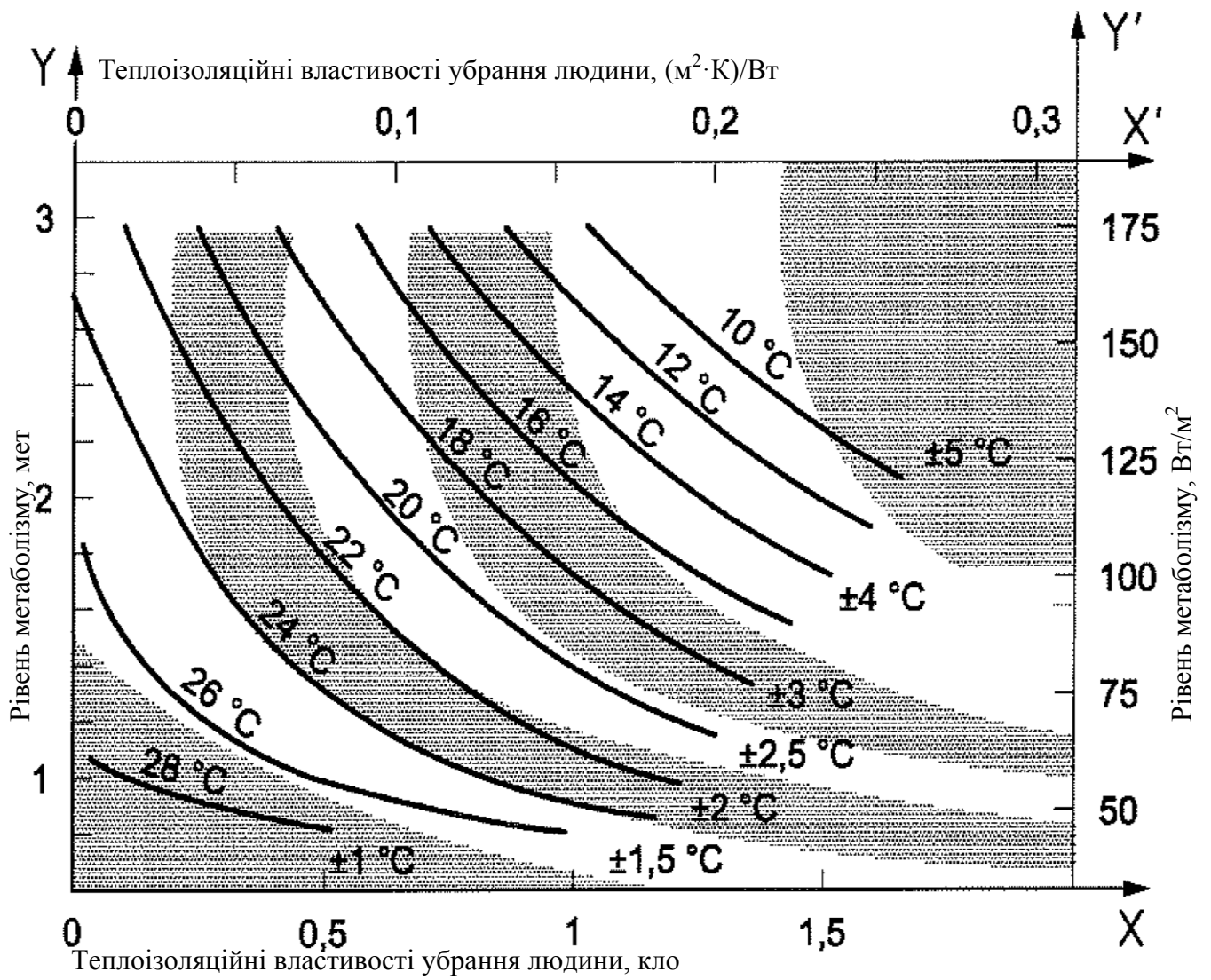


Рис. 2.3. Результуюча температура та її допустимий діапазон для оптимальних умов мікроклімату приміщення

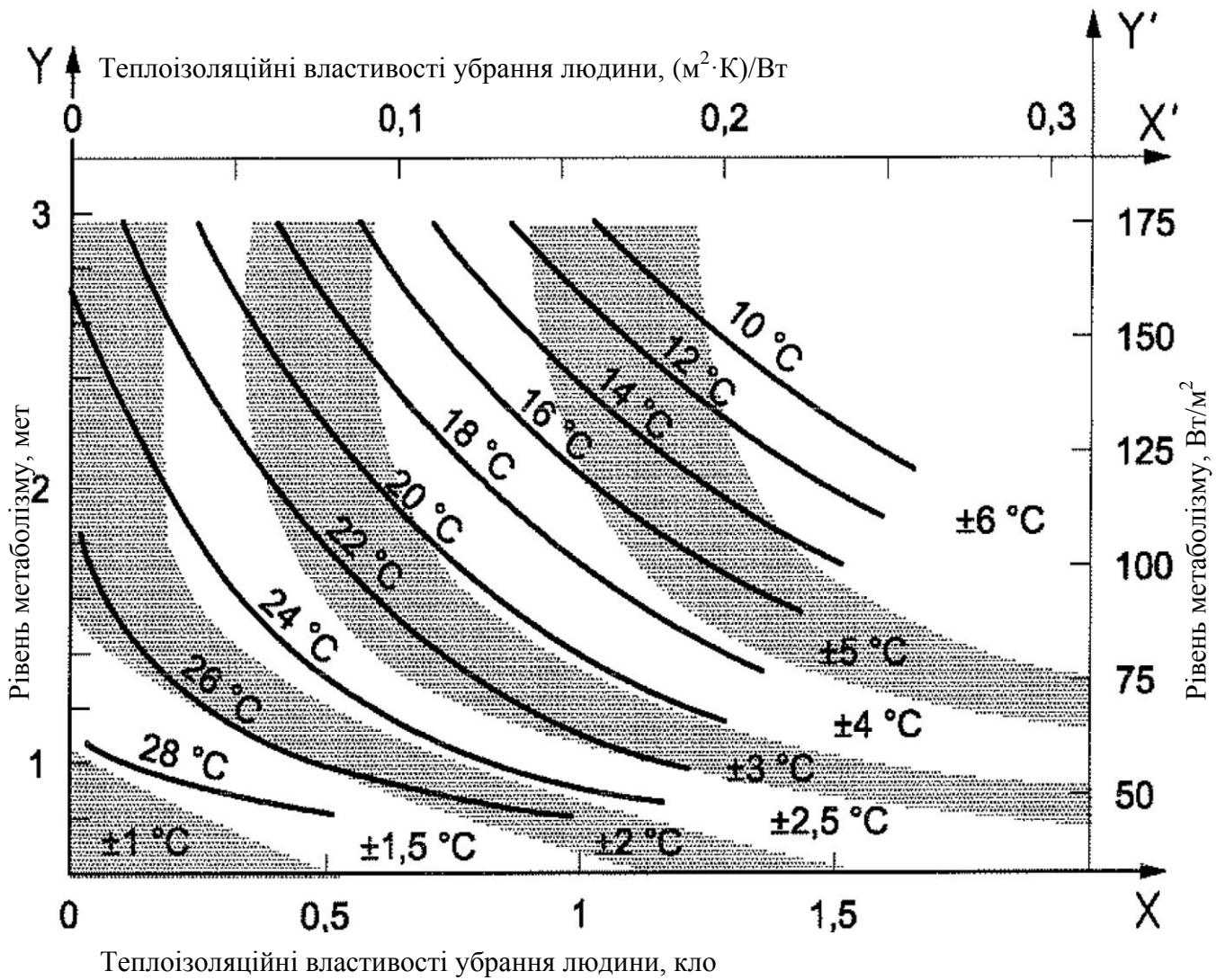


Рис. 2.4. Результуюча температура та її допустимий діапазон для допустимих умов мікроклімату приміщення

Таблиця 2.4. Діапазони результуючої температури приміщень для опалення та охолодження

Тип будівлі/приміщення	Умови мікроклімату	Результуюча температура, °С	
		Діапазон в опалювальний період (у холодний період), приблизно 1,0 кло	Діапазон в період охолодження (у теплий період), приблизно 0,5 кло
Житлові будівлі: житлові об'єми (спальна кімната, вітальня, кабінет, кухня-їдальня тощо) Сидяча діяльність – приблизно 1,2 мет	Підвищено оптимальні	22,0 ± 1,0	24,5 ± 1,0
	Оптимальні	22,0 ± 2,0	24,5 ± 1,5
	Допустимі	22,0 ± 3,0	24,5 ± 2,5
Житлові будівлі: інші об'єми (кухня, гардеробна, кладова тощо) Стояння-ходьба – приблизно 1,5 мет	Підвищено оптимальні	19,5 ± 1,5	-
	Оптимальні	19,5 ± 3,0	-
	Допустимі	19,5 ± 4,0	-
Житлові будівлі: ванна кімната Стояння-ходьба при 0,2 кло – приблизно 1,6 мет	Підвищено оптимальні	25,0 ± 0,5	-
	Оптимальні	25,0 ± 1,5	-
	Допустимі	25,0 ± 2,0	-
Окремий звичайний офіс (комірковий офіс) Сидяча діяльність – приблизно 1,2 мет	Підвищено оптимальні	22,0 ± 1,0	24,5 ± 1,0
	Оптимальні	22,0 ± 2,0	24,5 ± 1,5
	Допустимі	22,0 ± 3,0	24,5 ± 2,5
Просторий ландшафтний офіс (офіс з відкритим плануванням) Сидяча діяльність – приблизно 1,2 мет	Підвищено оптимальні	22,0 ± 1,0	24,5 ± 1,0
	Оптимальні	22,0 ± 2,0	24,5 ± 1,5
	Допустимі	22,0 ± 3,0	24,5 ± 2,5
Універмаг/ музей/ галерея Стояння-ходьба – приблизно 1,6 мет	Підвищено оптимальні	19,0 ± 1,5	23,0 ± 1,0
	Оптимальні	19,0 ± 3,0	23,0 ± 2,0
	Допустимі	19,0 ± 4,0	23,0 ± 3,0
Аудиторія, клас Сидяча діяльність – приблизно 1,2 мет	Підвищено оптимальні	22,0 ± 1,0	24,5 ± 1,0
	Оптимальні	22,0 ± 2,0	24,5 ± 1,5
	Допустимі	22,0 ± 3,0	24,5 ± 2,5
Конференц зала Сидяча діяльність – приблизно 1,2 мет	Підвищено оптимальні	22,0 ± 1,0	24,5 ± 1,0
	Оптимальні	22,0 ± 2,0	24,5 ± 1,5
	Допустимі	22,0 ± 3,0	24,5 ± 2,5
Кафетерій/ресторан Сидяча діяльність – приблизно 1,2 мет	Підвищено оптимальні	22,0 ± 1,0	24,5 ± 1,0
	Оптимальні	22,0 ± 2,0	24,5 ± 1,5
	Допустимі	22,0 ± 3,0	24,5 ± 2,5

Таблиця 2.5 – Температура поверхні підлоги у приміщеннях

Умови мікроклімату	Температура поверхні підлоги, °С
Підвищені оптимальні	19 – 29
Оптимальні	19 – 29
Допустимі	17 – 31

Таблиця 2.6. Відносна вологість повітря у приміщеннях

Умови мікроклімату	Відносна вологість повітря, %
Підвищені оптимальні	30–50
Оптимальні	25–60
Допустимі	20–70
Обмежено допустимі	менше 20 та більше 70

Швидкість руху повітря у приміщеннях житлових, громадських та адміністративно-побутових будівель слід брати в межах 0,2 ... 0,5 м/с для теплого періоду року і 0,2 ... 0,3 м/с – для холодного періоду року.

2.1.2. Нормативні параметри повітря в робочій зоні виробничих приміщень

Значення температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні виробничих приміщень наведені в табл. 2.7.

Примітки до табл. 2.7:

1. Для виробничих приміщень, які розташовані у районах з розрахунковою температурою зовнішнього повітря 25 °С та вище для найжаркішої доби забезпеченість 0,95, температуру повітря t_{pm} , °С, на робочих місцях у теплий період року допускається приймати вище зазначених у колонках 6 і 7 табл. 2.7, але не більше ніж на 3 °С для постійних робочих місць і не більше ніж на 2 °С для непостійних робочих місць. При цьому на кожний градус різниці температур ($t_{pm} - 28$ °С) слід збільшувати швидкість руху повітря на 0,1 м/с, але не більше ніж на 0,3 м/с вище швидкості, зазначеної у колонці 9 табл.2.7.

2. На кожний градус різниці температур ($t_{pm} - 24$ °С) допускається приймати відносну вологість повітря на 5 % нижче відносної вологості, зазначеної у колонці 8 табл. 2.7.

3. У кліматичних зонах з високою відотною вологістю повітря (поблизу морів, озер тощо), а також при застосуванні адиабатного охолодження припливного повітря для забезпечення на робочих місцях температур повітря, що зазначені у колонках 6 і 7 табл.2.7, допускається приймати відносну вологість повітря на 10 % вище відносної вологості, яка визначена згідно з п.2.

Таблиця 2.7. Нормативні параметри повітря в робочій зоні виробничих приміщень

Період року	Категорія робіт	Оптимальні норми на постійних і непостійних робочих місцях			Допустимі норми			
		Температура повітря, °С	Відносна вологість повітря, %	Швидкість руху повітря, м/с, не більше	Температура повітря, °С		Відносна вологість повітря, %, не більше	Швидкість руху повітря, м/с, не більше
					на постійних робочих місцях	на непостійних робочих місцях		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Холодний і перехідні умови	Легка: Іа	22 – 24	60 – 40	0,1	21 – 25	18 – 26	75	0,1
	Іб	21 – 23	60 – 40	0,1	20 – 24	17 – 25	75	0,2
	Середньої важкості: Іа	19 – 21	60 – 40	0,2	17 – 23	15 – 24	75	0,3
	Іб	17 – 19	60 – 40	0,2	15 – 21	13 – 23	75	0,4
	Важка: ІІІ	16 – 18	60 – 40	0,3	13 – 19	12 – 20	75	0,5
Теплий	Легка: Іа	23 – 25	60 – 40	0,1	22 – 28	20 – 30	75	0,2
	Іб	22 – 24	60 – 40	0,2	21 – 28	19 – 30	75	0,3
	Середньої важкості: Іа	21 – 23	60 – 40	0,3	18 – 27	17 – 29	75	0,4
	Іб	20 – 22	60 – 40	0,3	15 – 27	15 – 29	75	0,5
	Важка: ІІІ	18 – 20	60 – 40	0,4	15 – 26	13 – 28	75	0,6

2.1.3. Вибір параметрів внутрішнього повітря

● При розрахунках систем опалення та вентиляції для холодного періоду року параметри мікроклімату беруть:

- в зоні обслуговування житлових, громадських та адміністративно-

побутових приміщень температуру та швидкість руху повітря – за даними рис. 2.2 і табл. 2.4 та 2.6, - як правило, у межах оптимальних норм, хоча для деяких приміщень допускається брати ці параметри у межах підвищених оптимальних норм, а для приміщень з відсутніми місцями постійного перебування людей – в межах допустимих норм;

- в робочій зоні виробничих приміщень температуру та швидкість повітря – за даними табл. 2.7 у межах оптимальних норм, а на робочих місцях допускається брати ці параметри у межах допустимих норм.

• При розрахунках системи вентиляції в теплий період року в зоні обслуговування та в робочій зоні громадських, адміністративно-побутових та виробничих приміщень температуру та швидкість повітря – за даними рис. 2.2 і табл. 2.4, 2.6, 2.7 у межах оптимальних норм, а для виробничих приміщень з надлишками теплоти допускається брати температуру повітря збільшену не більше ніж на 4 °С розрахункової температури зовнішнього повітря у теплий період року для найжаркішої доби забезпеченістю 0,95.

В приміщеннях з вентиляторами допускається збільшувати максимальну результуючу температуру повітря за рахунок підвищення швидкості руху повітря згідно з рис. 2.4.

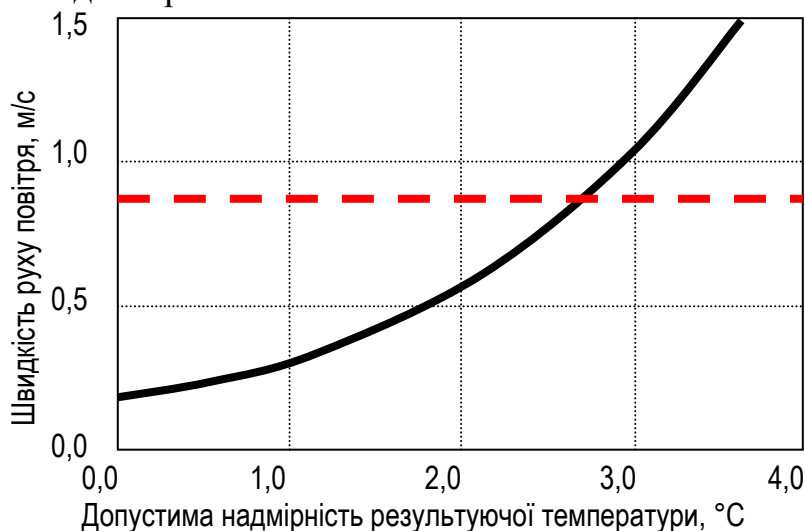


Рис. 2.5. Допустиме підвищення результуючої температури

В теплий період року параметри мікроклімату не нормуються для наступних приміщень:

- житлових будинків (крім приміщень з системами кондиціонування та охолодження повітря);

- громадських, адміністративно-побутових та виробничих будівель у періоди, коли їх не використовують, і у неробочий час.

• Відносну вологість повітря при розрахунках систем опалення та вентиляції приміщень всіх будівель рекомендується брати у межах оптимальних норм, а для кліматичних районів з відносною вологістю зовнішнього повітря у липні, яка дорівнює або більша за 75 %, допускається брати її до 75 %.

• Параметри мікроклімату приміщень при кондиціонуванні та охолодженні повітря в теплий період року беруть в межах оптимальних норм для всіх будівель згідно з наведеними вище даними, а відносну вологість в робочій зоні або в зоні обслуговування допускається брати за допустимими нормами.

2.2. Розрахункові параметри зовнішнього повітря

До параметрів зовнішнього повітря відносяться:

- температура t_3 , °С ;
- відносна вологість ϕ_3 , %;
- ентальпія h_3 , кДж/кг;
- вологовміст d_3 , г/кг с.п;
- швидкість вітру v_3 , м/с.

Температури зовнішнього повітря з відповідними показниками ступеня їх забезпеченості ($k_{заб} = 0,92; 0,98; 0,95; 0,99$), середня найхолоднішого місяця, середня за опалювальний період; продовжуваність опалювального періоду; розрахункові відносна вологість і швидкість вітру для холодного і теплого періодів року для деяких міст України наведені в табл. Д.1 дод. [5]. За аналітичними залежностями або за допомогою $h-d$ діаграми (див. розд.1) можуть бути визначені величини d_3 і h_3 відповідно.

Слід зазначити, що величина коефіцієнта забезпеченості параметрів зовнішнього повітря, за аналогією з параметрами внутрішнього повітря, показує в долях допустиме відхилення від розрахункових умов. Наприклад, якщо $k_{заб} = 0,92$, то це означає, що тільки в восьми холодних зимах із ста (або в чотирьох із п'ятидесяти) можуть бути відхилення умов в приміщенні від розрахункових.

Вибір температури зовнішнього повітря. При розрахунках систем опалення, вентиляції та кондиціювання повітря з метою забезпечення нормованих параметрів мікроклімату в приміщеннях житлових, громадських, адміністративно-побутових та виробничих будівель температуру зовнішнього повітря у відповідних районах будівництва беруть:

- системами опалення, вентиляції та кондиціювання повітря у холодний період року – температуру зовнішнього повітря для найхолоднішої п'ятиденки забезпеченістю 0,92;

- системами вентиляції та повітряного душування в теплий період року – температуру зовнішнього повітря для найжаркішої п'ятиденки забезпеченістю 0,99;

- системами кондиціювання та охолодження повітря в теплий період року – температуру зовнішнього повітря для найжаркішої доби забезпеченістю 0,95;

- допускається для систем кондиціювання та охолодження повітря приміщень будівель у сільській місцевості в теплий період року брати розрахункову температуру зовнішнього повітря для найжаркішої п'ятиденки забезпеченістю 0,99;

- розрахункову відносну вологість та швидкість повітря беруть у холодний період року беруть для січня місяця, а у теплий – для липня;

- при проектуванні систем вентиляції, кондиціювання та охолодження повітря будівель у містах з населенням більше 100 тисяч, а також при

розташуванні приймальних пристроїв зовнішнього повітря на південно-східному, південному або південно-західному фасадах будівлі рекомендується приймати температуру зовнішнього повітря в теплий період року до 3 °С більшою за розрахункову;

- температуру зовнішнього повітря для перехідних умов року слід брати не менше ніж 8 °С, але не вище ніж 14 °С.

2.3. Теплові втрати приміщеннями

Теплові втрати приміщеннями житлових, громадських та промислових будівель, кВт, розраховуються для холодного періоду року за формулою

$$Q_{\text{втр}} = \Sigma Q_{\text{обг.}i} + Q_{\text{інф}}, \quad (2.7)$$

де $\Sigma Q_{\text{обг.}i}$ – сумарні втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції (зовнішні стіни, вікна, зовнішні двері, перекриття для останнього поверху, підлогу для першого поверху), кВт; $Q_{\text{інф}}$ – витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря, яке надходить до приміщень, кВт.

Втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції складаються з основних та додаткових і розраховуються для кожного елемента огорожувальної конструкції за формулою

$$Q_{\text{обг.}i} = (1/r_i) F_i \Delta t_i (1 + \Sigma \beta)_i n_i \cdot 10^{-3}, \quad (2.8)$$

або

$$Q_{\text{обг.}i} = K_i F_i \Delta t_i (1 + \Sigma \beta)_i n_i \cdot 10^{-3}, \quad (2.8 \text{ а})$$

де r_i – питомий термічний опір теплопередачі елемента огорожувальної конструкції, (м²·К)/Вт; F_i – поверхня елемента огорожувальної конструкції, що передає теплоту, м²; Δt_i – розрахункова різниця температур між внутрішнім та зовнішнім повітрям, °С; n_i – поправковий коефіцієнт на розрахункову різницю температур, залежить від геометричного положення елемента огорожувальної конструкції або його типу; $\Sigma \beta$ – додаткові втрати теплоти в частках до основних; K_i – коефіцієнт теплопередачі елемента огорожувальної конструкції, Вт/(м²·К).

а). Розрахунок термічного опору теплопередачі r_i (коефіцієнта теплопередачі $K_i = 1/r_i$) розглянемо на прикладі двошарової плоскої стінки з повітряним прошарком (див. рис.2.6).

$$r_i = \frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_3}, \quad (2.9)$$

де $\alpha_{вн}$ та α_3 – коефіцієнти тепловіддачі для внутрішнього та зовнішнього повітря відповідно, Вт/(м²·К) – див. табл. 2.9; δ_i та λ_i – товщина (м) та теплопровідність (Вт/(м·К)) матеріалів окремих шарів огорожень.

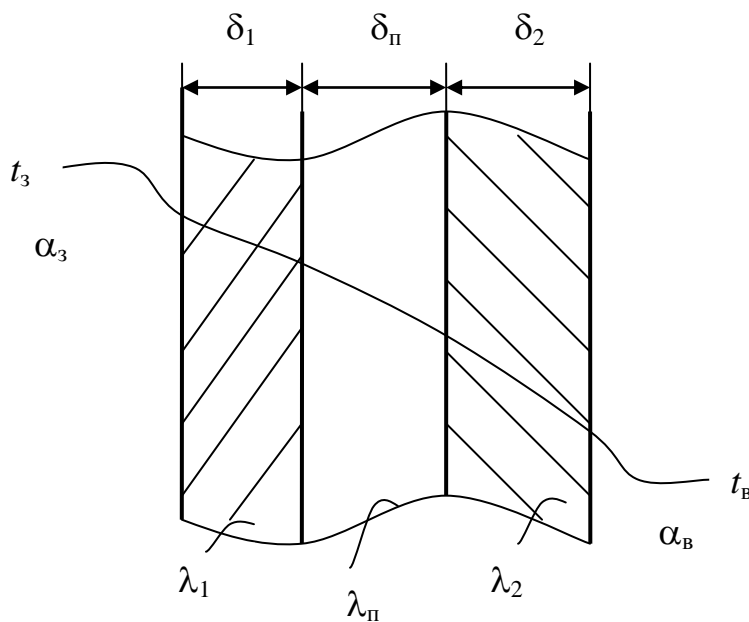


Рис. 2.6. Теплопередача через двошарову плоску стінку з повітряним прошарком

Теплопровідність деяких будівельних матеріалів огородних конструкцій наведена в табл. Д2 дод, а приведений опір теплопередачі склопакетів – в табл. Д3 дод. [6].

Для деяких огородних конструкцій будівель, що знаходяться в експлуатації, при відомих використаних матеріалах та їх товщинах і визначених з таблиць значеннях теплопровідності, а також коефіцієнтах тепловіддачі $\alpha_{вн}$ та α_3 , були розраховані коефіцієнти теплопередачі таких огорожень (див. табл. Д4 – Д6 дод.) [7].

Таблиця 2.9. Розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі внутрішньої $\alpha_{в}$ та зовнішньої $\alpha_{з}$ поверхонь огорожувальних конструкцій

Тип конструкції	Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м ² ·К)	
	$\alpha_{в}$	$\alpha_{з}$
Зовнішні стіни, дахи, покриття, перекриття над проїздами плоскі та з ребрами при відношенні висоти ребра h до відстані між гранями b сусідніх ребер $h/b \leq 0,3$	8,7	23
	$h/b > 0,3$	23
Перекриття горищ та холодних підвалів	8,7	12
Перекриття над холодними підвалами та технічними поверхнями, що розташовані нижче рівня землі	8,7	6
Вікна, балконні двері, вітражі та світлопрозорі фасадні системи	8,0	23
Зенітні ліхтарі	9,9	23

б). Поверхні огорожень F_i

Поверхні зовнішніх стін визначаються за зовнішніми розмірами, поверхні вікон – за розмірами у світлі, поверхні перекриття (підлоги) – за внутрішніми розмірами.

в). Різниця температур Δt_i :

Якщо висота приміщення $H_{п} \leq 4$ м (наприклад, житлові будівлі) – див. рис. 2.7, то величина $\Delta t = t_{вн} - t_{р.о}$.

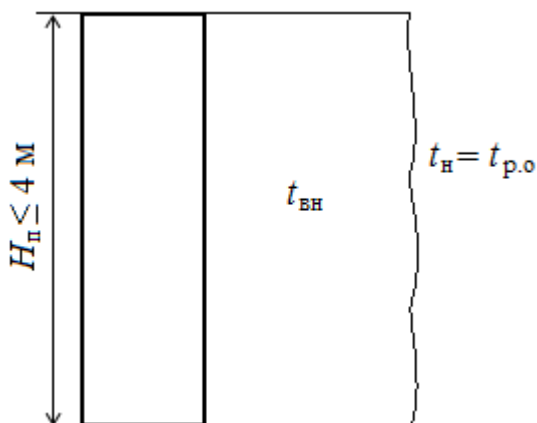


Рис. 2.7. Приміщення висотою до 4 м

Для промислових або деяких громадських будівель висотою $H_{п} > 4$ м (див. рис. 2.8) приміщення по висоті умовно поділяють на дві частини.

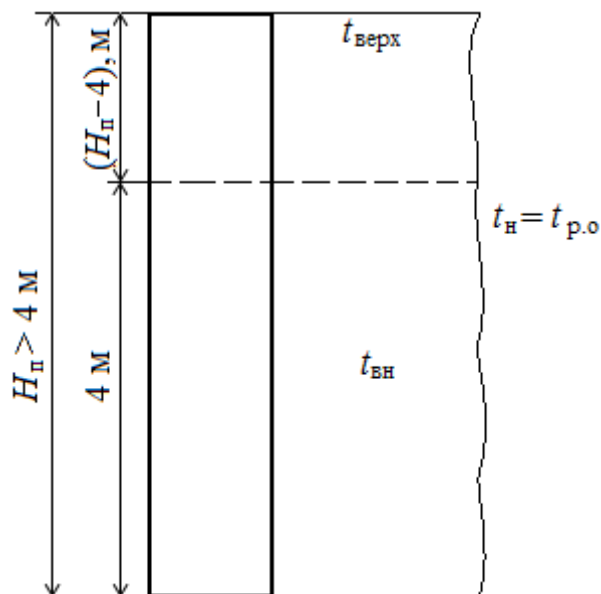


Рис. 2.8. Приміщення висотою більше як 4 м

Для першої частини приміщення, висота якої складає 4 м:

$$\Delta t_1 = t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о.}}$$

Для другої частини приміщення висотою більше як 4 м:

$$\Delta t_2 = \frac{t_{\text{вн}} + t_{\text{верх}}}{2} - t_{\text{р.о.}}, \quad (2.10)$$

де $t_{\text{верх}}$ – температура у верхній зоні приміщення, °С.

$$t_{\text{верх}} = t_{\text{вн}} + \kappa_{\text{н}} (H_{\text{п}} - 4), \quad (2.11)$$

де $\kappa_{\text{н}}$ – коефіцієнт наростання температури по висоті приміщення (в практичних розрахунках беруть величину $\kappa_{\text{н}} = 0,2 - 1,5$ К/м).

Для цих же приміщень висотою більше як 4 м при необхідності розрахунків втрат теплоти через перекриття використовують різницю температур Δt_3 , яка визначається наступним чином

$$\Delta t_3 = t_{\text{верх}} - t_{\text{р.о.}} \quad (2.12)$$

г). Поправка n_i – див. табл. 2.10.

Зменшення коефіцієнта $n < 1$, наприклад, для перекриттів з горищами, над холодними та неопалюваними підвалами, враховує насправді зниження розрахункової різниці температур Δt , визначити яку точно дуже складно,

Таблиця 2.10. Значення коефіцієнту n для різних огородних конструкцій

Огородні конструкції	n
Зовнішні стіни та покриття без горищ; перекриття з горищами (з дахом з одиничних матеріалів) та над проїздами	1
Покриття над холодними підвалами, які сполучаються з зовнішнім повітрям; перекриття з горищами (з дахом з рулонних матеріалів)	0,9
Перекриття над неопалюваними підвалами з світловими отворами в стінах	0,75
Перекриття над неопалюваними підвалами без світлових отворів в стінах, розташовані вище рівня землі	0,6
Перекриття над неопалюваними технічними підвалами, розташовані нижче рівня землі	0,4

тому в цих випадках і користуються наближеними значеннями коефіцієнта n , що наведений в табл. 2.10.

Значення додаткових втрат теплоти у частках до основних наведені в табл. 2.11[8].

Таблиця 2.11. Додаткові втрати теплоти

Фактор, яким зумовлені додаткові втрати	Огородження	β
Вітер із швидкістю 4,5 до 5 м/с	Зовнішні вертикальні і нахилені, орієнтовані на напрямок, звідки дме вітер у січні з повторюваністю не менше 15 %	0,05
Вітер із швидкістю 5 м/с і більше		0,10
Висотність будинків:	Зовнішні вертикальні і нахилені:	
10 . . .15 поверхів	перший та другий поверхи	0,10
	третій поверх	0,05
16 поверхів і більше	перший та другий поверхи	0,20
	третій поверх	0,15
	четвертий поверх	0,10

Примітка: при типовому проектуванні додаткові втрати на вітер враховуються у розмірі 0,05 для всіх приміщень

Витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря $Q_{\text{інф}}$, кВт, розраховуються для кожного опалюваного приміщення, яке має одне або більшу кількість вікон чи балконних дверей в зовнішніх стінах, виходячи з

необхідності забезпечення підігріву нагрівальними приладами зовнішнього повітря в об'ємі однократного повітрообміну за годину за формулою [8]

$$Q_{\text{інф}} = (1/3600) c_{\text{п}} \rho_{\text{п}} F_{\text{п}} h (t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}) \cdot 10^{-3}, \quad (2.13)$$

де $c_{\text{п}}$ – питома масова теплоємність повітря, Дж/(кг·К), яку можна взяти 1005 Дж/(кг·К); $\rho_{\text{п}}$ – густина повітря, кг/м³, яка розраховується за методикою розд.1, або її можна наближено взяти 1,2 кг/м³; $F_{\text{п}}$ – площа підлоги приміщення, м²; h – висота приміщення від підлоги до стелі, м, але не більше як 3,5 м.

Приміщення, з яких організована витяжна вентиляція з об'ємом витяжки, що перевищує однократний повітрообмін за годину, повинні, як правило, проектуватися з припливною вентиляцією підігрітим повітрям. При обґрунтуванні допускається забезпечувати підігрів зовнішнього повітря опалювальними приладами в окремих приміщеннях при об'ємі вентиляційного повітря, який не перевищує двох обмінів за годину. В приміщеннях, для яких нормами проектування будівель встановлений об'єм витяжки менше однократного повітрообміну за годину, величина $Q_{\text{інф}}$ розраховується як витрата теплоти на нагрівання повітря в об'ємі нормованого повітрообміну, тобто за формулою (2.13).

Витрати теплоти на нагрівання зовнішнього повітря, кВт, що надходить у вхідні вестибюлі (холи) і сходи клітки через зовнішні двері, які відкриваються в холодний період року, при відсутності повітряно-теплових завіс розраховуються за формулою

$$Q_{\text{інф}} = 0,7 V (H + 0,8 N_{\text{л}}) (t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}) \cdot 10^{-3}, \quad (2.14)$$

де V – коефіцієнт, що враховує кількість вхідних тамбурів (при одному тамбурі - двоє дверей - $V = 1$; при двох тамбурах - троє дверей $V = 0,6$); H – висота будівлі, м; $N_{\text{л}}$ – кількість людей, що знаходяться в будівлі.

Витрата теплоти на нагрівання зовнішнього повітря, яке надходить через двері опалюваних незадимлюваних сходинок кліток з поповерховими виходами на лоджії розраховується за формулою (2.14) при $N_{\text{л}} = 0$, беручи

для кожного поверху значення H , що дорівнює відстані, в м, від середини дверей розрахункового поверху до перекриття сходиної клітки.

При розрахунках теплових втрат вхідних вестибюлів, сходинок кліток і цехів з повітряно-тепловими завісами; приміщень, які обладнані діючою постійно упродовж робочого часу припливною вентиляцією з підпором повітря, а також при розрахунках втрат теплоти через літні і запасні зовнішні двері і ворота величина $Q_{\text{інф}}$ не враховується.

Витрати теплоти $Q_{\text{інф}}$, кВт, на нагрівання повітря, що надходить через зовнішні ворота, які не обладнані повітряно-тепловими завісами, розраховуються за формулою

$$Q_{\text{інф}} = v_{\text{п}} c_{\text{п}} \rho_{\text{п}} F_{\text{в}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}) (\tau/60) \cdot 10^{-3}, \quad (2.15)$$

де $v_{\text{п}}$ – швидкість повітря, м/с (див. табл. Д7 дод.); $F_{\text{в}}$ – площа воріт, м²; τ – час відкриття воріт упродовж години, хв.

Витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря, що надходить до приміщень через нещільності в огороженнях, не враховують унаслідок їх незначної величини.

Особливості визначення теплових втрат через підлогу

Площа підлоги та стіни, що розташовані нижче рівня землі, поділяється на 4 зони, які паралельні зовнішнім стінам, шириною по 2 м (для першої, другої та третьої зон, а для четвертої – все, що залишилося) – див. рис.2.9.

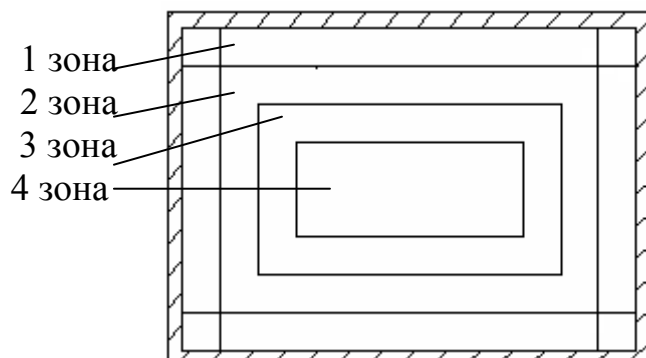


Рис. 2.9. Поділ площі підлоги на зони

Термічні опори теплопередачі окремих зон неутепленої підлоги (згідно з довідковою літературою) складають:

- для першої зони - $r_1 = 2,15 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$;
- для другої зони - $r_2 = 4,3 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$;
- для третьої зони - $r_3 = 8,6 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$;
- для четвертої зони - $r_4 = 14,2 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$.

Якщо підлога розташована на ґрунті, то втрати теплоти через неї визначаються за формулою

$$Q_{\text{втр.п}} = \sum \frac{F_i}{r_{\text{н.у.і}}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}) n_i, \quad (n_i=1) \quad (2.16)$$

Якщо в конструкції підлоги є утеплювач, теплопровідність якого складає $\lambda_y \leq 1,163 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, то підлога вважається утепленою, а втрати теплоти обчислюються також за формулою (2.16), в яку замість величини $r_{\text{н.у.і}}$ необхідно підставити термічний опір теплопередачі утепленої підлоги

$$r_{yi} = r_{\text{н.у.і}} + \sum (\delta_{yi} / \lambda_{yi}) \quad (2.17)$$

де δ_{yi} та λ_{yi} - товщина, м, та теплопровідність, Вт/(м·К), окремих шарів утеплювача відповідно.

Якщо утеплена підлога розміщена на лагах (див. рис. 2.10), то в формулу для визначення теплових втрат (2.17) необхідно підставити величину термічного опору теплопередачі $r_{li} = 1,18 r_{yi}$.

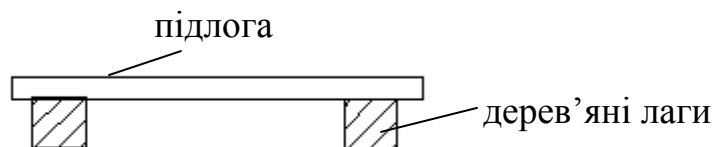


Рис. 2.10. Розташування підлоги на лагах

Інші теплові втрати в приміщеннях

В деяких промислових цехах необхідно враховувати витрати теплоти на нагрів холодних транспортних засобів, сировини та матеріалів, кВт

$$Q_m = m_m c_m (t_{\text{вн}} - t_3), \quad (2.18)$$

де m_m – масові витрати холодних транспортних засобів, сировини та матеріалу, кг/с; c_m – питома теплоємність цих речовин, кДж/(кг·К).

Приклади розрахунків теплових втрат наведені в роботах [7, 9].

Проектування теплоізоляційної оболонки будівель за теплотехнічними показниками її елементів

При проектуванні теплоізоляційної оболонки опалюваних будинків та споруд для зовнішніх огорожувальних конструкцій, а також і внутрішніх конструкцій, що розділяють приміщення, температура повітря в яких відрізняється на 3 °С та більше, необхідно виконувати наступні умови, які наведені в ДБН В.2.6-31:2006 [6]:

$$R_{\Sigma\text{пр}} \geq R_{q \text{ min}}, \quad (2.19)$$

$$\Delta t_{\text{пр}} \leq \Delta t_{\text{ст}},$$

$$\tau_{\text{в min}} > t_{\text{min}},$$

де $R_{\Sigma\text{пр}}$ – приведений опір теплопередачі непрозорої огорожувальної конструкції чи непрозорої частини огорожувальної конструкції (для термічно однорідних огорожувальних конструкцій визначається опір теплопередачі R_0), приведений опір теплопередачі світлопрозорої огорожувальної конструкції, (м²·К)/Вт; $R_{q \text{ min}}$ – мінімальне допустиме значення опору теплопередачі непрозорої огорожувальної конструкції чи непрозорої частини огорожувальної конструкції, мінімальне значення опору теплопередачі світлопрозорої огорожувальної конструкції, (м²·К)/Вт; $\Delta t_{\text{пр}}$ – температурний перепад між температурою внутрішнього повітря і приведеною температурою внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції, °С; $\Delta t_{\text{ст}}$ – допустима за санітарно-гігієнічними вимогами різниця між температурою внутрішнього повітря і приведеною температурою внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції, °С; $\tau_{\text{в min}}$ – мінімальне значення температури внутрішньої поверхні в зонах теплопровідних включень в огорожувальній конструкції, °С; t_{min} – мінімально допустиме значення температури внутрішньої поверхні при розрахункових значеннях температур внутрішнього і зовнішнього повітря,

°С.

Мінімальне допустиме значення опору теплопередачі $R_{q \min}$ житлових та громадських будинків визначається у залежності від виду огорожувальної конструкції і температурної зони України за табл. 2.12.

В залежності від кількості градусо – днів (Г – д) опалювального періоду D_d , яка визначається за формулою (2.20), Україна поділена на дві температурних зони (див. рис.Д2 дод.)

$$D_d = (t_{\text{вн}} - t_{\text{ср.о}})n_o, \quad (2.20)$$

де $t_{\text{вн}}$ – температура повітря усередині опалювальних приміщень, °С; $t_{\text{ср.о}}$ – середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період, °С; n_o – продовжуваність опалювального періоду, днів.

Таблиця 2.12. Мінімально допустиме значення опору теплопередачі огорожувальної конструкції житлових та громадських будинків ($R_{q \min}$)

Вид огорожувальної конструкції	Значення $R_{q \min}$, (м ² ·К)/Вт, для температурної зони	
	I	II
Зовнішні стіни	3,3	2,8
Суміщені покриття	5,35	4,9
Горищні покриття та перекриття неопалювальних горищ	4,95	4,5
Перекриття над проїздами та неопалювальними підвалами	3,75	3,3
Світлопрозорі огорожувальні конструкції	0,75	0,6
Вхідні двері в багатоквартирні житлові будинки та в громадські будинки	0,5	0,45
Вхідні двері в малоповерхові будинки та в квартири, що розташовані на перших поверхах багатоповерхових будинків	0,65	0,6

Якщо $D_d > 3501$ Г – д, то населений пункт належить до I зони;

Якщо $D_d < 3500$ Г – д – до II зони.

У разі утеплення будинків при їх реконструкції значення $R_{q \min}$, що визначене за табл. 2.12, для непрозорих огорожувальних конструкцій допускається брати з коефіцієнтом 0,8.

Мінімальне допустиме значення опору теплопередачі $R_{q \min}$ промислових (сільськогосподарських) будинків визначається у залежності від виду

огороджувальної конструкції, тепловологісного режиму внутрішнього середовища і теплової інерції огороджувальних конструкцій за табл. 2.13.

Таблиця 2.13. Мінімально допустиме значення опору теплопередачі огороджувальних конструкцій промислових будівель ($R_{q \min}$)

Вид огороджувальної конструкції та тепловологісний режим експлуатації будинків	Значення $R_{q \min}$, (м ² ·К)/Вт, для температурної зони	
	I	II
Зовнішні непрозорі стіни будинків: - з сухим і нормальним режимом з конструкціями з: $D > 1,5$ $D \leq 1,5$ - з вологим і мокрим режимом з конструкціями з: $D > 1,5$ $D \leq 1,5$ - з надлишками тепла (більше ніж 23 Вт/м ³)	1,7 2,2 1,8 2,4 0,55	1,5 2,0 1,6 2,2 0,45
Покриття та перекриття неопалювальних горіщ будинків: - з сухим і нормальним режимом з конструкціями з: $D > 1,5$ $D \leq 1,5$ - з вологим і мокрим режимом з конструкціями з: $D > 1,5$ $D \leq 1,5$ - з надлишками тепла (більше ніж 23 Вт/м ³)	1,7 2,2 1,7 1,9 0,55	1,6 2,1 1,6 1,8 0,45
Перекриття над проїздами й неопалювальними підвалами з конструкціями з: $D > 1,5$ $D \leq 1,5$	1,9 2,4	1,8 2,2
Двері й ворота будинків: - з сухим і нормальним режимом - з вологим і мокрим режимом - з надлишками тепла (більше ніж 23 Вт/м ³)	0,6 0,75 0,2	0,55 0,70 0,2
Вікна й zenітні ліхтарі будинків: - із сухим і нормальним режимом - з вологим і мокрим режимом - з надлишками тепла (більше ніж 23 Вт/м ³)	0,45 0,5 0,18	0,42 0,45 0,18

Показником теплової інерції є параметр D , який розрахований при коливаннях температури з періодом $\tau = 24$ год.

$$D = \sum_{i=1}^m R_i S_{ip} , \quad (2.21)$$

де R_i – термічний опір теплопровідності i -го шару конструкції, (м²·К)/Вт;
 S_{ip} – коефіцієнт теплосвоєння матеріалу i -го шару конструкції в розрахункових умовах експлуатації, Вт/(м²·К).

Термічний опір теплопровідності шару - $R_i = \delta_i / \lambda$, а коефіцієнт теплозасвоєння шару для деяких будівельних матеріалів визначається за табл. Д2 дод., або при $\tau=24$ год може бути визначений за формулою

$$S_i = 0,27 \sqrt{\lambda_i \rho_i (c_{ci} + 0,0419 w_i)}, \quad (2.22)$$

де λ_i – теплопровідність шару, Вт/(м·К); ρ_i – густина, кг/м³; c_{ci} – теплоємність сухого матеріалу шару, кДж/(кг·К); w_i – вологість шару, %.

Мінімальне допустиме значення $R_{q \min}$ для внутрішніх міжквартирних конструкцій, що розмежують приміщення з розрахунковою температурою повітря, які відрізняються більше ніж на 3 °С (стіни, перекриття), і приміщень з поквартирним регулюванням тепlopостачання визначають за формулою

$$R_{q \min} = (t_{в1} - t_{в2}) / \Delta t_{ст} \alpha_{в}, \quad (2.23)$$

де $t_{в1}, t_{в2}$ – розрахункові температури повітря у приміщеннях, °С.

Коефіцієнт тепловіддачі внутрішніх поверхонь конструкцій беруть за даними табл. 2.9, а величину $\Delta t_{ст}$ у залежності від призначення будинку і виду огорожувальної конструкції - за табл. 2.14.

Величини $\Delta t_{пр}, \tau_{в \min}, t_{\min}$ визначаються за методикою [3].

2.4. Надходження теплоти та вологи до приміщень

Теплота (Q) в приміщення надходить від промислового обладнання, нагрітих поверхонь теплообмінників, від людей, сонячної радіації та ін. [10].

Волога (W) надходить від технологічного обладнання, людей, відкритих резервуарів з водою та ін. [10].

2.4.1. Надходження теплоти від електродвигунів і при перетворенні механічної енергії в теплову

Електродвигуни можуть знаходитися в одному або в різних приміщеннях з обладнанням, яке вони приводять в рух, а спожита ними енергія може повністю переходити в теплоту, що нагріває повітря приміщення, або

Таблиця 2.14. Допустима за санітарно-гігієнічними вимогами різниця між температурою внутрішнього повітря і приведеною температурою внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції $\Delta t_{ст}$, °С

Призначення будинку	Вид огорожувальної конструкції		
	Стіни (зовнішні, внутрішні)	Покриття та перекриття горищ	Переkritтя над проїздами
Житлові будинки, дитячі установи, школи, інтернати	4,0	3,0	2,0
Громадські будинки, крім зазначених вище, адміністративні та побутові, за винятком приміщень з вологим або мокрим режимом	5,0	4,0	2,5
Виробничі будинки з сухим та нормальним режимом експлуатації	7,0	5,0	-
Виробничі будинки з вологим та мокрим режимом експлуатації	$t_b - t_p$	$0,8(t_b - t_p)$	-
Виробничі будинки з надлишками теплоти (більше 23 Вт/м ²)	12	12	-

Примітка: t_p – температура точки роси внутрішнього повітря, °С.

частково витрачатися на нагрівання оброблюваного продукту, перекачуваної рідини або повітря, яке видаляється з укриття машини.

Теплоту, кВт, яка, наприклад, надходить від встановлених в загальному приміщенні електродвигунів і обладнання, що приводиться ними в рух, розраховують за формулою

$$Q_M = N_{вст} K_{зав} K_{од} [(1/\eta_1) - 1 + K_T], \quad (2.24)$$

де $N_{вст}$ – встановлена (номінальна) потужність електродвигунів, кВт; $K_{зав}$ – коефіцієнт завантаження, що являє відношення середньої потужності, яка передається обладнанню упродовж розрахункової години ($N_{об}$), до встановленої потужності електродвигунів ($N_{вст}$), тобто $K_{зав} = N_{об} / N_{вст}$; $K_{од}$ – коефіцієнт одночасності роботи встановлених електродвигунів; η_1 – ККД електродвигуна при даному завантаженні, що визначається за каталогом; K_T – коефіцієнт, яким враховують, скільки витраченої механічної енергії перетворюється в теплову та передається повітрю приміщення, його значення визначається за дослідними даними, наприклад, для насосів і вентиляторів величина $K_T = 0,1$; для металорізальних станків та ткацьких

верстатів $K_T = 1,0$.

$\eta_1 = \eta K_{\Pi}$, де η – ККД електродвигуна при номінальному завантаженні; K_{Π} – поправковий коефіцієнт, що враховує завантаження електродвигуна: при $K_{зав} > 1$ величина $K_{\Pi} = 1$, при $K_{зав} < 1$ значення K_{Π} можна наближено брати за наступними даними:

$K_{зав}$	0,70	0,60	0,50	0,40	0,30
K_{Π}	0,99	0,98	0,97	0,95	0,91

2.4.2. Надходження теплоти від нагрітих поверхонь теплообмінників

Надходження теплоти від нагрітих поверхонь промислових апаратів, кВт, розраховують за формулою

$$Q_T = kF_T(t_a - t_{p.п}) \cdot 10^{-3}, \quad (2.25)$$

або

$$Q_T = \alpha F_T(t_{пов} - t_{p.п}) \cdot 10^{-3}, \quad (2.26)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі від робочої речовини в промисловому апараті до навколишнього середовища, Вт/(м²·К); F_T – поверхня теплообміну, м²; t_a – температура робочої речовини в апараті, °С; $t_{p.п}$ – розрахункова температура повітря в приміщенні, °С; α – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні апарату до навколишнього середовища, Вт/(м²·К); $t_{пов}$ – температура поверхні апарату, °С.

2.4.3. Надходження теплоти від електричного освітлення

Надходження теплоти від електричного освітлення, кВт, розраховують за формулою

$$Q_{e.o} = N_{e.o}, \quad (2.27)$$

де $N_{e.o}$ – потужність електричної освітлювальної апаратури, кВт.

Якщо освітлювальна апаратура і лампи знаходяться за межами приміщення (на технічному горищі, за застеленим огороженням і т. ін.), то потік теплоти необхідно визначати за сумою видимої радіації, що надходить до приміщення. Приклад розподілу енергії ламп наведений в табл. 2.15.

Таблиця 2.15. Розподіл енергії люмінесцентних ламп і ламп накаливання, %

Джерело освітлення	Видима радіація (світло)	Невидима радіація	Теплота, що віддається конвекцією і теплопровідністю
Лмінісцентна лампа потужністю 40 Вт	16,5	37,5	46
Лампа накаливання потужністю 100 – 1000 Вт	12	73,8	14,2

За експериментальними даними, від люмінесцентних ламп, що встановлені в світильниках, які вбудовані в дахове перекриття безліхтарної будівлі, 40 % тепловиділень надходить до приміщення, а 60 % - на дах.

2.4.4. Надходження теплоти з інфільтраційним повітрям

Надходження теплоти з інфільтраційним повітрям в теплий період року здійснюється до приміщень, в яких влаштована система кондиціонування повітря, при цьому температура внутрішнього повітря менша за температуру зовнішнього повітря.

Інфільтраційне повітря може надходити через заповнення світлових отворів (вікна, балконні двері, ліхтарі), через стики панелей та зовнішні непрозорі конструкції огорожень будівель.

Слід зауважити, що при проектуванні систем кондиціонування повітря в приміщеннях, як правило, слід передбачати підтримання надлишкового тиску по відношенню до зовнішнього середовища і суміжних приміщень, щоби виключити інфільтрацію повітря, яке не має необхідних параметрів. Якщо ця вимога виконана, то надходження додаткової теплоти від інфільтраційного повітря не враховують.

Якщо за економічними або експлуатаційними важелями в приміщення подавати витрату повітря, яка недостатня для попередження інфільтрації, то враховують надходження теплоти від інфільтраційного повітря. У цьому випадку визначають витрату інфільтраційного повітря, як правило, через

нещільності в заповненнях світлових отворів.

Теплоту, яка надходить в приміщення з інфільтраційним повітрям, кВт, розраховують за формулою

$$Q_{\text{інф}} = L_{\text{інф}}(h_{\text{н}} - h_{\text{в}}) \beta_0, \quad (2.28)$$

де $L_{\text{інф}}$ – масова витрата інфільтраційного повітря, яке надходить в приміщення, кг/с; $h_{\text{н}}$ і $h_{\text{в}}$ – відповідно ентальпія навколишнього та внутрішнього повітря, кДж/кг; β_0 – коефіцієнт, яким враховують вплив зустрічного повітряного потоку (в наявних будинках для одинарного засклення і сполучених подвійних рам беруть $\beta_0 = 1$, для окремих подвійних рам – $\beta_0 = 0,8$, а для потрійного засклення – $\beta_0 = 0,7$).

Витрату інфільтраційного повітря, що надходить через заповнення світлових отворів, визначають за формулою

$$L_{\text{інф}} = (G_{\text{н}}/3600) F_3, \quad (2.29)$$

де $G_{\text{інф}}$ – масова витрата повітря, яке надходить у приміщення через щілини в заповненнях світлових отворів, кг/(м²·год); F_3 – площа засклень світлових отворів, м².

Для вікон і балконних дверей наявних житлових і громадських будівель, а також вікон і ліхтарів промислових будівель [6]

$$G_{\text{інф}} = \frac{\Delta P^{0,67}}{R_{\text{інф}}}, \quad (2.30)$$

де ΔP – розрахункова різниця тисків на зовнішній і внутрішній поверхнях огорожувальних конструкцій при температурах зовнішнього і внутрішнього повітря відповідно, Па; $R_{\text{інф}}$ – опір повітропроникненню заповнення світлового отвору з пінополіуретановими прокладками, Па^{0,67}(м²·год)/кг (в наявних будинках для одинарного засклення і подвійного засклення в сполучених рамах – 2,55; для подвійного засклення в окремих рамах – 2,84 при одному ущільнюючому причині і 3,73 - при двох; для потрійного засклення – 2,94 при одному ущільнюючому причині, 4,05 – при двох і 5,49 – при трьох).

Розрахункова різниця тисків, Па, визначається за формулою

$$\Delta P = g[(H - h_i)(\rho_3 - \rho_b) + 0,03\rho_3 v_3^2 \beta_v], \quad (2.31)$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с^2 ; H – висота будівлі від рівня підлоги першого поверху до верху витяжної шахти, м ; h_i – висота від рівня підлоги першого поверху до середини огорожувальної конструкції i -го поверху, для якого проводиться розрахунок, м ; ρ_3 і ρ_b – густина зовнішнього і внутрішнього повітря відповідно, кг/м^3 ; v_3 – максимальна із середніх швидкостей вітру за румбами за січень, м/с , повторюваність яких складає 15 % та більше (див табл. Д 7 дод.); β_v – коефіцієнт, що враховує зміну швидкості повітря (залежить від висоти будівлі і характеристики місцевості – див. табл. 2.16) [6].

Таблиця 2.16. Коефіцієнт урахування швидкості руху зовнішнього повітря залежно від висоти будівлі

Висота будівлі h , м	Коефіцієнт β_v залежно від характеристики місцевості		
	А	В	С
≤ 5	0,75	0,50	0,40
10	1,00	0,65	0,40
20	1,25	0,85	0,55
40	1,50	1,10	0,80
60	1,70	1,30	1,00
80	1,85	1,45	1,15
100	2,00	1,60	1,25
150	2,25	1,90	1,55
200	2,45	2,10	1,80
250	2,65	2,30	2,00
300	2,75	2,50	2,20
350	2,75	2,75	2,35
Примітка 1. А - відкрите узбережжя моря, озера, водосховища, поле. В - територія, лісовий масив тощо з рівномірно розташованими перешкодами заввишки понад 10 м. С – місцевість з розташованими будинками заввишки понад 25 м.			
Примітка 2. Споруда вважається розташованою на місцевості даного типу, якщо ця місцевість є незмінною з навітряного боку споруди на відстань до $30h$ при висоті споруди до 60 м та 2 км - при більшій висоті будівлі.			

Густина повітря, яка входить у формулу (2.31), можливо визначати спрощено тільки у залежності від відповідної температури (t_i), тобто $\rho_i = 353/(273 + t_i)$.

Для нових світлопрозорих огорожувальних конструкцій величина $G_{\text{інф}} = G_{\text{н}}$, де $G_{\text{н}}$ – допустима повітропроникність огорожувальної конструкції, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ – див табл. 2.17.

Теплота, яка надходить з інфільтраційним повітрям через зовнішні непрозорі конструкції огорожень будівель, кВт , визначається за формулою

$$Q_{\text{інф}} = (G_{\text{н}}/3600) F_{\text{ст}} (h_{\text{н}} - h_{\text{в}}), \quad (2.32)$$

а через стики панелей – за формулою

$$Q_{\text{інф}} = (G_{\text{н}}/3600) \Sigma l (h_{\text{н}} - h_{\text{в}}), \quad (2.33)$$

де $F_{\text{ст}}$ – площа зовнішніх непрозорих конструкцій огорожень, м^2 ; Σl – довжина стиків панелей, м .

Величини допустимих значень повітропроникності відповідних огорожувальних конструкцій $G_{\text{н}}$ беруть за даними табл. 2.17.

Таблиця 2.17. Допустимі значення повітропроникності огорожувальних конструкцій $G_{\text{н}}$

Вид огорожувальної конструкції	Значення $G_{\text{н}}$
Зовнішні непрозорі конструкції житлових і громадських будинків	0,5 $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$
Зовнішні непрозорі конструкції промислових будинків	1,0 $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$
Стики між елементами (панелями) непрозорих конструкцій житлових і громадських будинків	0,5 $\text{кг}/(\text{м} \cdot \text{год})$
Стики між елементами (панелями) непрозорих конструкцій промислових будинків	1,0 $\text{кг}/(\text{м} \cdot \text{год})$
Світлопрозорі конструкції житлових та громадських будинків, виробничих будинків із кондиціонування приміщень	6,0 $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$
Світлопрозорі конструкції промислових будинків	10,0 $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$
Вхідні двері до квартир	1,5 $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$

2.4.5. Надходження теплоти та вологи від людей

Теплота, яка надходить у приміщення від людей може бути «явна» - $Q_{\text{я}}$ і «прихована» - $Q_{\text{прих}}$, а потік повної теплоти дорівнюватиме сумі потоків «явної» та «прихованої» теплоти, тобто $Q_{\text{л}} = Q_{\text{я}} + Q_{\text{прих}}$.

Відповідні потоки, що надходять до приміщення, залежать від потоків, які надходять від однієї людини та кількості людей в приміщенні.

В практичних розрахунках, наприклад, надходження повної теплоти від людей, кВт, розраховують за формулою

$$Q_{\text{л}} = (qn_{\text{ч}} + 0,85qn_{\text{ж}} + 0,75qn_{\text{д}}) \cdot 10^{-3}, \quad (2.34)$$

де q – надходження повної теплоти від одного дорослого чоловіка, Вт/чол (залежить від температури внутрішнього повітря та характеру виконуваної роботи, яка може бути: легка, робота середньої важкості та важка фізична робота – див. табл. Д 8 дод.) [7]; $n_{\text{ч}}$, $n_{\text{ж}}$, $n_{\text{д}}$ – відповідно кількість чоловіків, жінок та дітей в приміщенні.

Волога, яка надходить в приміщення від людей, кг/с, розраховується за формулою

$$W_{\text{л}} = \frac{(gn_{\text{ч}} + 0,85gn_{\text{ж}} + 0,75gn_{\text{д}}) \cdot 10^{-3}}{3600}, \quad (2.35)$$

де g – надходження вологи від одного дорослого чоловіка, г/год (залежить від температури навколишнього середовища та характеру виконуваної роботи – легка, середньої важкості, або важка фізична робота – див табл. Д8 дод.) [7].

2.4.6. Надходження теплоти від сонячної радіації

Теплота сонячної радіації надходить до приміщень в основному через заповнення світлових отворів і враховується у теплий період року, коли температура зовнішнього повітря більша за 10°C .

Надходження в приміщення теплоти (Вт) через світлові отвори від сонячної радіації та різниці температур зовнішнього та внутрішнього повітря визначають за формулою [11]

$$Q_{c.p} = (q'F'_o + q''F''_o)\beta_{c.3}K_3K_a + \frac{t_3 - t_b}{R_o}F'_o, \quad (2.36)$$

де q' та q'' – густина теплового потоку, який надходить через одинарне засклення світлових отворів в липні, Вт/м²; $F_o = F'_o + F''_o$ – площа світлового отвору, м²; F'_o і F''_o – площі світлових отворів, відповідно опромінювані та не опромінювані прямою сонячною радіацією, м²; $\beta_{c.3}$ – коефіцієнт теплопропускання сонячнозахисних пристроїв (табл. Д9 дод.) [7]; R_o – опір теплопередачі заповнень світлових отворів, (м²·К)/Вт; t_3 і t_b – розрахункові температури зовнішнього та внутрішнього повітря, °С; K_3 – коефіцієнт, який залежить від типу засклення і приймається 1,0; 0,9; 0,8 відповідно для одинарного, подвійного і потрійного засклення та 0,7 при заскленні склоблоками і склопрофілітом; K_a – коефіцієнт, яким враховують акумуляцію теплоти внутрішніми огорожними конструкціями приміщення.

При наявності сонцезахисних пристроїв в приміщенні або в міжскляному просторі коефіцієнт $K_a = 1$, при їх відсутності та відсутності зовнішніх пристроїв сонцезахисту світлових отворів

$$K_a = \frac{F_1m_1 + F_2m_2 + F_3m_3 + 0,5F_4m_4 + 1,5F_5m_5}{F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5}, \quad (2.37)$$

а при наявності зовнішніх пристроїв сонцезахисту світлових отворів

$$K_a = \frac{F_1m_1 + F_2m_2 + F_3m_3 + F_4m_4 + F_5m_5}{F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5}, \quad (2.38)$$

де F_1, F_2, F_3, F_4, F_5 – площі відповідно трьох внутрішніх стін, стелі і підлоги приміщення, м²; m_1, m_2, m_3, m_4, m_5 – коефіцієнти, якими враховують акумуляцію теплоти відповідно трьома внутрішніми стінами, стелею та підлогою, приймаються в залежності від матеріалу огорожної конструкції та її товщини [11]. При цьому в багатошаровій огорожній конструкції враховується тільки основний шар, розташований найближче до опромінюваної поверхні.

При проектуванні вентиляції, в тому числі з адіабатним зволоженням повітря, величину $(t_3 - t_b)F_o/R_o$ в формулі (2.36) враховувати не потрібно.

Для вертикального засклення світлових отворів

$$q' = (q_{в.п} + q_{в.р})K_1K_2, \quad (2.39)$$

$$q'' = q_{в.п} K_1K_2, \quad (2.40)$$

де $q_{в.п}$ та $q_{в.р}$ – відповідно густина потоку прямої та розсіяної сонячної радіації, Вт/м² (залежить від пори року, орієнтації приміщення за сторонами світла та годин доби) (табл. Д10 – Д13 дод.) [5]; K_1 – коефіцієнт, яким враховують затемнення засклення світлових отворів перетинами та забруднення атмосфери (табл. Д14 дод.) [5]; K_2 – коефіцієнт, яким враховують забруднення скла (табл. Д15 дод.) [7].

При розташуванні світлових отворів, наприклад, з одного боку приміщення, потік теплоти сонячної радіації визначається за формулою

$$Q_{с.р} = q' F_3 \beta_{с.з} K_3 K_a, \quad (2.41)$$

де F_3 – площа світлового отвору, м²;

2.4.7. Надходження вологи у приміщення

Волога, яка надходить до приміщення при випаровуванні води з відкритих поверхонь резервуарів, розраховується за наведеною в розділі 1 формулою Дальтона (1.36).

Надходження вологи від технологічного обладнання визначається за технологічними даними.

2.4.8. Надходження шкідливих газів, парів та пилу у приміщення

На практиці часто одночасно з надходженням теплоти і вологи в приміщеннях виділяються шкідливі гази, пари та пил.

Виділення шкідливих газів може відбуватися від людей і технологічного обладнання. Повітря, що видихає людина, насичене водяними парами і має підвищений вміст вуглекислоти, яка складає біля 5 % за об'ємом. Вуглекислий газ CO₂ при його вмісті в повітрі більше як 2 % за об'ємом

спричиняє швидку втому людини. Це обумовлене не тільки збільшенням вмісту CO₂, але й тим, що в повітрі одночасно знижується вміст кисню.

Витрата вуглекислого газу, що виділяється людиною, залежить від характеру виконуваної їм роботи, і визначається за дослідними даними. Наприклад, надходження CO₂ від людей в проектних залах і кімнатах, службових приміщеннях, конференц-залах і залах нарад складає біля 20 л/год.

Допустима концентрація CO₂ в залежності від призначення приміщень і продовжуваності знаходження в них людей коливається від $0,7 \cdot 10^{-3}$ до $2,0 \cdot 10^{-3}$ м³/м³ повітря.

Вміст CO₂ в зовнішньому повітрі великих міст можна брати $0,5 \cdot 10^{-3}$ м³/м³ повітря, а невеликих міст - $0,4 \cdot 10^{-3}$ м³/м³ повітря.

Надходження інших шкідливих газів і парів до виробничих приміщень може відбуватися у результаті хімічних реакцій, випаровування з поверхонь резервуарів, що заповнені різними рідинами, прориву через нещільності обладнання і т. ін. Витрата шкідливих газів і парів, що надходять до приміщень, у більшості випадків беруть за дослідними даними, а іноді визначають аналітично.

У навколишньому повітрі зазвичай міститься деяка кількість пилу. Наприклад, у повітрі міст вміст пилу складає від 0,8 до 3 мг/м³.

Джерелами утворення пилу у виробничих приміщеннях можуть бути механічне подрібнення або молоття твердих тіл, оброблення поверхні твердих тіл (шліфування, полірування і т. ін.), різання твердого матеріалу, транспортування, перемішування і упаковка подрібненого матеріалу.

Надходження пилу може також відбуватися в результаті хімічних реакцій, механічного розпилювання рідини при фарбуванні виробів пульверизаторами і т. ін.

Кількість пилу, що надходить до приміщення, визначається, як правило, шляхом аналізу повітряного середовища.

Запиленість повітря може характеризуватися або масою пилу у одиниці об'єму (мг/м^3), або кількістю частинок в кубічному сантиметрі та їх розмірами.

Гранично припустимі концентрації нетоксичного пилу у повітрі робочої зони приміщень наведені в санітарних нормах, згідно з якими, наприклад, вміст нетоксичного пилу у повітрі, що містить кварц і азбестові частинки, не повинен перевищувати 2 мг/м^3 , а для всіх інших видів пилу – до 10 мг/м^3 .

Вводиться так звана *гранична концентрація* відповідної шкідливої речовини у повітрі приміщення $C_{ГДК}$, мг/м^3 – це така концентрація шкідливої речовини у повітрі приміщення, яка не впливає на нормальне самопочуття людини при знаходженні її у цьому приміщенні упродовж робочої зміни (8 годин).

Запитання та завдання для самоконтролю

1. Які фактори впливають на самопочуття людини?
2. Надайте характеристику оптимальних і допустимих параметрів мікроклімату у приміщеннях.
3. Наведіть підходи до визначення розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря.
4. За якими рівняннями визначаються основні втрати теплоти?
5. Дайте характеристику додаткових втрат теплоти і способи їх визначення.
6. Яка фізична сутність витрат теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря?
7. Наведіть особливості розрахунку втрат теплоти через підлогу.
8. Як визначити надходження теплоти та вологи до приміщень від людей?
9. Які фактори впливають на надходження потоку теплоти до приміщень від сонячної радіації?

Частина друга

СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

РОЗДІЛ ТРЕТІЙ

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ

3.1. Класифікація. Вимоги до систем опалення

Календарний рік умовно можна розділити на два періоди:

- теплий, коли середньодобова температура зовнішнього повітря перевищує 8°C ;
- холодний (опалювальний), коли середньодобова температура зовнішнього повітря менша за 8°C .

Системи опалення призначені для штучного нагріву приміщень в опалювальний період з метою компенсації теплових втрат та підтримання нормованої температури із середньою незабезпеченістю 50 год/рік [1].

Опалювальний період розпочинається згідно з рішенням місцевих органів влади тоді, коли середньодобова температура зовнішнього повітря упродовж трьох діб поспіль не перевищує 8°C . Дати початку та закінчення опалювального періоду для деяких міст України наведені в табл. Д 16 дод. [5].

Опалення приміщень може бути конвективним та променевим.

До конвективного способу відносять опалення, при якому температура внутрішнього повітря $t_{\text{в}}$ підтримується на більш високому рівні ніж радіаційна температура приміщення $t_{\text{р}}$, якою є усереднена температура поверхонь, обернених до приміщення, і яка розрахована відносно людини, що знаходиться усередині приміщення, тобто $t_{\text{в}} > t_{\text{р}}$. Цей спосіб опалення є найбільш поширеним.

Променевим вважається опалення, коли радіаційна температура приміщення перевищує температуру внутрішнього повітря, тобто $t_{\text{р}} > t_{\text{в}}$.

Основними елементами систем опалення є генератор теплоти

(теплообмінник), теплопроводи та нагрівальні прилади (див. рис. 3.1).

В генераторі теплоти здійснюється нагрів теплоносія, що циркулює в системі опалення. Гарячий теплоносій по подавальному теплопроводу $T1$

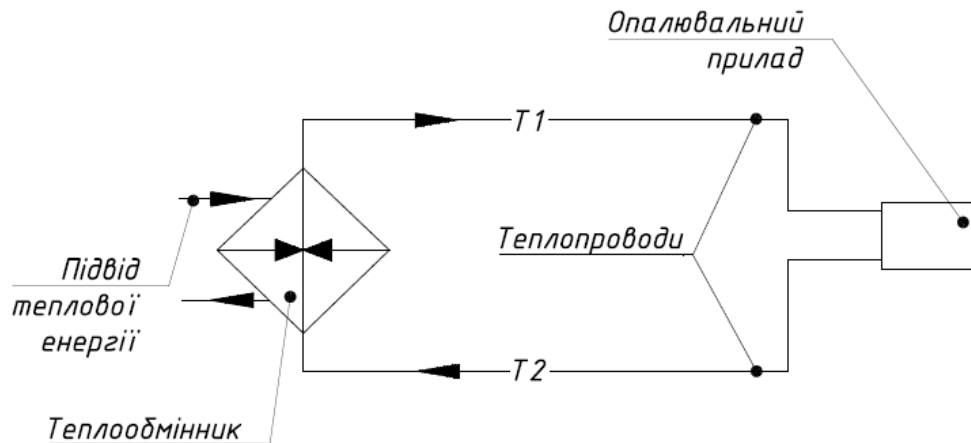


Рис. 3.1. Принципова схема системи опалення:
 $T1$ – подавальний теплопровід; $T2$ – поворотний теплопровід

надходить до опалювального приладу, після охолодження в якому і передачі теплоти приміщенню повертається до генератора теплоти за поворотним теплопроводом $T2$.

В залежності від температури гарячого теплоносія (t_1) системи опалення поділяються на високотемпературні ($t_1 > 150$ °С), середньотемпературні (70 °С $< t_1 < 150$ °С) і низькотемпературні ($t_1 < 70$ °С).

За радіусом дії системи опалення поділяються на місцеві та центральні.

В місцевих СО всі три елементи (генератор теплоти, теплопроводи та нагрівальні прилади) об'єднані в одному пристрої. До них відноситься пічне опалення, електричне кабельне та місцеві електричні і газові прилади.

В центральних системах опалення генератор теплоти (це може бути котельня або ТЕЦ) винесений за межі опалювальних приміщень.

До систем опалення пред'являються наступні вимоги [11, 12]:

- санітарно-гігієнічні;
- економічні;
- архітектурно-будівельні;

- виробничо-монтажні;
- експлуатаційні.

Так *санітарно-гігієнічні* вимоги передбачають підтримання заданої температури повітря і внутрішньої поверхні огорожень в часі, в плані і по висоті приміщень при допустимій швидкості повітря; обмеження температури поверхні опалювальних приладів.

До *економічних* вимог відносяться незначні капіталовкладення з мінімальною витратою матеріалів; економна витрата теплової енергії при експлуатації.

Архітектурно-будівельні вимоги передбачають відповідність інтер'єру приміщень, компактність, узгодження з будівельними конструкціями, погодження з термінами будівництва будівель.

До *виробничо-монтажних* вимог відносяться мінімальна кількість уніфікованих вузлів та деталей, механізація їх виготовлення, зменшення трудових витрат при монтажі.

Експлуатаційні вимоги передбачають ефективність дії упродовж усього періоду роботи, що пов'язана з надійністю і технічною досконалістю системи.

Найважливішими з перелічених вимог є санітарно-гігієнічні і експлуатаційні, які обумовлюються необхідністю підтримувати задану температуру в приміщеннях упродовж опалювального сезону і всього терміну служби системи.

Передача теплоти в системах опалення здійснюється за допомогою рідкого або газоподібного середовища, що зветься теплоносієм.

3.2. Характеристика теплоносіїв систем опалення

Види теплоносіїв: вода, водяна пара, повітря, мінеральні масла, димові гази, органічні рідини (водогліколеві суміші).

До теплоносіїв, які використовуються в системах опалення, пред'являються наступні вимоги:

- висока акумулююча спроможність;
- невелика в'язкість, щоби витрати енергії на переміщення теплоносія були б мінімальними;
- доступність та дешевизна;
- теплоносії не повинні погіршувати санітарно-гігієнічний і екологічний стан опалюваних приміщень (не виділяти шкідливі гази, не забруднювати повітря приміщення).

Порівняльні показники трьох основних теплоносіїв, що використовуються в системах опалення наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Порівняльні показники основних теплоносіїв

Параметр	Теплоносій		
	вода	пара	повітря
Середня температура t_{cp} , °C	80	130	20
Густина ρ , кг/м ³	971,8	1,24	1,20
Питома масова теплоємність c , кДж/(кг·К)	4,19	1,84	1,0
Питома теплота конденсації r , кДж/кг	-	2175	-
Допустима швидкість руху в теплопроводі ω , м/с	1,5	80	15
Кількість теплоти, яка віддається 1 м ³ теплоносія при охолодженні на 1 °C, кДж/м ³	4072	3354	1,20
Можливість зміни температури в період експлуатації	не обмежена	обмежена	не обмежена

Вода, як теплоносій, отримала найбільше застосування в системах опалення. Вона має найвищу серед всіх теплоносіїв теплоємність ($c_v = 4,19$ кДж/(кг·К)), а також гарні санітарно-гігієнічні якості; густина води $\rho_v \approx 1000$ кг/м³.

Нижче наведені рівняння теплового балансу (3.1) та суцільності (нерозривності) (3.2)

$$Q = m c_v (t_1 - t_2); \quad (3.1)$$

$$m = \rho \omega f, \quad (3.2)$$

де Q – тепловий потік, що передається теплоносієм, кВт; m – масова витрата

теплоносія, кг/с; t_1 і t_2 – температури теплоносія на вході і виході, °С; f – площа поперечного перерізу трубопроводу, м².

Аналіз рівнянь (3.1) і (3.2) показує, що при невеликих витратах води і швидкостях, які не перевищують $\omega_B = 1,5$ м/с, досягаються великі теплові навантаження, діаметри трубопроводів d_B – помірні, регулювання теплового навантаження Q можна здійснити зміною температур води t_2 або t_1 .

Водяна пара, як теплоносій, порівняно з водою має меншу витрату $m_{\text{п}}$ при однакових потоках переданої теплоти ($Q = idem$), але, внаслідок того, що густина пари $\rho_{\text{п}}$ менша за густину води ρ_B , і не дивлячись на те, що швидкості пари $\omega_{\text{п}}$ складають 40 – 80 м/с, діаметри паропроводів $d_{\text{п}}$ будуть більшими за діаметри трубопроводів для води d_B .

Повітря, як теплоносій, має невелику теплоємність ($c_{\text{пов}} \approx 1$ кДж/(кг·К)) та густину ($\rho_{\text{пов}} \approx 1$ кг/м³), тому при однакових потоках переданої теплоти збільшується витрата повітря, збільшується діаметр повітропроводів і втрати теплоти від них у навколишнє середовище, що призводить до охолодження повітря в повітропроводах.

Димові гази містять шкідливі для здоров'я складові і можуть використовуватися в системах опалення при передачі теплоти через стінки, які розділяють або при безпосередньому контакті з водою, що нагрівається для її нагріву в спеціальних пристроях (контактних водонагрівачах, економайзерах). З метою енергозбереження в останні роки високотемпературні димові гази все частіше використовують для отримання низькопотенціальної теплоти для систем опалення, гарячого водопостачання та вентиляції.

Органічні рідини. Деякі органічні сполуки, володіючи необхідними теплофізичними характеристиками (низькою температурою замерзання, низькою в'язкістю і ін.), отримали обмежене застосування в маломістких («незамерзаючих») системах опалення будинків при переривчастих режимах експлуатації в зимовий час. Порівняно висока вартість і дефіцитність на

ринку також перешкоджають їх широкому застосуванню.

3.3. Характеристика найпоширеніших систем опалення

Серед центральних систем опалення найпоширенішими на сьогодні є водяні, парові, повітряні, комбіновані та променеві.

У *водяних системах опалення* теплоносієм є гаряча вода, температура якої в подавальній магістралі залежить від призначення приміщення. Так наприклад, температуру подавальної води $t_{\text{под}}$ беруть до 95°C (двотрубні системи) та 105°C (однотрубні системи) для житлових і громадських будівель, до 85°C – для дитячих закладів та лікарень і до 150°C для промислових будівель. Температуру поворотної води беруть 70°C для всіх будівель.

Розрізняють системи водяного опалення з природною та вимушеною циркуляцією.

В системах з природною циркуляцією (гравітаційних) переміщення води здійснюється за рахунок різниці густин поворотної та подавальної води, яка обумовлена відповідною різницею температур.

В системах з вимушеною циркуляцією переміщення води здійснюється за допомогою насосів або водоструминних ежекторів.

До *переваг* водяного опалення відносяться:

- можливість підтримання помірної температури на поверхні нагрівальних приладів, що досягається регулюванням температури води в залежності від температури зовнішнього повітря;
- гарні гігієнічні властивості;
- безшумність в роботі та простота обслуговування і ремонту.

Недоліки водяного опалення:

- високий гідростатичний тиск в нижній частині системи, що обумовлюється її висотою;
- небезпека замерзання води в трубопроводах, які прокладені в неопалюваних приміщеннях;

- висока теплова інерційність.

Системи водяного опалення, які підтвердили надійність в експлуатації та відповідають санітарно-гігієнічним вимогам, отримали найбільше поширення в житлових, громадських та промислових будівлях.

В *парових системах опалення* зазвичай використовується суха насичена водяна пара, яка переміщується по паропроводах за рахунок надлишкового тиску і потім конденсується в нагрівальних приладах, при цьому теплота фазового переходу через їх поверхню передається повітрю приміщень.

Парові системи у залежності від тиску пари $P_{\text{п}}$ поділяються на:

- вакуумпарові ($P_{\text{п}} < 0,1$ МПа);
- низького тиску ($P_{\text{п}} = 0,1 - 0,17$ МПа);
- високого тиску ($P_{\text{п}} = 0,17 - 0,4$ МПа).

Переваги парового опалення:

- більш висока тепловіддача нагрівальних приладів;
- менша витрата металу на трубопроводи та нагрівальні прилади ніж у систем водяного опалення;
- невелика інерційність;
- менша небезпека замерзання.

Недоліки парового опалення:

- висока температура поверхні труб і нагрівальних приладів ($t_{\text{п}} \geq 100$ °С), що призводить до розкладання органічного пилу, який осідає на поверхні приладів;
- шум при руху пари;
- неможливість оперативного регулювання температури нагрівальних приладів при зміні температури зовнішнього повітря. Регулювання здійснюється відключенням системи опалення або зменшенням витрати пари, що призводить до значних коливань температури в приміщеннях і перевитраті палива;
- менший термін експлуатації внаслідок підвищеної корозії

трубопроводів.

Парові системи опалення допускається влаштовувати у виробничих будівлях і деяких громадських будівлях при не продовжуваному перебуванні людей. Вони можуть бути рекомендовані для періодичного або чергового опалення приміщень.

Повітряні системи у залежності від теплоносія, що використовується для нагрівання повітря, поділяються на:

- водоповітряні;
- пароповітряні;
- газоповітряні;
- електроповітряні.

Переміщення повітря може здійснюватися природним шляхом за рахунок різниці його густин, і вимушено за допомогою вентиляторів.

Радіус дії (R) повітряних СО з природною циркуляцією не перевищує 8 м, а з вимушеною циркуляцією – 30 м (R – це довжина повітропроводу від генератора теплоти до нагрівального приладу).

Таке обмеження обумовлене тим, що площа поперечного перерізу повітропроводів порівняно з трубопроводами води і пари при однаковому потоку теплоти, що передається, незрівнянно більша, тому площа поверхні повітропроводу збільшується, зростають втрати теплоти у навколишнє середовище, а повітря за шляхом транспортування від генератора теплоти встигає охолودитися.

Повітряні системи використовуються головним чином у сполученні з механічною вентиляцією або у вигляді місцевих систем з високотемпературним первинним теплоносієм для опалення приміщень великих об'ємів громадських та виробничих будівель.

В **комбінованих системах опалення** використовується або два теплоносії (наприклад, пара – вода), або один теплоносій з різними параметрами (наприклад, вода-вода).

До комбінованих СО відносяться:

- пароводяні;
- водоводяні;
- всі види повітряного опалення.

На рис. 3.2 наведена схема комбінованого пароводяного опалення.

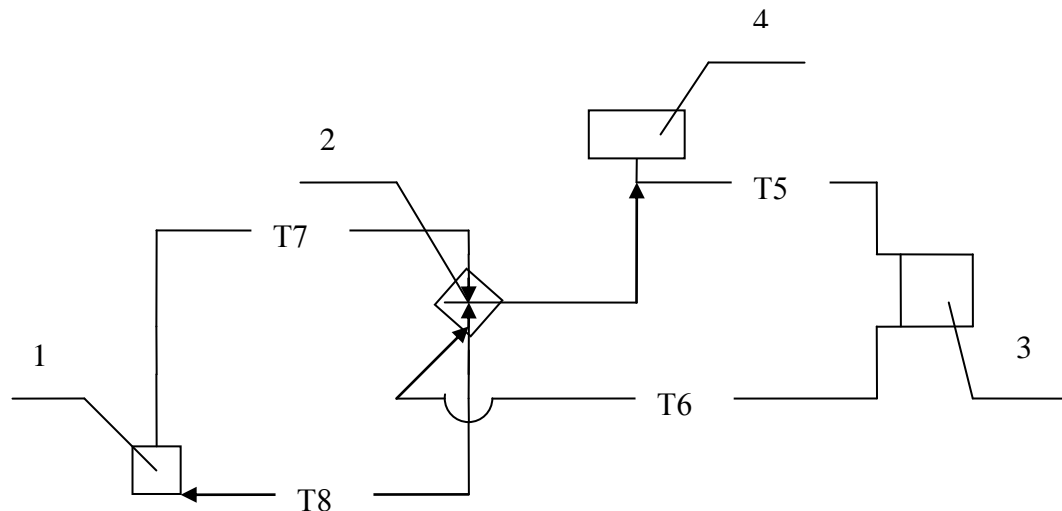


Рис. 3.2. Схема комбінованого пароводяного опалення:

1 – паровий котел; 2 – пароводяний підігрівач води в системі опалення; 3 – нагрівальний прилад; 4 – розширювальний бак; T7 – паропровід; T8 – конденсатопровід; T5 – подавальний трубопровід в системі опалення; T6 – поворотний трубопровід в системі опалення

Згідно зі схемою, пара, що отримується в паровому котлі, надходить на пароводяний теплообмінник, де конденсується, нагріваючи воду системи водяного опалення. Конденсат водяної пари після теплообмінника повертається до котла, а нагріта вода спрямовується на нагрівальні прилади системи опалення, які встановлені в опалюваних приміщеннях. Охолоджена вода після нагрівальних приладів знову повертається до пароводяного теплообмінника. Для компенсації розширення води в системі опалення використовується розширювальний бак, який розташовується у найвищій точці системи водяного опалення.

Променивим, як вже відомо, називають спосіб опалення, при якому радіаційна температура приміщення перевищує температуру повітря. Для отримання променевого опалення застосовують нагрівальні панелі –

опалювальні прилади з суцільно гладкою нагрівальною поверхнею. Нагрівальні панелі спільно з теплопроводами утворюють систему панельно-променевого опалення. При використанні такої системи в приміщеннях створюється температурна обстановка, яка характерна для променевого способу опалення. Випромінювання від нагрітих панелей, потрапляючи на поверхню огорожень і предметів, частково поглинається, частково відбивається. При цьому виникає так зване вторинне випромінювання, яке також поглинається предметами і огорожами приміщення. Огорожа, у площині якої встановлена опалювальна панель, отримує шляхом вторинного випромінювання всього 9-12% загального променевого потоку. При розташуванні опалювальної панелі біля зовнішньої стіни під вікном або під стелею відповідно посилюється опромінення підлоги (26%) або стелі (42%) приміщення.

Завдяки променистому теплообміну підвищується температура внутрішньої поверхні огорожень у порівнянні з температурою при конвективному способі опалення і в більшості випадків вона перевищує температуру повітря приміщенні.

Променеве опалення може бути влаштовано при низькій (до 70 °C), середній (від 70 до 250 °C) і високій (до 900 °C) температурі випромінюючої поверхні. Системи опалення при цьому можуть бути місцеві і центральні.

До місцевої системи відносять опалення приміщень панелями і відбивними екранами, якщо енергоносіями для них є електричний струм і газ, а також тверде паливо (при спалюванні його в камінах). В даний час нормами передбачено застосування випромінювачів при температурі їх поверхні не вище як 250 °C.

У центральній системі панельно-променевого опалення застосовуються низько- і середньотемпературні панелі і відбивні екрани з централізованим теплопостачанням за допомогою нагрітої води та повітря, пари високого і низького тиску.

Опалювальні прилади розміщують в стелі або підлозі, біля стелі або стін приміщення. Систему панельно-променевого опалення відповідно називають стельовою, підлоговою або стіноюю. Місцезнаходження панелей і відбивальних екранів вибирають на підставі технологічних, гігієнічних і техніко-економічних міркувань.

Особливості систем опалення з водогліколевими сумішами

Для систем, що працюють періодично, і в яких є небезпечність замерзання теплоносія, необхідно застосовувати воду з домішками, що знижують температуру кристалізації. Як домішки не слід використовувати вибухо- та пожежонебезпечні речовини, а також речовини 1, 2 та 3-го класів небезпечності в кількостях, від яких можуть виникнути при аваріях виділення, що перевищують ГДК у повітрі приміщення. При використанні домішок, наприклад, гліколевих, і наявності вихідних даних, а саме: масової долі гліколю, кінематичної в'язкості, густини, коефіцієнта об'ємного розширення, температур кипіння та кристалізації, водного показника (рН), необхідно враховувати вплив водогліколевої суміші на гідравлічну та теплову стійкість системи, на вибір обладнання, використовуючи рекомендації виробників. При відсутності зазначених параметрів можливо використовувати орієнтовними даними, що наведені в табл. 3.2 [13].

Таблиця 3.2. Вплив водогліколевої суміші на характеристики системи опалення

Характеристики	Масова доля етиленгліколю, %			
	10	20	30	40
Температура кристалізації, °С	-4,4	-9,4	-15,6	-24,4
Мінімальна безпечна робоча температура, °С	+1	-4	-10	-19
Відносна теплопродуктивність	0,998	0,970	0,950	0,935
Відносні втрати тиску	1,05	1,12	1,18	1,24

Використання незамерзаючого 40% водного розчину етиленгліколю

може зменшити теплопродуктивність котлів та опалювальних приладів майже на 7%. Суттєвий вплив здійснює зростання гідравлічного опору труб — майже на 25% (при середній температурі теплоносія 60 °С), що змушує застосовувати більш потужні насоси. Збільшення коефіцієнта об'ємного розширення водогліколевої суміші призводить до використання об'ємніших на 40...45% розширювальних баків. Через токсичність і значний вплив на роботу систем етиленгліколеві розчини слід обмежувати у використанні.

При практичному виборі незамерзаючого теплоносія перевагу необхідно надавати, незважаючи на більшу (майже в три рази) вартість, пропіленгліколевим домішкам.

Використання незамерзаючих рідин слід узгоджувати з виробниками запірно-регулювальної арматури та полімерних труб, роз'ємних фітінгів тощо на їх взаємоприйнятність.

Використання теплоносія з етиленгліколевими домішками потребує коригування теплових та гідравлічних характеристик обладнання системи опалення, розрахованої для теплоносія води [13].

Рекомендовані види систем опалення для деяких приміщень житлових, громадських та промислових будівель наведені в табл. Д17 дод. [1].

3.4. Теплова потужність системи опалення

Тепловий режим приміщень у залежності від їх призначень може бути перемінним і постійним. В житлових, громадських, виробничих та адміністративних будівлях з безперервним режимом роботи, в дитячих і лікувальних закладах, готелях, санаторіях і т. ін., цілодобово повинен підтримуватися постійний тепловий режим упродовж усього опалювального періоду.

Згідно з ДБН «Опалення, вентиляція та кондиціонування повітря» [1] теплова потужність системи опалення, кВт, визначається з урахуванням теплового балансу між тепловими втратами приміщень та надходженнями теплоти до них, тобто

$$Q_o = Q_{\text{втр}} + Q_m - (Q_{\text{вн.п}} + Q_{\text{с.р}}), \quad (3.3)$$

де $Q_{\text{втр}}$ – теплові втрати приміщеннями, кВт; Q_m – витрати теплоти на нагрів холодних транспортних засобів, сировини та матеріалів, кВт; $Q_{\text{вн.п}}$ – внутрішні (побутові) надходження теплоти від електричних приладів, комп'ютерної та офісної техніки, приладів освітлення, технологічного обладнання, людей і т.ін., кВт; $Q_{\text{с.р}}$ – надходження теплоти від сонячної радіації, кВт.

Теплові втрати приміщеннями $Q_{\text{втр}}$, що враховують сумарні втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції та витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря, яке надходить до приміщень, а також витрати теплоти на нагрівання холодних транспортних засобів, сировини та матеріалів Q_m (у разі наявності для виробничих приміщень) розраховуються за методикою розділу 2 (див. п. 2.3).

Внутрішні (побутові) надходження теплоти, кВт, визначаються за формулою

$$Q_{\text{вн.п}} = q_{\text{вн.п}} F_f \cdot 10^{-3}, \quad (3.4)$$

де $q_{\text{вн.п}}$ – питомі внутрішні (побутові) теплонадходження на 1 м² житлової площі будівлі або розрахункової площі громадських будівель, Вт/м²; F_f – площа, м² (для житлових будинків - площа квартир, для громадських будинків – розрахункова площа).

Величину питомих (внутрішніх) теплонадходжень $q_{\text{вн.п}}$ беруть для житлових будинків при відсутності точних даних 10 Вт/м².

Для громадських та адміністративних будинків величина внутрішніх (побутових) надходжень теплоти враховується за розрахунковою кількістю людей (90 Вт/людину), що знаходяться в будинку; освітленням (за встановленою потужністю) та офісної техніки. У разі відсутності точних даних для цих будівель внутрішні теплонадходження також визначаються за формулою (3.4) з урахуванням кількості робочих годин на тиждень, а величину $q_{\text{вн.п}}$ для них беруть 10 Вт/м².

Площу квартир у житловому будинку ($F_{фк}, м^2$) визначають як суму площ усіх приміщень квартири за винятком лоджій, балконів, веранд, терас, холодних комор і зовнішніх тамбурів.

Розрахункова площа громадського будинку ($F_{фр,м^2}$) визначається як сума площ усіх розташованих у ньому приміщень, за винятком коридорів, тамбурів, переходів, сходових кліток, ліфтових шахт, внутрішніх відкритих сходів, а також приміщень, призначених для розміщення інженерного обладнання та інженерних мереж.

Площа коридорів, що використовуються як рекреаційні приміщення в будинках навчальних закладів, а в будинках лікарень, санаторіїв, будинків відпочинку, кінотеатрів, клубів, центрів культури і дозвілля та інших закладів, призначених для відпочинку або очікування відвідувачів, включається до розрахункової площі.

Площі радіовузлів, комутаційних, підсобних приміщень при естрадах і сценах, кіноапаратних, ніш завширшки не менше 1 м та заввишки 1,8 м і більше (за винятком ніш інженерного призначення), а також вбудованих шаф (за винятком вбудованих шаф інженерного призначення) включаються до розрахункової площі будинку.

Надходження теплоти від сонячної радіації, кВт, визначаються за формулою

$$Q_{с.р} = (\zeta_{в} \epsilon_{в} \sum F_i I_i) / (3,6 \cdot n_o \cdot 24), \quad (3.5)$$

де $\zeta_{в} \epsilon_{в}$ – коефіцієнти, що враховують затінення світлового прорізу і відносного проникнення сонячної радіації для світлопрозорих заповнень вікон відповідно (див. табл. Д18 дод.); F_i - площа світлових прорізів огорожень відповідної орієнтації за сторонами світу, $м^2$; I_i - середня величина сонячної радіації за опалювальний період, що надходить на вертикальну поверхню світлопрозорої конструкції різної орієнтації за середніх умов хмарності, МДж / $м^2$ (див. табл. Д19 дод.); n_o – тривалість опалювального періоду, діб (див. табл. Д1 дод.).

Запитання та завдання для самоконтролю

1. Назвіть призначення систем опалення приміщень і основні їх елементи.
2. Яка різниця між місцевими і центральними системами опалення?
3. Наведіть основні вимоги до систем опалення.
4. Проаналізуйте основні переваги води як теплоносія для систем опалення.
5. За рахунок чого здійснюється рух теплоносія (води, повітря) у системах опалення з природною циркуляцією?
6. Які теплоносії використовуються в комбінованих системах опалення?
7. Як визначити теплову потужність системи опалення?
8. Наведіть основні показники конвективних та променевих систем опалення.
9. Чому обмежують радіус використання систем повітряного опалення з природною циркуляцією?
10. Назвіть переваги та недоліки використання незамерзаючих розчинів в системах опалення.

РОЗДІЛ ЧЕТВЕРТИЙ
СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ

4.1. Класифікація систем водяного опалення

Схема водяного опалення наведена на рис. 4.1.

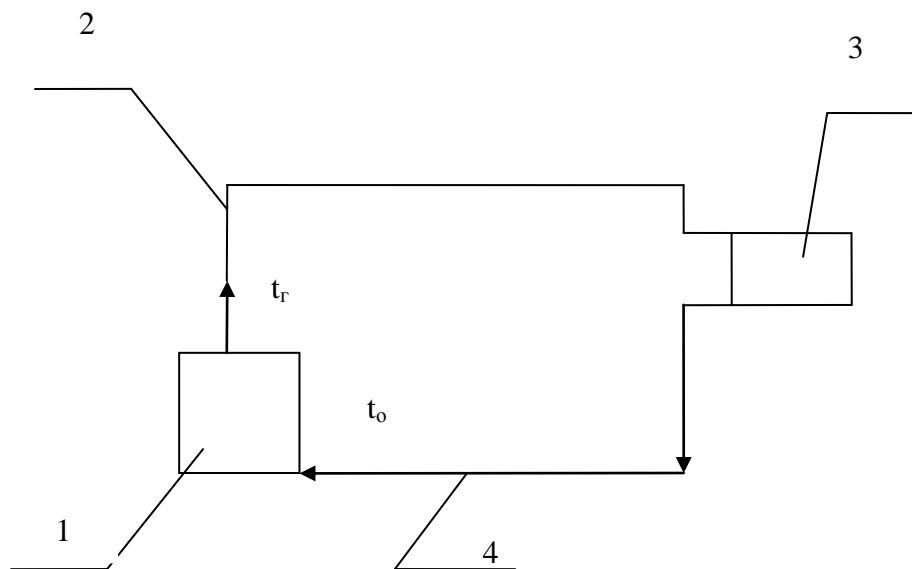


Рис. 4.1. Схема водяного опалення:

- 1 - нагрівач води (водогрійний котел або теплообмінний апарат);
2 - подавальний магістральний трубопровід гарячої води; 3 - нагрівальний пристрій; 4 - магістральний трубопровід поворотної води;
 t_r - температура гарячої води; t_o - температура поворотної води

Згідно зі схемою гаряча вода після нагрівача 1 з температурою t_r спрямовується в подавальний магістральний трубопровід гарячої води 2, звідки надходить до нагрівального приладу 3, після охолодження в якому до температури t_o через магістральний трубопровід поворотної води 4 повертається до нагрівача, і цикл повторюється.

Водяні системи опалення є найбільш поширеними, вони класифікуються за наступними ознаками:

- 1) за способом створення циркуляції на системи:
- з природною циркуляцією (гравітаційні), в яких рух води здійснюється за рахунок різниці густин води $\Delta\rho = \rho_o - \rho_r$, що обумовлена різницею температур $\Delta t = t_r - t_o$;
 - зі штучною циркуляцією (насосні або елеваторні).

2) в залежності від схеми живлення нагрівальних пристроїв на:

- двотрубні;
- однокотрубні.

Двотрубні та однокотрубні системи можуть бути вертикальними та горизонтальними.

3) в залежності від розміщення магістралей на системи:

- з верхньою розводкою подавальної магістралі і нижньою розводкою поворотної магістралі;
- з нижньою розводкою подавальної і поворотної магістралі;
- з нижньою розводкою подавальної і верхньою розводкою поворотної магістралі – «перекинута» циркуляція.

4) в залежності від напрямку руху води в подавальних та поворотних магістралях на:

- тупикові (рух гарячої та охолодженої води зустрічний);
- з супутним рухом води (напрямок потоків в подавальній та поворотній магістралях співпадає).

5) в залежності від розрахункової температури води в подавальній магістралі:

- менше як 70 °С – низькотемпературні системи;
- від 70 до 100 °С – середньотемпературні системи;
- більше як 100 °С – високотемпературні системи.

4.2. Схеми систем водяного опалення

4.2.1. Двотрубні вертикальні системи опалення

• *Двотрубна вертикальна система опалення з верхньою розводкою* (див. рис. 4.2).

На рис. 4.2 наведені дві схеми: схема а) – з однібічним під'єднанням нагрівальних приладів до стояків, а схема б) – з двобічним під'єднанням нагрівальних приладів.

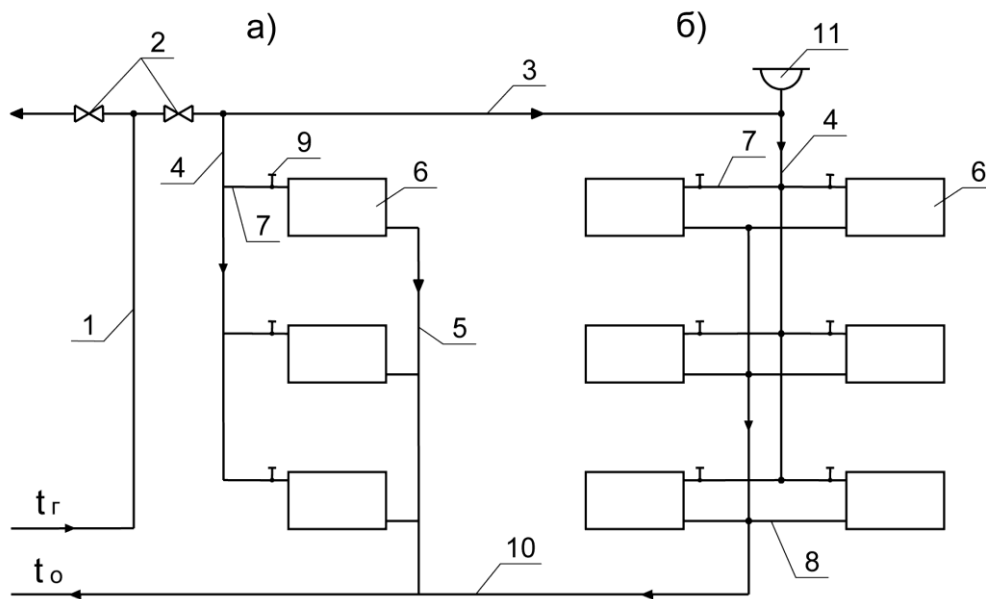


Рис. 4.2. Двотрубна вертикальна система водяного опалення з верхньою розводкою:

- 1 - головний стояк; 2- прохідні крани; 3 – подавальний магістральний трубопровід гарячої води; 4 – гарячі стояки; 5 – поворотні стояки; 6 – нагрівальні прилади; 7 – гарячі підводки до нагрівальних приладів; 8 – поворотні відводки; 9 – регулювальні клапани у нагрівальних приладів; 10 – поворотний магістральний трубопровід охолодженої води; 11 – повітрозбірник

Гаряча вода від теплового пункту або іншого джерела з температурою t_r надходить на головний стояк 1, звідки через прохідні крани 2 - в подавальний магістральний трубопровід 3, що розташований вище самого високого нагрівального приладу. Надалі гаряча вода розподіляється за гарячими стояками 4, до яких через гарячі підводки 7 паралельно під'єднані нагрівальні прилади 6. Охолоджена вода від нагрівальних приладів через поворотні відводки 8 відводиться в поворотні стояки 5, звідки надходить до поворотного магістрального трубопроводу 10, і далі – до теплового пункту або іншого джерела.

Видалення повітря в системі передбачено через повітрозбірник 11, який розташований вище подавальної магістралі.

Біля кожного нагрівального приладу передбачений регулювальний клапан 9 для регулювання тепловіддачі нагрівальних приладів при зміні

температури внутрішнього повітря.

• *Двотрубна вертикальна система опалення з нижньою розводкою* (див. рис. 4.3).

На рис. 4.3 наведено дві схеми: схема а) – з однобічним під'єднанням нагрівальних приладів до стояків, а схема б) – з двобічним під'єднанням нагрівальних приладів.

На відміну від попередньої схеми (з верхньою розводкою) в схемі з нижньою розводкою відсутній головний стояк, а подавальний

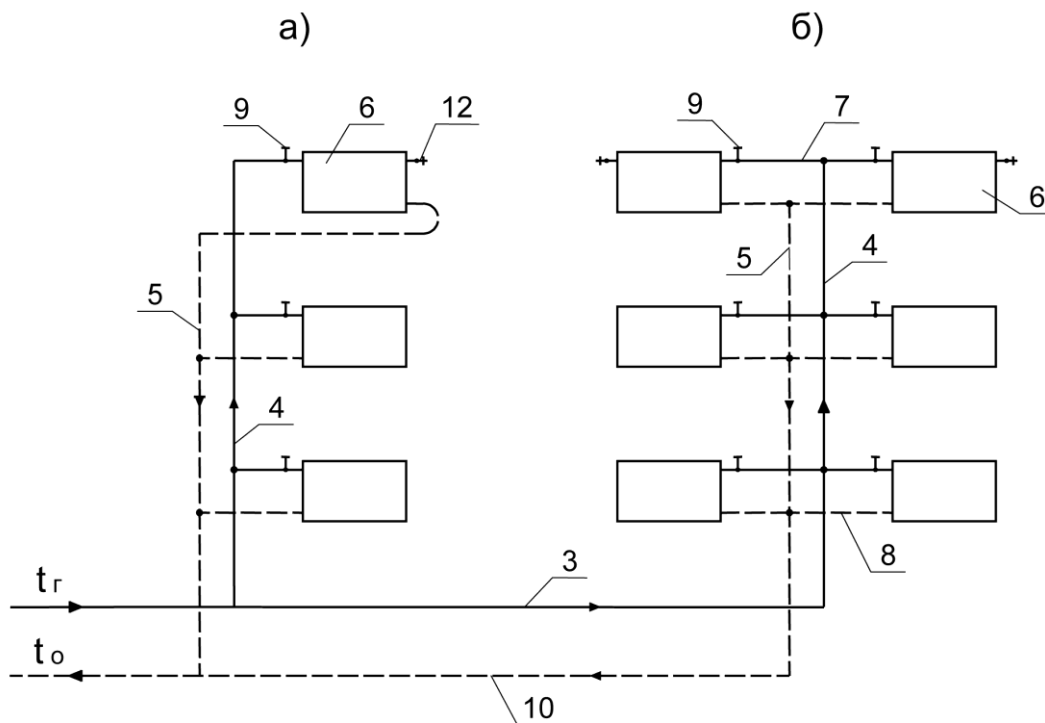


Рис. 4.3. Двотрубна вертикальна система водяного опалення з нижньою розводкою:

3 – 10 – те саме, що і на рис. 4.2; 12 – крани для випуску повітря з системи
магістральний трубопровід 3 розташований нижче самого низького нагрівального приладу. Гаряча вода з нього розподіляється за гарячими стояками, від яких паралельно живляться нагрівальні прилади. Випуск повітря з системи здійснюється через повітровипускні крани 12, які розміщені на нагрівальних приладах в приміщеннях останнього поверху. Також передбачено регулювання тепловіддачі нагрівальних приладів за допомогою регулювальних клапанів 9.

Аналіз двохтрубних систем опалення

Переваги: гаряча вода надходить з однаковою температурою t_r до всіх нагрівальних приладів, що призводить до максимального температурного перепаду на кожному нагрівальному приладі, а це при однакових теплових навантаженнях сприятиме зменшенню площі поверхні нагрівальних приладів.

Недоліки: підвищені витрати трубопроводів і фасонних частин (особливо для систем з верхньою розводкою), що призводить до збільшення капітальних витрат.

Але не дивлячись на підвищені капітальні витрати двотрубні системи сьогодні рекомендуються для переважного використання в житлових та громадських будівлях завдяки можливості забезпечення регулювання тепловіддачі нагрівальних приладів.

Двотрубні системи з верхньою розводкою застосовуються для горючих будівель, а з нижньою - для безгорючих.

4.2.2. Однотрубні вертикальні системи опалення

• *Однотрубна вертикальна система опалення з верхньою розводкою* (див. рис. 4.4).

На рис. 4.4 показані три схеми:

- а) – проточна нерегульована;
- б) – проточна регульована з осьовими замикальними ділянками;
- в) – проточна регульована зі зміщеними замикальними ділянками.

Проточна нерегульована система не має регулювальних пристроїв у нагрівальних приладів, тому нагрівальна вода послідовно проходить всі нагрівальні прилади стояка.

Проточна регульована система з замикальними ділянками дозволяє забезпечити підвищену температуру води у наступних нагрівальних приладів завдяки тому, що нагрівальна вода розділяється на два потоки: перший – до наявного нагрівального приладу; другий – на змішування з

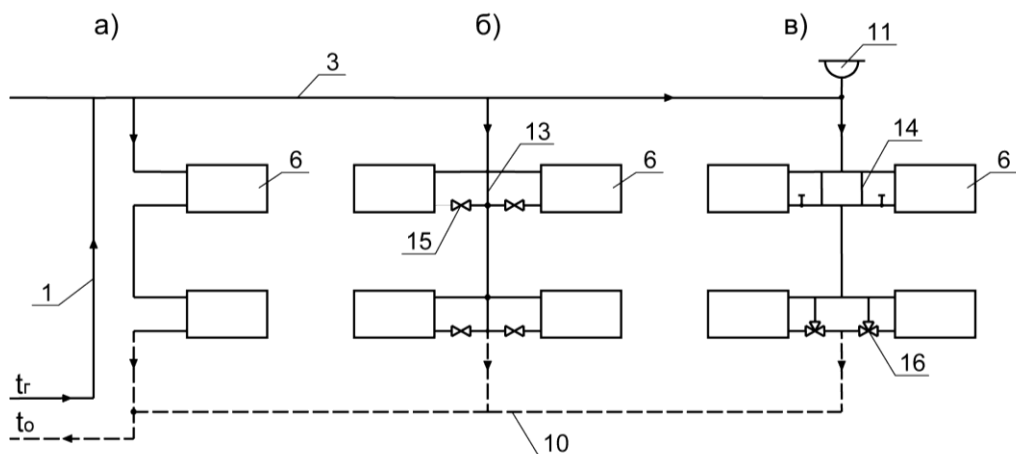


Рис. 4.4. Однотрубна вертикальна система опалення з верхньою розводкою: 1, 3, 6, 11 – те саме, що і на рис. 3.4; 13 – осьові замикальні ділянки; 14 – зміщені замикальні ділянки; 15 – двоходові крани; 16 – триходові крани

охолодженою водою після наявного нагрівального приладу і надходження цієї суміші з більш високою температурою до наступного нагрівального приладу. Зміщення замикальних ділянок до нагрівального приладу сприяє збільшенню витрати води, яка надходить на цей нагрівальний прилад.

- *Однотрубна вертикальна система опалення з нижньою розводкою* (див. рис. 4.5).

На рис. 4.5 наведена найбільш поширена однотрубна система з П – подібними стояками, які мають три ділянки: під'йомну, горизонтальну та опускную.

Наведені на рис. 4.5 схеми а) і б) відносяться до схем проточних регульованих зі зміщеними замикальними ділянками, але в схемі а) використані триходові крани у нагрівальних приладів, а у схемі б) – подвійні крани.

- *Однотрубна вертикальна система опалення з «перекинутою» циркуляцією води [2]* (див. рис. 4.6).

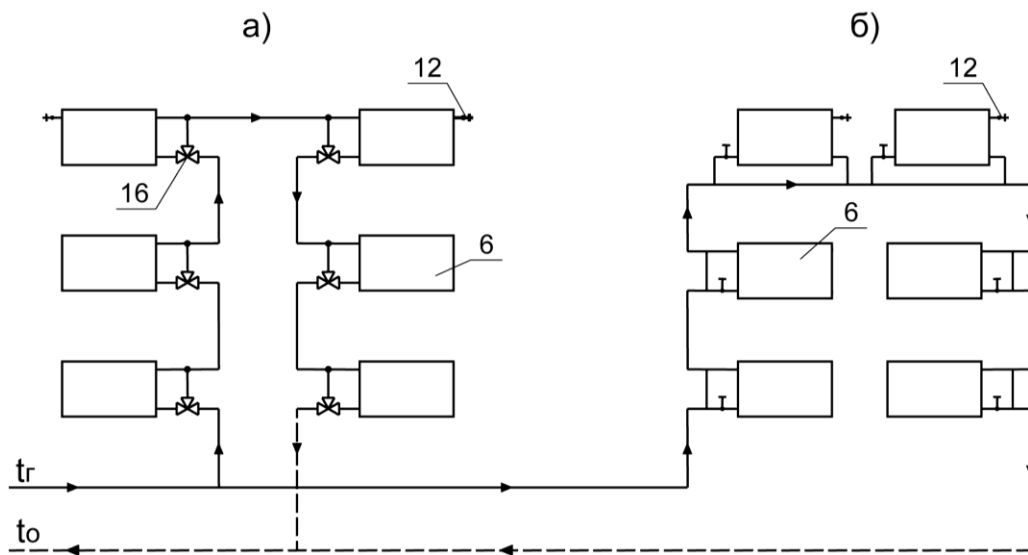


Рис.4.5. Однотрубна вертикальна система опалення з нижньою розводкою і II – подібними стояками: 6 – те саме що і на рис. 4.2; 12 – те саме, що і на рис. 4.3; 16 – те саме, що і на рис. 4.4

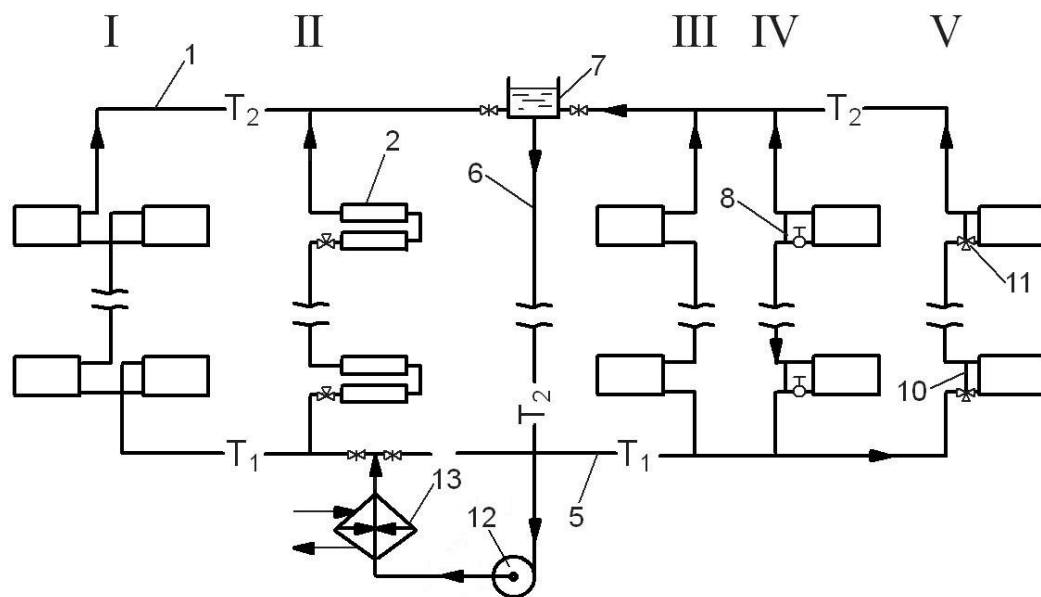


Рис.4.6. Однотрубна вертикальна система опалення з «перекинутою» циркуляцією:

I і III – проточні стояки; II і V – стояки з обхідними ділянками; IV – стояк зі зміщеними замикаючими ділянками; 1- поворотна магістраль; 2 – нагрівальні прилади; 5 – подавальна магістраль; 6 – головний стояк; 7 – розширювальний бак; 8 – зміщена замикальна ділянка; 10 – обхідна ділянка; 11 – триходові крани; 12 – циркуляційний насос; 13 – теплообмінник

Однотрубні системи з «перекинутою» циркуляцією використовуються в

будівлях підвищеної поверховості (10 поверхів і більше). В таких системах найчастіше встановлюють конвектори.

Аналіз однотрубних систем опалення

До переваг однотрубних систем опалення відноситься зниження витрат трубопроводів, а до недоліків – те, що максимальна різниця температур $\Delta t = (t_r - t_o)$ приходить на весь стояк, що призводить до збільшення площі поверхні нагрівальних приладів. Окрім цього в однотрубних системах дуже складно здійснити регулювання тепловіддачі нагрівальних приладів.

Перевагою систем з «перекинутою» циркуляцією є підтримання рівномірного температурного режиму у всіх приміщеннях і встановлення опалювальних приладів однакової поверхні нагріву по висоті будівлі.

4.2.3. Горизонтальні системи опалення

На рис. 4.7 наведені схеми однотрубних горизонтальних систем водяного опалення, причому схема а) є проточна нерегульована, а схема б) – проточна регульована з замикальними ділянками.

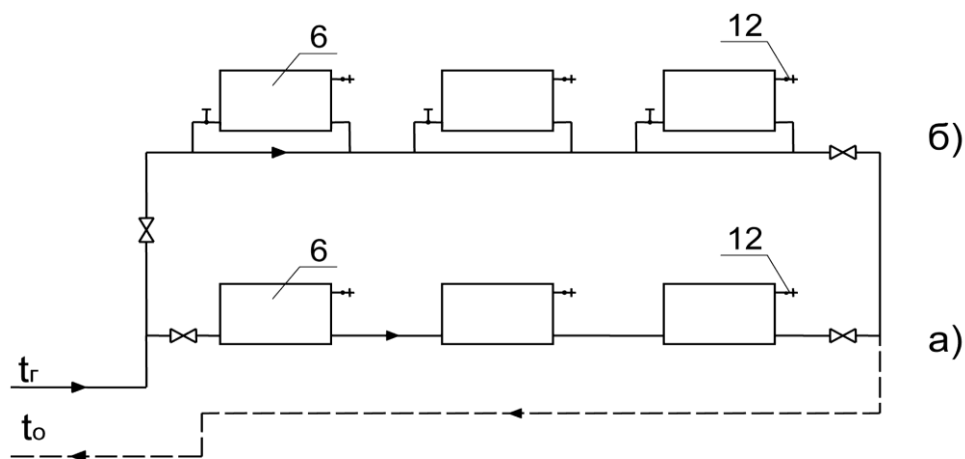


Рис. 4.7. Однотрубні горизонтальні системи водяного опалення

Особливістю однотрубних систем, як зазначалося вище, є те, що випуск повітря здійснюється з кожного нагрівального приладу.

Горизонтальні системи опалення влаштовують для приміщень великої довжини, а також у разі необхідності по поверхового відключення (включення) опалення.

4.2.4. Поквартирна розводка систем опалення

Сучасні вимоги з енергозбереження потребують при проектуванні нових і реконструкції діючих систем опалення передбачати можливість обліку витрати теплоти. При вертикальній розводці систем опалення це практично здійснити неможливо.

Найбільше використання в нових будинках, що споруджуються, отримали поквартирні системи опалення, які відповідають вимогам індивідуального обліку теплоти на опалення.

Поквартирні системи в залежності від схеми розводки можуть бути поповерховими колекторними, променевими і петлевими двотрубними і однотрубними. На рис. 4.8 наведена двотрубна колекторна схема, яка вважається найбільш ефективною [2].

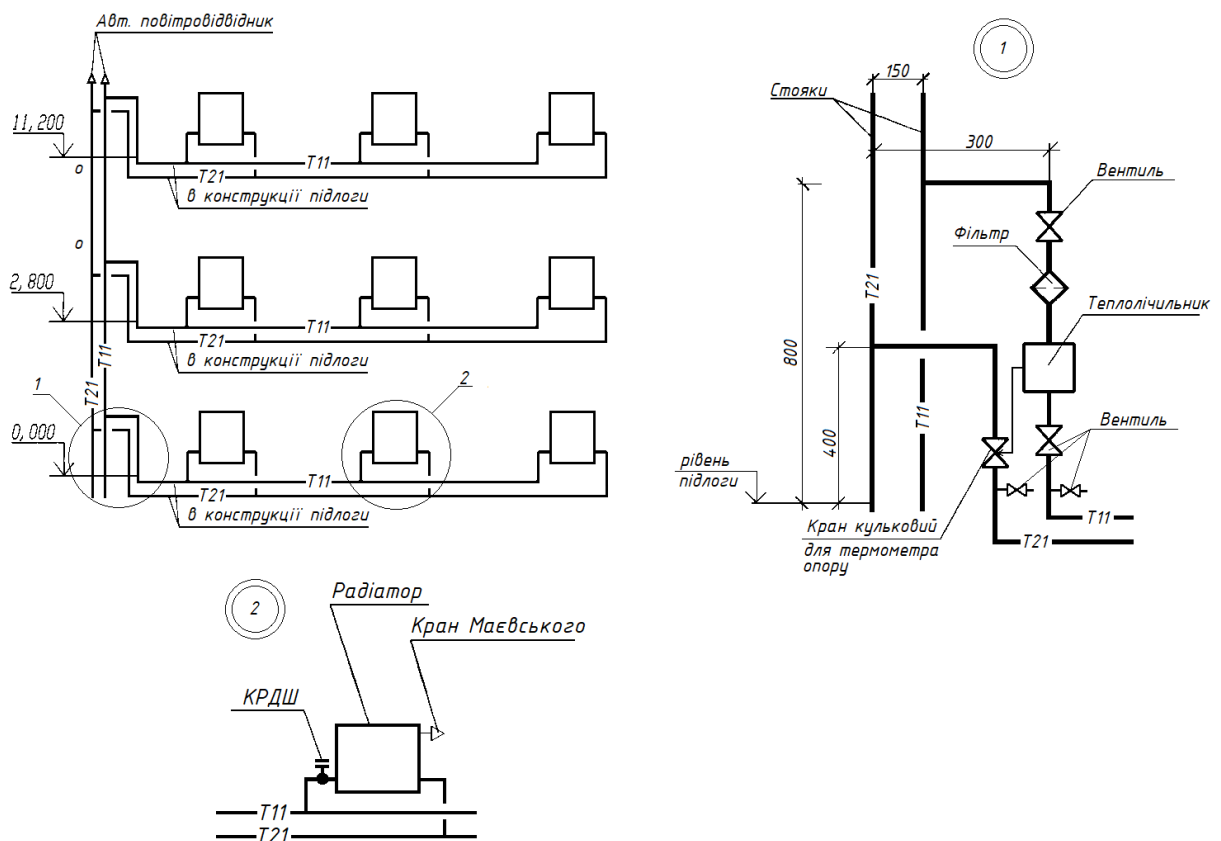


Рис. 4.8. Поквартирна розводка двотрубної системи опалення:
1 – вузол вводу; 2 – вузол нагрівального приладу

В схемі, що зображена на рис. 4.8, подавальні та поворотні стояки системи опалення (Т11 і Т21 відповідно) розташовані за межами квартир. До них через відповідні вентиля і фільтр та встановленим лічильником периметрально під'єднані нагрівальні прилади з індивідуальним регулювальним краном шаровим подвійного регулювання (КРДШ) і краном Маєвського для видалення повітря.

Двотрубна система з горизонтальною поквартирною розводкою порівняно з вертикальною має наступні переваги:

- можливість обліку витрати теплоти в кожній квартирі та встановлення найбільш економічних параметрів мікроклімату в ній⁴

- індивідуальне відключення квартири від вертикального стояка-розподільника на ремонт, що практично не впливає на тепловий режим інших квартир;

- при спорудженні нових будівель пуск системи опалення може бути поповерхово, по мірі будівельної готовності, що неможливо при вертикальній системі без додаткових витрат;

- горизонтальна система опалення більш естетична ніж вертикальна, оскільки не має стояків в кімнатах, а трубопроводи розташовуються периметрально за плінтусами;

4.3. Трубопроводи і запірно-регулювальна арматура

Трубопроводи призначені для подачі в нагрівальні прилади і відведення від них теплоносія (води). В вертикальних системах опалення, як зазначалося при розгляді схем, трубопроводи поділяються на магістралі, стояки і підводки, а в горизонтальних системах, окрім цього, є ще і горизонтальні вітки.

Магістральні трубопроводи прокладають з ухилом для можливості відведення в процесі експлуатації систем опалення накопичень повітря (у верхній частині системи), а також для самотічного спуску води із труб (у нижній їх частині). Ухили передбачають за напрямком руху теплоносія при

верхній розводці і проти руху в системах з нижньою розводкою магістралей.

Нижні магістралі завжди прокладають з ухилом в бік теплового пункту будівель. При цьому якщо магістралей дві (подавальна і поворотна), то для зручності кріплення при монтажі бажано надавати їм ухил в одному і тому ж напрямку.

Рекомендований нормальний ухил водяних магістралей в насосних системах опалення складає 0,003 (відхилення від горизонталі на 3 мм на 1 м довжини труб), хоча в деяких випадках ухил може бути зменшений до 0,002. В системах водяного опалення з природною циркуляцією ухил збільшується до 0,005 – 0,01.

Розташування *стояків* залежить від розміщення магістралей і розташування підводок до нагрівальних приладів. Обов'язковою умовою є виокремлення стояків для опалення сходових кліток, а також, при можливості, розміщення стояків у внутрішніх кутах приміщень. Конструкція стояків повинна сприяти уніфікації деталей для індустріалізації процесу заготовки и зменшенню трудовитрат на монтаж системи опалення.

Прокладка труб в приміщеннях може бути *відкритою та прихованою*. В основному застосовують *відкриту* прокладку, яка є більш простою і дешевою. Тепловіддачу труб враховують при визначенні поверхні нагрівальних приладів.

За технологічними, гігієнічними або архітектуро-планувальними вимогами прокладка труб може бути *скритною*: магістралі розташовують в технічних приміщеннях (підвальних, горищних і т.ін.), стояки і підводки до нагрівальних приладів розміщують у спеціально передбачених шахта і борознах (штрабах) в будівельних конструкціях або замонолічують.

При прокладці трубопроводів враховують можливу зміну довжини труб в процесі експлуатації системи опалення, передбачаючи компенсацію зусиль, які виникають при збільшенні довжини підводок, стояків і магістралей за рахунок, наприклад, П-подібних компенсаторів, спеціальних вигинів

підводок до нагрівальних приладів.

Вертикальні стояки, а також і нагрівальні прилади, розташовують зазвичай у зовнішніх стін – відкрито (на відстані, наприклад, 35 мм від поверхні стін до осі труб) або приховано в борознах стін або масиві стін і перетинках.

Горизонтальні однотрубні гілки - розподільчі по поверхві труби систем водяного опалення, проміжні між стояками і підводками, - розташовують під нагрівальними приладами у підлоги на такій же відстані від поверхні стін як і стояки.

В системах водяного опалення можуть використовуватися металеві (сталеві, мідні і т. ін.) або неметалеві (пластмасові і т. ін.) труби.

Із *сталевих* в системах опалення найчастіше використовуються не оцинковані водогазопровідні, електрозварні труби, і із неіржавіючої сталі. Вони мають високу граничну температуру плавлення, але висока теплопровідність сталі призводить до значних теплових втрат. Сталеві труби розміщуються без додаткових кріплень, але їх не рекомендують використовувати при скритному розташуванні, оскільки вони мають незначну корозійну стійкість.

В останні роки часто використовуються *мідні труби*, які відрізняються значною корозійною стійкістю і довговічністю. Використання м'якої міді дозволяє значно знизити вартість системи опалення і знизити скоротити терміни монтажу за рахунок зменшення кількості з'єднувальних елементів (фітингів), а також дає можливість різноманітної компоновки і естетичного оформлення системи опалення.

Металопластикові труби при використанні в системах опалення мають максимальну робочу температуру 95 °С, а короточасну припустиму – до 130 °С. Перевагою металопластикових труб є простота в монтажі.

Поліетиленові труби, які виконані з високоміцного і термостійкого матеріалу РЕХ, мають робочу температуру 90 °С, а короточасно

припустиму – 100 °С. Термін експлуатації поліетиленових труб складає біля 50 років.

Поліпропіленові труби армовані мають високу термостійкість і низьку теплопровідність, у них відсутня хімічна корозія, а внутрішня поверхня не покривається відкладеннями. Робоча температура при їх використанні складає 0 ... 95 °С.

Характеристики труб з різних матеріалів наведені в табл. 4.1[2].

Таблиця 4.1. Порівняння трубопроводів систем опалення

Матеріал труби	Переваги	Недоліки	Спосіб з'єднання
Сталеві	Велика міцність. Незначний коефіцієнт теплового розширення. Киснева непроникність	Корозійність. Велика шорсткість. Велика маса. Трудність монтажу	Зварювання. Різьбові з'єднання. Фланцеві з'єднання
Неіржавіюча сталь	Всі переваги сталевих труб. Довговічність	Висока вартість	Різьбові з'єднання. Обжимні фітінгові з'єднання
Мідні	Стійкість до корозії. Низька шорсткість. Незначний коефіцієнт теплового розширення. Киснева непроникність. Незначна товщина стінки	Висока вартість. Необхідність заземлення	Капілярна спайка. Обжимні фітінгові з'єднання
Поліетиленові	Гнучкість. Мала маса. Низька шорсткість. Киснева непроникність. Швидкий монтаж	Великий коефіцієнт теплового розширення. Розпад структури при дії ультрафіолету	Розбірні (цанга з кільцем і обжимною гайкою). Нерозбірні (пресфітінги). Полімерне з'єднання
Поліпропіленові	Низька вартість. Дешеві фітінги. Всі переваги поліетилену	Великий коефіцієнт теплового розширення. Провисання при високих температурах	Термостатичне дифузійне зварювання
Металопластикові	Гнучкість. Киснева непроникність	Можливе розшарування труб з часом	Розбірні (цанга з кільцем і обжимною гайкою). Нерозбірні (пресфітінги). Полімерне з'єднання

На трубопроводах систем водяного опалення встановлюють запірно-регулювальну арматуру, яка може бути муфтовою (з внутрішньою різьбою на кінцях для з'єднання з трубами для $d_y \leq 40$ мм) і фланцевою (з фланцями на кінцях при $d_y \geq 50$ мм).

Як запірно-регулювальні пристрої при температурі гарячої води до 100 °С використовують пробкові, триходові і інші крани, дросель-клапани, вентилі (з прямою і нахиленою віссю), при діаметрі $d_y \geq 50$ мм – засувки; а на трубопроводах перегрітої води та пари – тільки вентилі.

На стояках системи опалення для можливості повного їх відключення в період проведення ремонтних робіт під час опалювального сезону встановлюють запірну арматуру у вигляді пробкових або шарових кранів та вентилів. В системах опалення малоповерхових будівель (1 – 3 поверхи) арматуру на стояках встановлювати не доцільно. В цьому випадку простіше передбачити можливість відключення арматурою відносно невеликої частини системи опалення.

На стояках сходових кліток будівель арматуру застосовують незалежно від кількості поверхів.

Для можливості спуска води вниз стояків розміщують спускні крани зі штуцером для під'єднання гнучкого шланга.

Для нормальної роботи систем опалення велике значення має своєчасне видалення з них повітря. Повітря попадає в систему з водою, в якій він розчинений, при початковому заповненні системи і при наступному її підживленні водою. При нагріванні води це повітря виділяється у вигляді бульбашок, які збираються у верхніх точках системи, накопичуються в трубопроводах і опалювальних приладах та утворюють повітряні пробки, що погіршують циркуляцію води.

Для видалення повітря використовують повітровідвідники ручної або автоматичної дії.

Ручні повітровідвідники, або крани Маєвського, мають сталевий або

латунний корпус, в якому розташований регулятор голчастого типу. Шляхом ручного періодичного переміщення регулятора відкривається або закривається канал видалення повітря. Такі повітровідвідники встановлюють в основному на радіаторах опалення.

Автоматичний повітровідвідник поплавкового типу встановлюють зазвичай в верхніх точках систем опалення. По мірі накопичення повітря в поплавковій камері поплавок опускається, відкриваючи випускний клапан для видалення повітря. При відсутності повітря поплавок тримає випускний клапан закритим.

У багатьох системах опалення видалення повітря здійснюється через розташовані у верхніх точках проточні повітрозбірники, що під'єднані до магістралі, або розширювальні баки.

Розширювальні баки призначені для:

- компенсації температурного збільшення об'єму води при її нагріванні, а в насосних системах – і для автоматичного включення підживлюваного насоса в центральному тепловому пункті;

- видалення з системи опалення в атмосферу накопичень повітря;

- контролю за рівнем води в системі.

Відомо, що об'єм води при нагріванні збільшується приблизно на 0,3 % на кожні 10 °С. Тому при підвищенні температури, наприклад, на 90 °С, початковий об'єм води збільшиться приблизно на 3 %. Якщо ця вода не надійде в бак, то в системі виникне надлишковий тиск, що може призвести до розгерметизації системи опалення за рахунок протікання труб в місцях їх з'єднання.

Розширювальні баки бувають відкритими та закритими.

Відкриті розширювальні баки застосовують у відкритих системах опалення. Такі баки являють собою відкриту ємність, дно якої з'єднано з трубою системи опалення. Рівень води в них залежить від об'єму рідини в системі, який змінюється в залежності від температури теплоносія. Відкриті

баки встановлюються у найвищій точці системи, наприклад, на горищі. Такі баки в сучасних системах опалення практично не використовуються.

В закритій системі опалення використовують *мембранний розширювальний бак*. Він являє собою балон шароподібної або овальної форми, що поділений усередині герметичною мембраною на дві частини (повітряну та рідинну) – див. рис. 4.9.

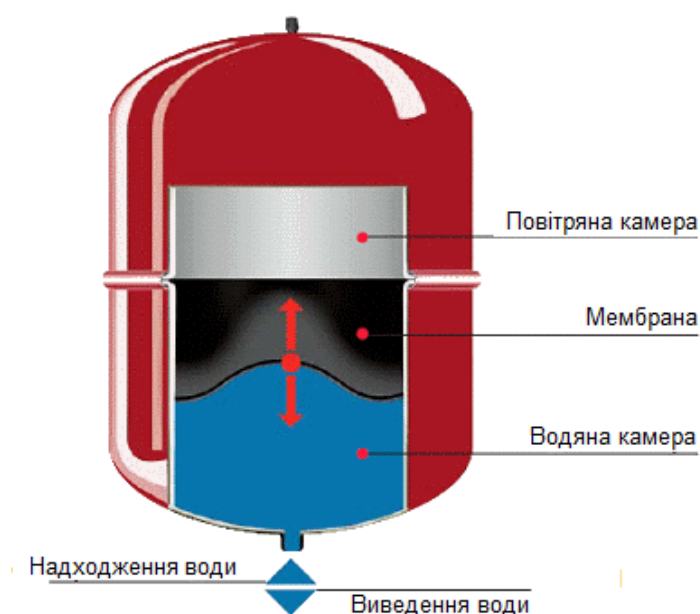


Рис. 4.9. Закритий розширювальний бак

У повітряній частині баку знаходиться клапан, через який при суттєвому збільшенні тиску видаляється повітря, а вода при цьому займає внутрішній об'єм баку. При підвищенні тиску води мембрана прогинається, видаляючи повітря з бачка. Коли водяний тиск зменшується, то мембрана повертається до початкового стану, і повітря через клапан надходить в бачок. Таким чином, вода також має можливість розширюватися (за аналогією з відкритою системою), але безпосередньо не контактує з повітрям. Бак закритого типу може встановлюватися у будь-якому місці опалювальної системи (як правило, поряд з теплогенератором на поворотному трубопроводі – див рис. 4.10). Але такі баки не можна використовувати в системах опалення з природною циркуляцією.

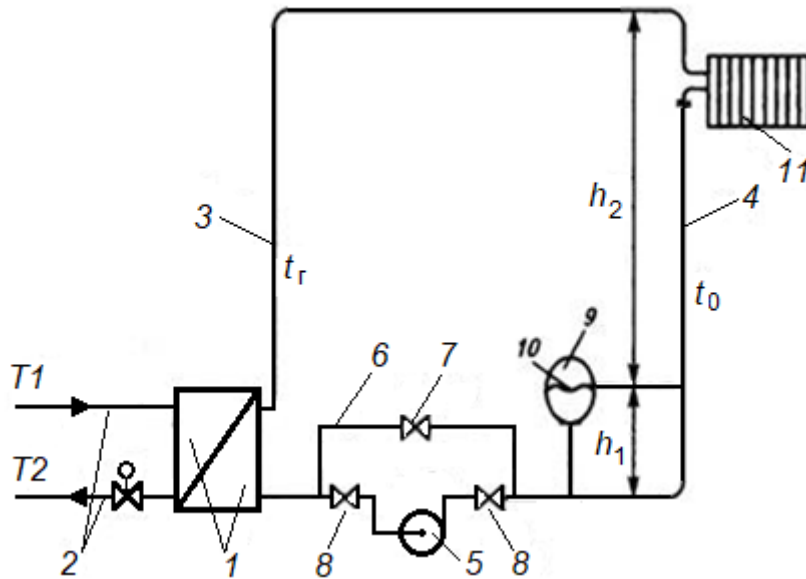


Рис. 4.10. Схема встановлення герметичного розширювального бака в системі опалення:

1- водоводяний теплообмінник системи опалення; 2 – трубопроводи системи тепlopостачання; 3, 4 – подавальний та поворотний трубопроводи СО відповідно; 5 – циркуляційний насос; 6 – байпасний трубопровід; 7, 8 – запірні вентиля; 9 – герметичний розширювальний бак; 10 – мембрана; 11 – нагрівальний прилад

Необхідний об'єм мембранного розширювального бака, л, визначається за формулою [14]

$$V_6 = (V_p + V_z) P_{\text{кін.абс}} / (P_{\text{кін}} - P_0), \quad (4.1)$$

де V_p – збільшення об'єма води в системі опалення при нагріванні, л; V_z – об'єм теплоносія, який початково надходить в розширювальний бак за рахунок статичного тиску системи опалення, або іншими словами, водяний затвор, л; $P_{\text{кін.абс}}$ – кінцевий абсолютний тиск, бар; $P_{\text{кін}}$ – кінцевий надлишковий тиск, бар; P_0 – попередній надлишковий тиск в розширювальному баку, бар.

Збільшення об'єма води в системі опалення, л

$$V_p = V_{\text{сист}} \kappa / 100 \quad (4.2)$$

де $V_{\text{сист}}$ – загальний об'єм води в системі опалення, л; κ – коефіцієнт розширення теплоносія, % (табл. 4.2).

Об'єм води в системі опалення, л

Таблиця 4.2. Зміна об'єма води при нагріванні

$t, ^\circ\text{C}$	40	50	60	70	80	90	100
$k, \%$	0,75	1,18	1,68	2,25	2,89	3,58	4,43

$$V_{\text{сист}} = g_{\text{сист}} Q_0, \quad (4.3)$$

де $g_{\text{сист}}$ – питомий об'єм води в системі опалення, л / кВт; Q_0 – потужність системи опалення, кВт.

Величини $g_{\text{сист}}$ в залежності від типу нагрівальних приладів та температурного графіка системи опалення наведені в табл. 4.3[15].

Таблиця 4.3. Питомі об'єми води на разове наповнення систем опалення

Характеристика теплоспоживаючої системи	Питомий об'єм води $g_{\text{сист}}$, л/кВт, при температурному графіку системи опалення. $^\circ\text{C}$					
	95/70	110/70	130/70	140/70	150/70	180/70
Система опалення, що обладнана радіаторами висотою 500 мм	16,77	15,14	13,0	12,56	11,44	9,55
Те саме, радіаторами висотою 1000 мм	26,66	22,85	20,80	19,95	18,58	15,65
Те саме, ребристими трубами	12,21	10,75	9,29	8,94	7,90	6,88
Те саме, плінтусними конверторами	4,60	4,30	3,70	3,53	3,18	2,75
Те саме, реєстрами з гладких труб	31,82	27,52	23,20	22,36	20,64	18,92
Опалювально-вентиляційна система, обладнана калориферами	7,31	6,45	5,60	5,16	4,73	3,78

В практичних розрахунках сучасних систем опалення величину $g_{\text{сист}}$ можна брати біля 10 л/кВт при встановленні радіаторів, 7 л/кВт – конвекторів, 17 л/кВт – для теплої підлоги.

Величину водяного затвору V_3 для мембранних розширювальних баків номінальним об'ємом більше як 15 л беруть від 0,5 до 1 % об'єма води в системі опалення $V_{\text{сист}}$, але не менше ніж 3 л.

Кінцевий тиск в газовій камері бака $P_{\text{кін}}$ обумовлений надходженням надлишкового об'єма води унаслідок її температурного розширення.

Оскільки цей тиск розповсюджується на всю систему опалення, то він не повинен перевищувати тиску спрацювання запобіжного клапана. При цьому величина кінцевого тиску повинна бути нижчою за тиск спрацювання запобіжного клапана на 0,5 бар. Максимальний кінцевий тиск залежить від попереднього тиску в розширювальному баку і може складати 3, 4, 6, 8, 10, 25 бар і т.ін.

Попередній надлишковий тиск в розширювальному баку P_o визначається на основі статичного тиску в системі опалення, включаючи тиск пари P_n . Статичний тиск системи визначається за її висотою.

При температурах до 100 °С тиск пари не враховується, але за умов безпеки його беруть 0,2 бар, тому попередній тиск визначається наступним чином:

- при $h = 5$ м величина $P_o = (0,5 + 0,2)$ бар;
- при $h = 10$ м величина $P_o = (1,0 + 0,2)$ бар;
- і т. ін.

При температурах теплоносія вище за 100 °С тиск пари необхідно враховувати. Наприклад, при температурі 110 °С величина $P_n = 0,5$ бар, при температурі 120 °С $P_n = 1,0$ бар.

Попередній тиск зазвичай відповідає тиску газу в мембранному баку при його поставці і може складати 1; 1,5; 2; 4 бар і т.ін.

Дійсний об'єм мембранного розширювального бака $V_{б.д.}$, л, визначається за каталогами фірм Reflex (Германія), Aquasystem, Zilmet, Varem, Elbi, СИММ (Італія) і інші, де окрім нього також вказуються кінцевий $P_{кін}$ і попередній P_o тиски, бар.

Різниця між кінцевим і попереднім тисками складає тиск наповнення системи, який утворюється в розширювальному баку за рахунок надходження до нього перед нагрівом системи так званого водяного затвора V_3 .

Тиск наповнення, бар, визначається за формулою

$$P_{\text{нап.абс}} = P_{\text{о.абс}} V_{\text{б.д}} / (V_{\text{б.д}} - V_3). \quad (4.4)$$

Номінальний об'єм відкритих розширювальних баків, л, визначають за формулою

$$V_{\text{б. мин}} = 2 V_p. \quad (4.5)$$

Для закритих розширювальних баків без мембрани, які розташовані зверху, їх об'єм визначають за формулою

$$V_{\text{б. мин}} = 3 V_p. \quad (4.6)$$

Приклад. Вибрати мембранний розширювальний бак для радіаторної системи опалення житлового будинку висотою 30 м з температурним графіком 95/70 °С при її потужності 570 кВт. Запобіжний клапан налаштовується на тиск 6,5 бар.

Розв'язок

1. За висотою системи опалення визначаємо попередній надлишковий тиск в розширювальному баку

$$P_o = (3,0 + 0,2) = 3,2 \text{ бар.}$$

2. Кінцевий надлишковий тиск беремо на 0,5 бар менше ніж тиск запобіжного клапана, тобто

$$P_{\text{кін}} = 6,5 - 0,5 = 6,0 \text{ бар.}$$

3. Для сучасної системи опалення з радіаторами беремо питомий об'єм води в системі опалення $g_{\text{сист}} = 10$ л/кВт, а за формулою (4.3) обчислюємо об'єм води в системі

$$V_{\text{сист}} = 10 \cdot 570 = 5700 \text{ л.}$$

4. За табл. 4.2 при температурі води в подавальному трубопроводі 95 °С визначаємо коефіцієнт розширення теплоносія ($\kappa = 4,005$ %) і за формулою (4.2) обчислюємо збільшення об'єма води в системі опалення

$$V_p = 5700 \cdot 4,005 / 100 = 228,3 \text{ л.}$$

5. Водяний затвор для бака V_3 беремо 0,5 % від величини $V_{\text{сист}}$, тобто

$$V_3 = (0,5 \cdot 5700) / 100 = 28,5 \text{ л.}$$

6. За формулою (4.1) визначаємо номінальний об'єм розширювального

бака

$$V_6 = (228,3 + 28,5) (6,0 + 1,0) / (6,0 - 3,2) = 642 \text{ л.}$$

7. За каталогами фірми, наприклад, Reflex обираємо мембранний розширювальний бак об'ємом 800 л з кінцевим тиском 6 бар.

8. За формулою (4.4) визначаємо тиск наповнення розширювального бака

$$P_{\text{нап.абс}} = 4,2 \cdot 800 / (800 - 28,5) = 4,36 \text{ бар};$$

$$P_{\text{нап.роб}} = 3,36 \text{ бар.}$$

Слід зазначити, що в крупних теплоспоживальних системах групи будівель розширювальні баки не встановлюють, а гідравлічний тиск регулюється за допомогою постійно діючих підживлювальних насосів. Ці насоси також компенсують витікання води через нещільні з'єднання труб, в арматурі і інших елементах системи опалення.

4.4. Теплопостачання систем водяного опалення з вимушеною циркуляцією

Для систем водяного опалення з вимушеною циркуляцією застосовуються наступні схеми теплопостачання:

- 1) Від індивідуальної опалювальної котельні (див. рис. 4.11).
- 2) Від центрального джерела теплопостачання (ТЕЦ, районної або квартальної котельні) – див. рис. 4.12 – 4.14.

При теплопостачанні від індивідуальної опалювальної котельні (рис. 4.11) гаряча вода від котла 1 надходить до головного стояка системи опалення 2, звідки розподіляється на подавальний магістральний трубопровід 3 і далі на нагрівальні прилади 4. Охолоджена в нагрівальних приладах вода надходить в поворотний магістральний трубопровід 5 і за допомогою циркуляційного насоса 6 спрямовується у водогрійний котел для наступного нагрівання, після чого цикл повторюється. Для компенсації розширення води в системі опалення при підвищенні її температури передбачений розширювальний бак 7, випуск повітря з якого в атмосферу здійснюється через трубу 8.

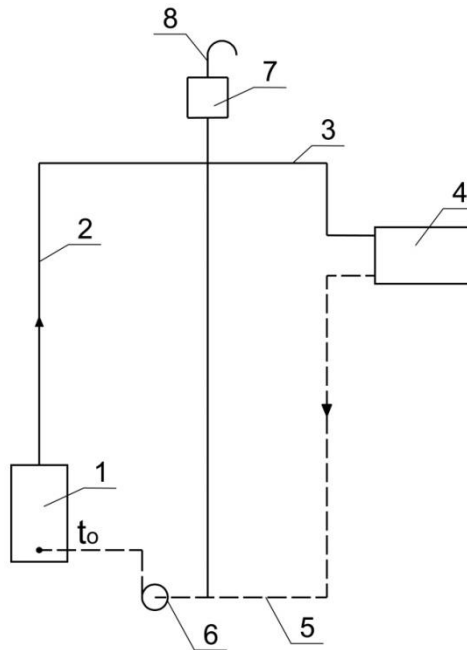


Рис. 4.11. Теплопостачання від індивідуальної опалювальної котельні: 1- водогрійний котел; 2- головний стояк; 3- подавальний магістральний трубопровід; 4- нагрівальний пристрій; 5- поворотний магістральний трубопровід; 6- циркуляційний насос; 7- розширювальний бак; 8- труба для видалення повітря з системи; t_r - температура подавальної води на систему опалення; t_o - температура поворотної води

Слід зазначити, що схема теплопостачання від індивідуальної опалювальної котельні, яка наведена на рис. 4.11, може бути застосована тільки для однієї будівлі.

При централізованому або помірно-централізованому теплопостачанні споживачів можуть бути застосовані три схеми:

- а) незалежна схема (див. рис. 4.12);
- б) залежна схема зі змішуванням води (див. рис. 4.13);
- в) залежна прямоточна схема (див. рис. 4.14).

При *незалежній схемі* теплопостачання (рис. 4.12) порівняно з попередньою схемою (теплопостачання від індивідуальної опалювальної котельні) замість водогрійного котла показаний теплообмінник опалення 1.

В теплообміннику нагрів води, що циркулює в системі опалення, здійснюється нагрівальною водою з подавальної лінії теплової мережі з температурою $t_{\text{под}}$. Нагрівальна вода після охолодження в теплообміннику

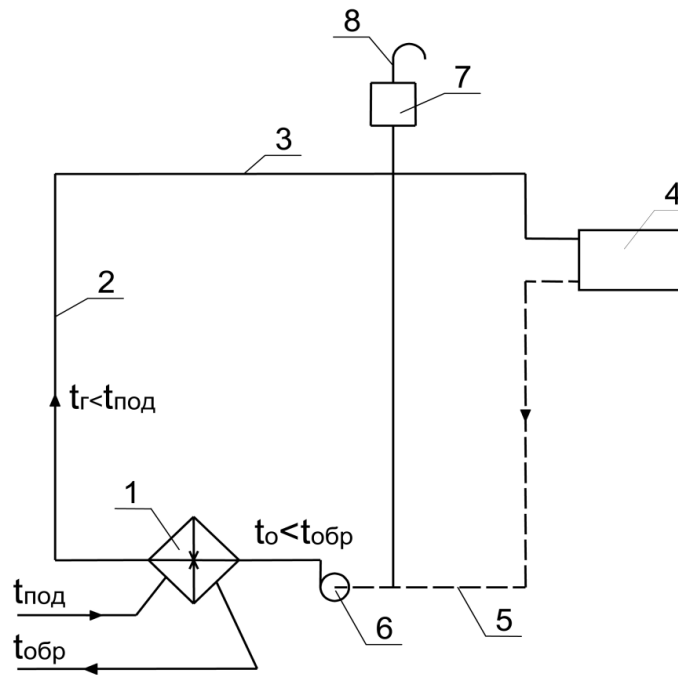


Рис. 4.12. Незалежна схема тепlopостачання:

1 - теплообмінник опалення; 2 – 8 – те саме, що і на рис. 4.11

до температури $t_{обр}$ спрямовується в поворотну лінію теплової мережі і далі надходить до джерела тепlopостачання. Циркуляція води в системі опалення, компенсація її розширення та випуск повітря здійснюється так само, як описано в схемі тепlopостачання від індивідуальної опалювальної котельні.

При залежній схемі зі змішуванням води (рис. 4.13) в тепловому пункті або в підвалі будівлі встановлюється, наприклад, елеваторний вузол 9, до якого підводиться вода з теплової мережі з температурою $t_{под}$. До цієї води підмішується частина води, що віддала свою теплоту в опалювальних приладах з температурою t_o , надалі суміш води з температурою t_r надходить до нагрівальних приладів 4. При використанні залежної схеми з елеватором гідравлічний опір системи опалення долається насосами мережної води, що встановлені в котельні або іншому джерелі тепlopостачання. Перевагою залежної схеми з елеватором є її простота у зв'язку з відсутністю пристроїв (насосів), в яких використовується додаткова енергія, а до недоліків – обмеженість в застосуванні за кількістю поверхів у будівлі (не більше як

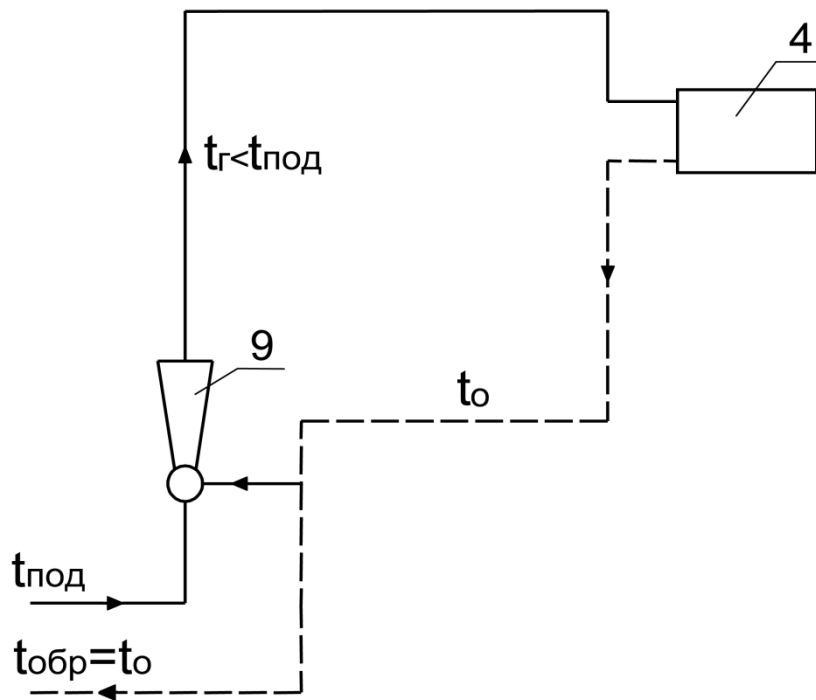


Рис. 4.13. Залежна схема зі змішуванням води:
9 – елеваторний вузол

9) та неможливість здійснити регулювання тепловіддачі нагрівальних приладів.

При проектуванні систем опалення нових будівель, або реконструкції чи модернізації діючих, в залежних схемах зі змішуванням води замість зображеного на рис. 4.9 елеваторного вузла встановлюються циркуляційні насоси, при цьому можливе погодне регулювання теплового навантаження системи опалення. Для висотних будівель (більше як 12 поверхів) система опалення поділяється на дві зони, для кожної з яких встановлюються окремі насоси.

При *залежній прямоточній схемі* (див. рис. 4.14) система опалення під'єднується безпосередньо до теплової мережі.

Перевагою залежної прямоточної схеми є те, що в неї відсутнє проміжне обладнання для нагріву води, що надходить в систему опалення, а до недоліків відноситься складність в регулюванні температури води в системі опалення в залежності від температури зовнішнього повітря. Таке регулювання здійснюється зміною температури води в тепловій мережі, але

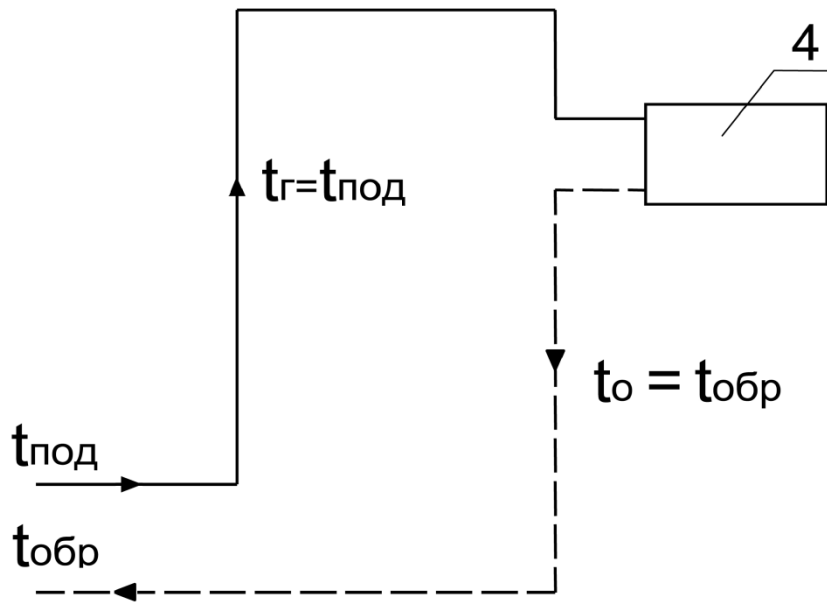


Рис. 4.14. Залежна прямоточна схема

це може призвести до порушення тепlopостачання інших систем, наприклад, системи вентиляції, які під'єднані до однієї теплової мережі. Залежна прямоточна схема може використовуватися для опалення промислових будівель, де допускається температура нагрівальної води 150°C , тобто така ж сама як і в тепловій мережі.

4.5. Методика гідравлічного розрахунку систем водяного опалення

Головним завданням гідравлічного розрахунку є визначення діаметрів трубопроводів при заданому тепловому навантаженні, а також втрат тиску в різних ділянках системи.

В системах центрального опалення використовуються сталеві (див., наприклад, табл. Д20 дод.), мідні, полімерні (у тому числі металополімерні) труби. З'єднання труб може бути розбірним і нерозбірним (різьбове або зварне).

Швидкість руху води в системах опалення допускається не більше ніж $1,5\text{ м/с}$ для житлових і громадських будівель та приміщень, не більше ніж 2 м/с для адміністративно-побутових будівель та приміщень і не більше 3 м/с для виробничих будівель та приміщень.

Прокладка горизонтальних трубопроводів системи опалення здійснюється з уклоном не менше ніж 0,002 (при швидкості руху води 0,25 м/с та більше, а також у горизонтальних приладових вітках уклони можна не передбачати).

Втрати тиску в трубопроводі на тертя та місцеві опори, Па, розраховуються за формулою

$$\Delta P = R \ell + Z \quad (4.7)$$

де R – питомі втрати тиску на тертя, Па/м; ℓ – довжина трубопроводу, м; Z – втрати тиску на місцеві опори, Па.

Питомі втрати тиску на тертя обчислюють за формулою

$$R = n\lambda \frac{\rho \omega^2}{2} \frac{1}{d_{\text{вн}}}, \quad (4.8)$$

де n – коефіцієнт шорсткості трубопроводу; λ – коефіцієнт опору тертя; ω – швидкість руху води, м/с; $d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр трубопроводу, м

Коефіцієнт опору тертя при числі Рейнольдса $Re > 2300$ визначають за формулою Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left[\left(K_{\text{екв}} / d_{\text{вн}} \right) + (68/Re) \right]^{0,25}, \quad (4.9)$$

де $K_{\text{екв}}$ – абсолютна еквівалентна шорсткість стінок трубопроводів, м; Re – число Рейнольдса.

$$Re = \frac{\omega d_{\text{вн}}}{\nu}, \quad (4.10)$$

де ν – кінематична в'язкість води, м²/с, визначається за довідковими таблицями в залежності від температури.

Втрати тиску на місцеві опори визначають за формулою

$$Z = \sum \xi \frac{\rho \omega^2}{2}, \quad (4.11)$$

де $\sum \xi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів.

В практичних розрахунках для сталевих трубопроводів беруть величину $n = 1$, а $K_{\text{екв}} = 0,1$ мм.

Послідовність гідравлічного розрахунку:

1. Вибирається тип системи опалення.

2. Складається розрахункова схема системи опалення для всієї будівлі (зазвичай в аксонометричному зображенні) з усіма прийнятими елементами. На схемі позначають теплові навантаження приладів та встановлену запірно-регулювальну арматуру у приладів, на стояках, магістралях, тепловому пункті.

3. Вибирається головне циркуляційне кільце системи (загальна кількість циркуляційних кілець в двотрубних системах опалення дорівнює кількості нагрівальних приладів, а в однотрубних – кількості стояків):

- в вертикальній однотрубній системі при тупиковому русі води - це кільце через найбільш навантажений і віддалений стояк від теплового пункту, а при супутньому русі води – кільце через найбільш навантажений середній стояк;

- в вертикальній двохтрубній системі при тупиковому русі води - це кільце через нижній опалювальний прилад найбільш навантаженого і віддаленого стояка від теплового пункту, а при супутньому русі води – кільце через нижній опалювальний прилад найбільш навантаженого середнього стояка.

Цим вибором визначається найгірший варіант – максимальна довжина, мінімальний рушійний напір, максимальне теплове навантаження.

Після вибору головного циркуляційного кільця воно розбивається на розрахункові ділянки, які нумерують, починаючи від вузла вводу або елеватора і далі по розрахунковому кільцю, визначаються їх теплові навантаження та довжини.

Слід зазначити, що розрахунковою ділянкою звать відрізок трубопроводу з постійним діаметром і витратою теплоносія. Послідовно з'єднані ділянки, що утворюють замкнутий контур циркуляції води через елеватор (теплогенератор), і утворюють циркуляційне кільце системи. Теплове

навантаження ділянки складається з теплових навантажень приладів, розташованих на ній.

4. Визначається масова витрата води через нагрівальні прилади для розрахункового циркуляційного контуру, кг/с

- двотрубна система (див рис. 4.15)

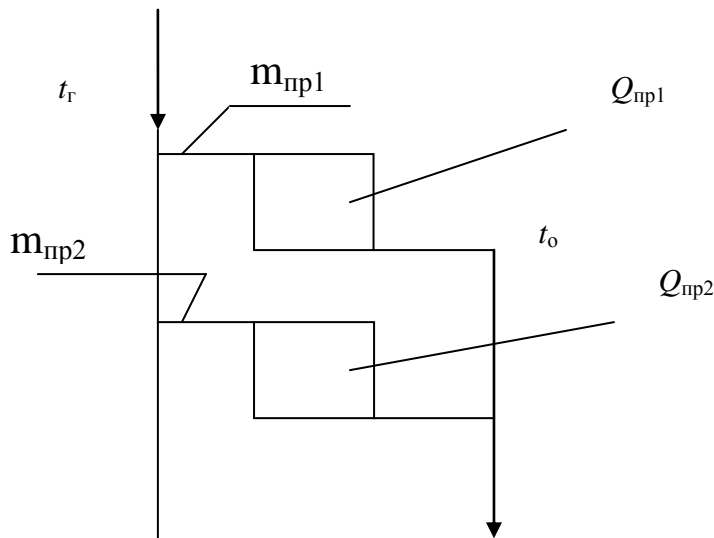


Рис. 4.15. Двотрубна система опалення

$$m_{\text{пр}i} = Q_{\text{пр}i} / c_{\text{в}} (t_{\text{г}} - t_{\text{о}}), \quad (4.12)$$

де $Q_{\text{пр}i}$ - теплове навантаження нагрівального приладу, Вт; $c_{\text{в}}$ - теплоємність води, Дж/(кг·К) – беруть зазвичай 4187 Дж/(кг·К); $t_{\text{г}}$ та $t_{\text{о}}$ - температури нагрівальної та охолодженої води відповідно, °С.

- однотрубна система опалення (див. рис. 4.16)

а) проточна нерегульована (див. рис. 4.16 а)

$$m_{\text{пр}i} = m_{\text{ст}} = \Sigma Q_{\text{пр}i} / c_{\text{в}} (t_{\text{г}} - t_{\text{о}}), \quad (4.13)$$

де $\Sigma Q_{\text{пр}i}$ - теплове навантаження всіх нагрівальних приладів стояка, Вт.

$$\Sigma Q_{\text{пр}i} = Q_{\text{пр}1} + Q_{\text{пр}2} + \dots + Q_{\text{пр}n}.$$

б) проточна регульована з замикальними ділянками (див. рис. 4.16 б)

$$m_{\text{пр}i} = \alpha m_{\text{ст}}, \quad (4.14)$$

де α – коефіцієнт затікання води в нагрівальний пристрій (залежить від

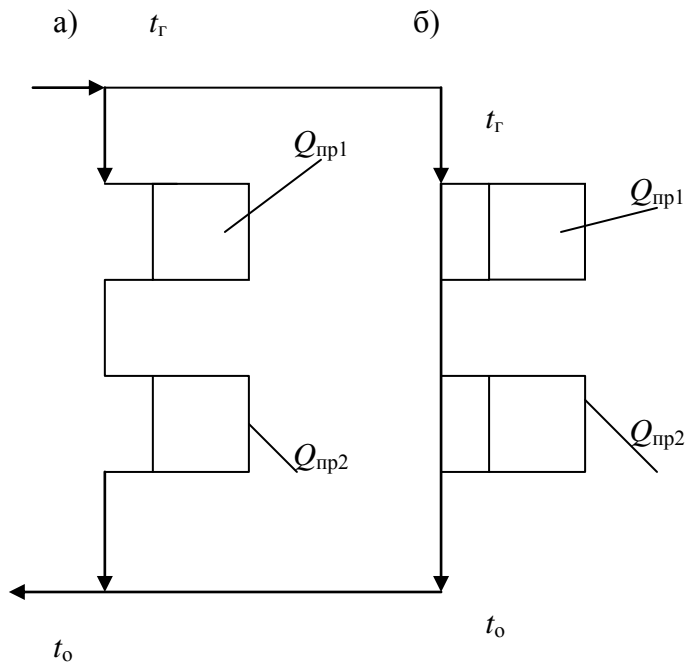


Рис. 4.16. Однотрубна система опалення:
 а) проточна нерегульована; б) проточна регульована з замикальними ділянками

способу під'єднання нагрівального приладу та опору підведень, визначається за довідковими даними – див., наприклад, табл. 4.4).

5. Визначається розрахунковий циркуляційний тиск в циркуляційному контурі, Па

$$P_p = P_n + a\Delta P_e, \quad (4.15)$$

де P_n – тиск, який створюється насосом або перепад тисків на елеваторі, Па; ΔP_e – природний тиск, що створюється за рахунок охолодження води, Па; a – доля природного тиску в розрахункових умовах.

Величина P_n зазвичай складає 10 – 12 кПа, або спрощено може бути визначена за наступним співвідношенням

$$P_n = 100 \Sigma l, \quad (4.16)$$

де Σl – сума довжин ділянок розрахункового контуру, м.

Загальний природний тиск, що створюється в системі, можна розглядати

Таблиця 4.4. Коефіцієнт затікання води для вузлів з радіаторами

Вузол	З'єднання	Підводка з замикальною ділянкою	α
З трьохходовим краном	Одностороннє	-	1
	Двостороннє	-	0,5
З прохідним краном	Одностороннє	Зміщеним*	0,5
		Вісьовим	0,33
	Двостороннє	Зміщеним	0,2
		Вісьовим	0,17

Примітка: *При підводках з утками значення $\alpha = 0,33$.

як суму двох величин: тиску $\Delta P_{e\text{ пр}}$, що виникає внаслідок охолодження води в нагрівальних приладах, і тиску $\Delta P_{e\text{ тр}}$, що виникає охолодженням води в трубах, тобто

$$\Delta P_e = \Delta P_{e\text{ пр}} + \Delta P_{e\text{ тр}}.$$

Зазвичай в системах опалення багатоповерхових будівель перша складова є основною за значенням, друга – додатковою.

Природний тиск, що виникає за рахунок охолодження води, Па, розраховується за формулою

$$\Delta P_e = g h (\rho_o - \rho_r), \quad (4.17)$$

де g – прискорення вільного падіння, що дорівнює $9,81 \text{ м}^2/\text{с}$; h – висота розташування нагрівального приладу від джерела тепlopостачання, м; $(\rho_o - \rho_r)$ – різниця тисків охолодженої та гарячої води, що визначається відповідною різницею температур, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Величину a беруть: $a = 0,4 - 0,5$ – для двотрубних систем опалення; $a = 1,0$ – для однотрубних систем опалення.

6. Визначаються орієнтовні питомі втрати тиску на тертя на розрахункових ділянках, Па/м

$$R_{op} = K P_p / \Sigma l \quad (4.18)$$

де K – коефіцієнт, що залежить від виду системи опалення: $K = 0,5$ – для систем з природною циркуляцією; $K = 0,65$ – для систем опалення з вимушеним рухом води.

7. За номограмами, що наведені, наприклад, в [16], а форма однієї з них – на рис. 4.17, за величинами R_{op} та m_{pr} визначаються стандартний діаметр трубопроводу $d_{ст}$, мм; дійсна швидкість руху води ω_d , м/с; дійсні питомі втрати тиску на тертя R_d , Па/м.

8. За формулою виду (4.7) розраховуються дійсні втрати тиску на тертя і місцеві опори в розрахунковому циркуляційному контурі, Па

$$\Delta P_d = \Sigma(R_d l + Z), \quad (4.19)$$

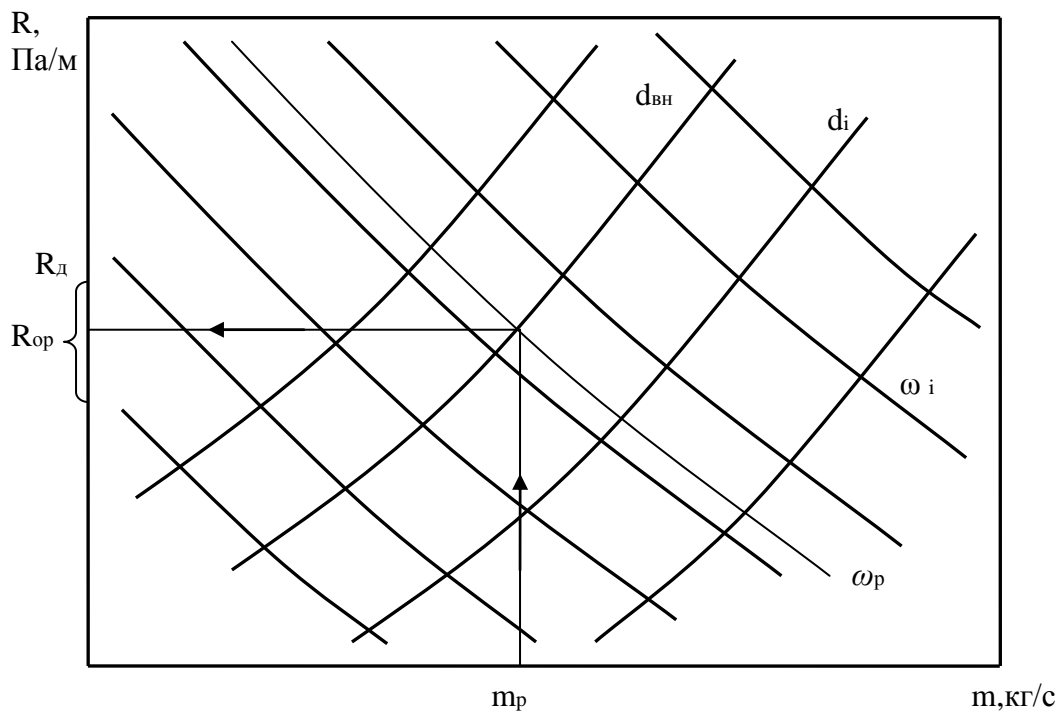


Рис. 4.17. Форма номограми для визначення діаметрів трубопроводів

при цьому втрати тиску на місцеві опори Z , Па, визначаються за формулою (4.11) при дійсній швидкості руху води ω_d .

Коефіцієнти місцевих опорів окремих елементів системи опалення наведені в табл. Д21 дод., а густина води на кожній ділянці визначається за її середньою температурою в нагрівальному приладі:

- для двотрубних систем опалення (однакова для всіх нагрівальних

приладів)

$$t_{cp} = 0,5(t_r + t_o);$$

- для однотрубних систем опалення (різна для кожного нагрівального приладу)

$$t_{cpi} = 0,5(t_{x1} + t_{x2}),$$

де t_{x1} і t_{x2} – температури на вході і виході нагрівального приладу відповідно, °С.

Температура в будь-якій точці стояка однотрубної системи опалення багатоповерхової будівлі

$$t_x = t_r - \frac{(t_r - t_o)(Q_{пр.1} + Q_{пр.2} + \dots + Q_{пр.n})}{\Sigma Q_{ст}}, \quad (4.20)$$

де $Q_{пр.1} + Q_{пр.2} + \dots + Q_{пр.n}$ – теплове навантаження нагрівальних приладів, що розташовані вище точки x , в якій визначається температура води, Вт;

$\Sigma Q_{ст}$ – теплове навантаження всіх нагрівальних приладів, що під'єднані до даного стояка, Вт.

9. Результати розрахунків зводять в табл. 4.5.

Надалі просумувавши втрати тиску на ділянках отримують дійсні втрати тиску в розрахунковому циркуляційному кільці $\Delta P_d = \Sigma(R_d l + Z)$, Па

Величина ΔP_d порівнюється з розрахунковим тиском P_p , при цьому повинно виконуватися наступне співвідношення: $\Delta P_d = 0,9 P_p$.

Якщо ця умова не виконується, то потрібно на деяких ділянках змінити діаметри трубопроводів. Наприклад, якщо $\Delta P_d > 0,9 P_p$, то величина $d_{ст}$ збільшується, а якщо $\Delta P_d < 0,9 P_p$, то величина $d_{ст}$ зменшується.

10. Аналогічно виконують розрахунки інших циркуляційних кілець системи і здійснюють ув'язку тисків в паралельно з'єднаних ділянках і кільцях. Нев'язка тисків в вузлах допускається у розмірі 15 % при ручному розрахунку і 5 % - при розрахунку на ЕОМ.

Таблиця 4.5. Результати гідравлічного розрахунку трубопроводів

Дані на схемі				Розрахункові величини						
Номер ділянки	Теплове навантаження на ділянку Q_i , Вт	Витрата води на ділянку m_i , кг/с	Довжина ділянки l , м	Діаметр трубопроводу $d_{ст}$, мм	Швидкість руху води $\omega_{дв}$, м/с	Питомі втрати тиску на тертя $R_{дл}$, Па/м	Втрати тиску на тертя на ділянці $R_{дл} l$, Па	Сума коефіцієнтів місцевих опорів $\Sigma \zeta$	Втрати тиску на місцеві опори Z , Па	Сумарні втрати тиску на ділянці $(R_{дл} l + Z)$, Па

4. 6. Нагрівальні прилади систем водяного опалення

4.6.1. Основні вимоги до нагрівальних приладів

Відомо, що одним з основних елементів насосних та гравітаційних систем водяного опалення є нагрівальні прилади, які призначені для передачі теплоти від теплоносія (води) до повітря та огорожувальних конструкцій приміщень, де вони встановлені.

Нагрівальні прилади систем опалення повинні задовольняти теплотехнічним, санітарно-гігієнічним, економічним, виробничо-монтажним, експлуатаційним, архітектурно-будівельним і екологічним вимогам.

До *теплотехнічних вимог* відноситься те, щоби нагрівальні прилади найбільш інтенсивно передавали теплоту від теплоносія до повітря приміщень, тобто мали високий коефіцієнт теплопередачі (не менше ніж 9 – 16 Вт/(м²·К)).

Санітарно-гігієнічні вимоги обмежують температуру зовнішньої поверхні приладу, а також обумовлюють форму, яка б дозволяла здійснювати їх очистку від пилу.

Економічні вимоги обумовлюють оптимальну вартість приладу і робіт з його монтажу та експлуатації.

До *виробничо-монтажних вимог* відносяться забезпечення найменших витрат при монтажі, регулюванні і налаштуванні, а також достатньої механічної міцності приладів.

Експлуатаційні вимоги включають теплову стійкість опалювального приладу, наявність засобів для регулювання тепловіддачі, а також повну водонепроникність в заданих межах гідростатичного тиску.

До *архітектурно-будівельних вимог* відносять естетичний зовнішній вигляд та оптимальні габаритні розміри.

Екологічні вимоги обумовлюють мінімальний рівень викидів шкідливих речовин при виробництві, експлуатації, а також при встановленні нагрівальних приладів.

4.6.2. Види і конструкції нагрівальних приладів

Нагрівальні прилади, що використовуються в системах водяного опалення, класифікують за наступними ознаками.

- За матеріалом, що використовується для їх виготовлення: *металеві* - чавунні, сталеві, алюмінієві, мідні, біметалеві (сталеві-алюмінієві, мідно-алюмінієві); *неметалеві* – керамічні, бетонні; *комбіновані*, в яких в бетонні або керамічні панелі розміщують сталеві чи чавунні нагрівальні елементи.
- За видом зовнішньої поверхні нагріву: з гладкою поверхнею; з ребреною поверхнею.
- За конструкцією: радіатори (секційні і панельні), конвектори, реєстри з гладких або ребрених труб, калорифери.
- За висотою: *високі* (висотою більше як 650 мм); *середні* (400 – 650 мм); *низькі* (200 – 400 мм); *плінтусні* (до 200 мм).
- За будівельною глибиною (товщиною): *малої* (до 120 мм); *середньої* (120 – 200 мм); *великої* глибини (більше як 200 мм).

- За величиною теплової інерції – *малої та великої*. Опалювальні прилади малої теплової інерції мають малу масу металу та малу водомісткість, високу теплопровідність (це, наприклад, конвектори, листові штамповані радіатори), а великої теплової інерції – навпаки, велику масу металу або бетону, велику водомісткість, низьку теплопровідність (наприклад, чавунні радіатори, стельові і підлогові опалювальні панелі).

- За переважним способом тепловіддачі:

- *радіаційні*, що передають випромінюванням не менше як 50 % загального теплового потоку. До них відносяться стельові опалювальні панелі та випромінювачі;

- *конвективно - радіаційні*, що передають конвекцією від 50 до 75 % загального теплового потоку. До них відносяться секційні і панельні радіатори, реєстри з гладких труб, підлогові опалювальні панелі;

- *конвективні*, що передають конвекцією не менше як 75 % загального теплового потоку. До них відносяться конвектори, калорифери, реєстри з оребрених труб.

Чавунні секційні радіатори (див. рис. 4.18) призначені для систем опалення житлових, громадських і виробничих приміщень підвищеної поверховості з температурою теплоносія до 130 °С (у тому числі і в парових системах опалення) і робочим надлишковим тиском до 0,9 МПа. Радіаційна складова теплового потоку в них становить біля 30%, а конвективного — 70%. За рахунок конвективної складової забезпечується швидке прогрівання верхньої, а радіаційної — добре прогрівання нижньої частин приміщення.

Секції радіатора виготовляють з сірого чавуну СЧ10 з пластинчастим графітом, а ніпелі, що з'єднують секції, - з ковкого чавуну феритного класу КЧ30-6Ф. Для забезпечення герметичності між секціями і ніпелями розташовують каучукові прокладки з термостійкої високоякісної резини. Радіатори випускаються малої (300 мм) і середньої (500 мм) висоти, можуть



Рис. 4.18. Чавунний секційний радіатор

компонуватися в нагрівальні прилади різної площі з необхідною кількістю секцій.

Дані прилади надійні в експлуатації, мають значну товщину стінок, що робить їх стійкими проти корозії та заростання накипом, особливо при низьких якостях теплоносія та обслуговування. Мають великий переріз каналів, зменшуючи, таким чином, витрати енергії на переміщення теплоносія. Крім оребрених моделей, — досить гігієнічні. Однак, мають велику водомісткість, металоємність (наприклад, поширена вітчизняна секція чавунного радіатора МС-140 важить 7,5 кг, вміщує 4 літри води і має всього $0,23 \text{ м}^2$ площі нагріву), неестетичний зовнішній вигляд, трудомісткість виробництва і монтажу, відносно велику будівельну глибину. Основні недоліки — велика теплова інерційність, що знижує ефект енергозаощадження; низька стійкість до гідроудару; ускладнений монтаж, пов'язаний з великою вагою; несучасний зовнішній вигляд і погана якість поверхні.

Сталеві панельні радіатори (рис. 4.19) мають одну, дві, або три панелі (відповідно перші цифри 1, 2, або 3 в позначенні типу), що складаються з двох штампованих листів, які утворюють горизонтальні колектори, з'єднаних вертикальними колонками. Радіатори можуть мати один, два, або три конвектори (відповідно другі цифри 1, 2, або 3 в позначенні типу, цифра 0 свідчить про відсутність конвекторів), які з'єднані з панелями. Довжина



Рис. 4.19. Сталеві панельні радіатори

панельних радіаторів коливається від 400 до 3000 мм, а їх висота складає 300, 500, 600, 700 мм.

Панельні радіатори мають загальні для радіаторів переваги. Вони відрізняються від чавунних меншою металоємністю, вдвічі меншою водомісткістю, більше відповідають інтер'єру приміщення. Однопанельні конструкції легше очищаються від пилу, більш технологічні у виробництві і при монтажу, мало інерційні, а отже, легше піддаються автоматичному керуванню теплової потужності. Мають невелику будівельну глибину. Основним недоліком є вразливість до внутрішньої корозії, оскільки товщина стінки становить приблизно 1,2...1,5 мм. Застосування таких приладів обмежується замкненими системами опалення, системами із спеціально підготовленою (деаерованою) водою, котеджними системами, де легко забезпечити високу якість теплоносія. Недоліком також є те, однопанельні радіатори мають відносно невелику площу нагрівальної поверхні, тому збільшення кількості панелей та наявність конвекторів призводить до збільшення загальної площі теплопередавальної поверхні, але наслідком

цього є збільшення розмірів та ваги панельних радіаторів, що наближує їх за цими характеристиками до чавунних радіаторів.

Алюмінієві секційні радіатори (див. рис. 4.20) в порівнянні з попередніми конструкціями мають кращі теплові характеристики, низьку



Рис. 4.20. Алюмінієвий секційний радіатор

теплову інерційність і питому вагу, більш естетичні, зручні для монтажу. Завдяки зменшенню об'єму води в секціях алюмінієві радіатори добре піддаються регулюванню з використанням терморегуляторів.

Секції алюмінієвих радіаторів виготовляють із алюмінієвих сплавів методом лиття під тиском. Довжина радіатора та його теплова потужність визначається необхідною кількістю секцій. Робочий тиск алюмінієвих радіаторів може складати біля 0,6 МПа або 1,2 МПа.

До недоліків алюмінієвих радіаторів відноситься складність очищення від пилу внутрішньої поверхні, що знижує їх санітарно-гігієнічні характеристики. Окрім того, такі радіатори можуть зазнавати кислотної корозії, викликані додаванням до теплоносія домішок, що зменшують твердість води і запобігають відкладенню накипних утворень на внутрішніх поверхнях. Корозія підсилюється утворенням в системах опалення гальванічних пар алюмінію з іншими металами, наприклад, латунню, міддю.

Тому не рекомендується поєднувати алюмінієві радіатори з мідними трубопроводами і латунними фітингами. При застосуванні таких радіаторів необхідно ще на стадії проектування провести протикорозійні заходи у відповідності до вимог виробників.

Конвектори (див. рис. 4.21,а) традиційно складаються з двох елементів –

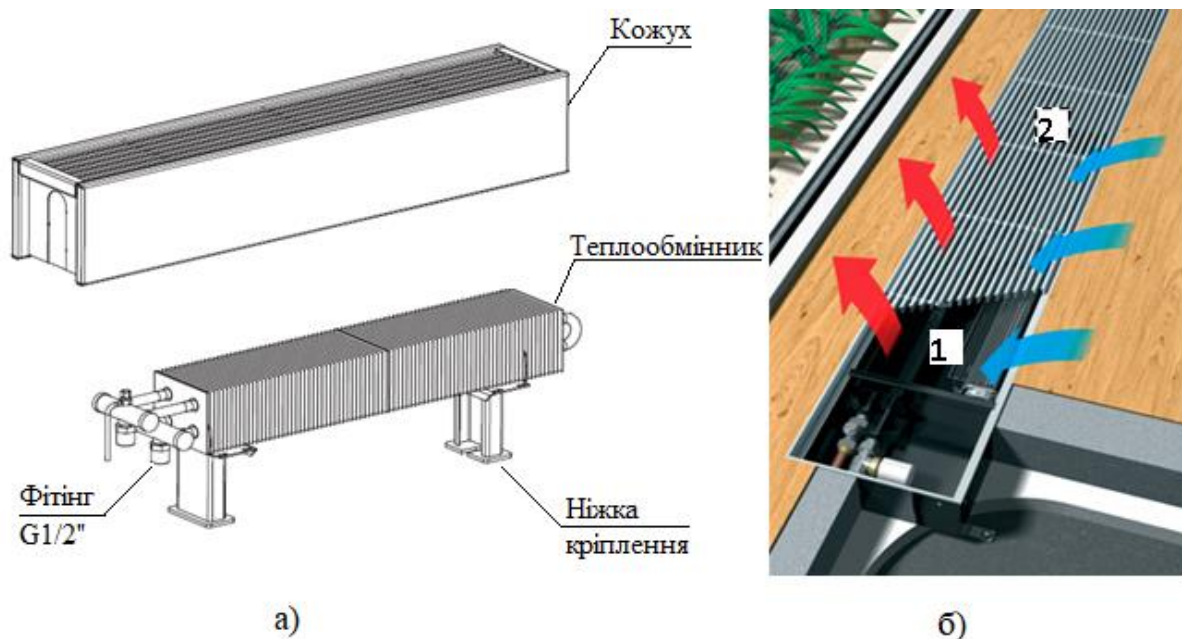


Рис. 4.21. Конвектор: а). зовнішній вигляд; б). розташування під підлогою: 1- конвектор, 2 – декоративна решітка

оребреного нагрівача (однієї або декількох металевих труб, на яких з інтервалом в 5 – 10 мм закріплені тонкі прямокутні пластини) і кожуха. Конструктивно кожух, висота якого коливається від 70 до 1500 мм, являє собою прямокутний короб або панель з боковими стінками. Знизу він повністю відкритий, а зверху має отвори для виходу повітря або на ньому встановлена декоративна решітка.

В залежності від матеріалу конвектори можуть бути сталевими, алюмінієвими, мідними і чавунними. За способом монтажу конвектори розташовують на підлозі, на стіні, або під підлогою (рис. 4.21, б), а за висотою кожуха можуть бути з низьким і високим кожухом.

Біметалеві радіатори (рис. 4.22) складаються з декількох секцій (від 3 до 15). Кожна секція виготовлена зі сталевого регістра, на який нанесено

тонкостінне оребрення з високоякісного алюмінієвого сплаву. Сталевий регістр виключає контакт теплоносія з алюмінієм, що не призводить до електрохімічної корозії алюмінієвого оребрення.

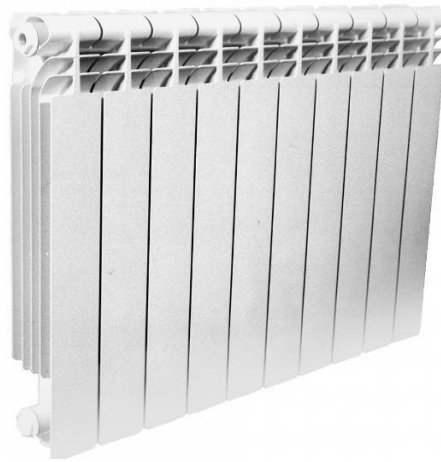


Рис.4.22. Зовнішній вигляд біметалевого радіатора

Біметалеві радіатори адаптовані до будь-яких систем опалення житлових і виробничих приміщень із робочим тиском у системі до 1,8 МПа. Вони не вимагають спеціальної підготовки води (очищення, зниження кислотності, лужності), на відміну від алюмінієвих радіаторів. Мають корпус без гострих кутів, температура на поверхні в 2 рази нижче, ніж усередині, що дозволяє навіть застосовувати їх у дитячих і лікувальних установах. Недоліками таких радіаторів є їх підвищена вартість.

Мідно-алюмінієві радіатори (рис. 4.23) за всіма показниками вважаються одними з найкращих. Порівняно з чавунними, або сталевими панельними радіаторами, вони відзначаються у декілька разів меншою ємністю, невеликою масою теплоносія, значно меншою інерційністю і високою швидкістю прогрівання приміщення. Складаються з теплообмінника та навісних декоративних панелей. Теплообмінник являє собою безшовну мідну трубу з оребренням алюмінієвими пластинами товщиною 0,5 мм. Прилади володіють високою стійкістю до корозії, оскільки теплоносієм контактує тільки з нейтральним до корозії металом –



Рис. 4.23. Зовнішній вигляд мідно-алюмінієвих радіаторів

міддю. Такі прилади при монтажі не рекомендується поєднувати з сталевими оцинкованими трубами. Єдиним недоліком мідно – алюмінієвих радіаторів є їх підвищена вартість.

Ребристі труби являють собою фланцеву чавунну трубу довжиною 1; 1,5 і 2 м, зовнішня поверхня якої має відлиті спільно з нею тонкі ребра. Таки труби встановлюють горизонтально в декілька ярусів і з'єднують за змійовиковою схемою на болтах за допомогою «калачів».

Гладкотрубні прилади складаються з декількох з'єднаних сталевих труб діаметром 32 – 100 мм. Такі прилади мають високу теплопередавальну спроможність, але разом з тим є важкими і громіздкими, займають багато місця. Гладкотрубні прилади використовують у випадках, коли не можуть бути використані інші нагрівальні прилади, наприклад, для обігріву виробничих приміщень і гаражів.

На завершення наведемо порівняльні характеристики опалювальних приладів в залежності від використаного для їх виготовлення матеріалу.

Чавунні радіатори мають питомий об'єм теплоносія 9,06 л/кВт, що обумовлює їх високу інерційність. До переваг чавунних радіаторів відноситься висока антикорозійна стійкість, що дозволяє використовувати їх у відкритих системах опалення з підвищеним вмістом кисню у теплоносії. Також ці радіатори мають значний термін експлуатації (до 30 років). До

недоліків чавунних радіаторів відноситься низька стійкість до гідроударів та велика вага (металоємність складає 42,5 кг/кВт). Робочий тиск чавунних радіаторів складає 0,9 МПа.

Сталеві панельні радіатори при сучасному дизайну мають низьку стійкість до корозії та до гідроударів. Питомий об'єм теплоносія складає 2,54 л/кВт, робочий тиск – 1,0 МПа, металоємність – 16,6 кг/кВт, термін експлуатації – біля 20 років.

Алюмінієві радіатори характеризуються високою тепловіддачею, легкою вагою (металоємність 7,8 кг/кВт), сучасним дизайном, питомий об'єм теплоносія в них складає 1,98 л/кВт. До недоліків таких радіаторів відносяться схильність до корозії при неякісному теплоносії в центральних та індивідуальних системах опалення, уразливість до гідравлічних ударів. Робочий тиск в алюмінієвих радіаторах 1,6 МПа, термін експлуатації – біля 20 років.

Сталево-алюмінієві радіатори характеризуються сучасним дизайном, високою тепловіддачею, легкою вагою (металоємність 8,5 кг/кВт), мають високу стійкість до електрохімічної корозії та до гідравлічних ударів, не вимагають спеціальної підготовки води. Робочий тиск – 1,8 МПа, термін експлуатації – біля 40 років.

Мідно-алюмінієві радіатори мають високу стійкість до корозії та до гідроударів. Питомий об'єм теплоносія в них складає 0,57 л/кВт, металоємність – 4,7 кг/кВт, робочий тиск – 1,6 МПа, термін експлуатації – до 40 років.

4.6.3. Вибір і розміщення нагрівальних приладів

Вибір нагрівальних приладів в водяних системах опалення обумовлюється рядом факторів, а саме робочим і опресовочним тиском, тепловіддачею, режимом експлуатації, якістю теплоносія і складом повітряного середовища приміщень.

Також враховують призначення і архітектурно-технологічне планування

будівель, особливості теплового режиму приміщень, продовжуваності знаходження в них людей.

При підвищених санітарно-гігієнічних вимогах, а також протипожежних противибухових вимогах обирають прилади з гладкою поверхнюю – радіатори панельні бетонні або сталеві і гладкотрубні прилади (при обґрунтуванні).

При довготерміновому перебуванні людей в звичайних умовах застосовують прилади конвективно-радіаційного і конвективного типу (не більше двох видів приладів для всієї будівлі або споруди).

У виробничих приміщеннях найчастіше використовують прилади, які забезпечують підвищену густину теплового потоку по довжині (це можуть бути радіатори секційні, декілька оребрених труб і т.ін.); в адміністративно-побутових будівлях – конвектори без кожуха; в житлових та громадських – радіатори і конвектори з кожухом. У приміщеннях з короткотерміновим перебуванням людей перевагу віддають приладам з високими теплотехнічними показниками.

Опалювальні прилади повинні забезпечувати рівномірний нагрів приміщень.

Опалювальні прилади, як правило, розташовують на стіні під вікном для створення так званої «теплової завіси». Довжина опалювального приладу повинна складати не менше 75 % довжини світлового отвору.

Опалювальні прилади встановлюють так, щоби їх ребра розташовувалися строго вертикально; в кожному приміщенні всі прилади необхідно розташовувати на одному рівні: не менше як 60 мм від підлоги, 50 мм – від нижньої поверхні підвіконня, 25 мм – від поверхні штукатурки стін.

У приміщеннях висотою більше як 6 м зі світловими отворами зверху частину приладів розташовують у верхній зоні.

Особливу увагу слід приділити розташуванню приладів на сходинок клітках – їх не слід розміщувати у відсіках тамбурів, що мають зовнішні

двері для запобігання замерзання води. Нагрівальні прилади сходин них кліток приєднують до окремих стояків за однотрубною проточною не регульованою схемою.

Опалювальні прилади розташовують так, щоби були забезпечені їх огляд, очищення і ремонт. Якщо використовується огороження або декорування приладів (окрім конвекторів з кожухом за технічними вимогами), то зменшення номінального теплового потоку закритих приладів допускається не більше ніж на 10 %.

4.6.4. Методика вибору площі поверхні нагрівальних приладів

Зазвичай площа теплопередавальної поверхні нагрівального приладу, m^2 , може бути визначена з рівняння теплопередачі

$$F_{\text{пр}} = Q_{\text{пр}} / K_{\text{пр}} \Delta t_{\text{ср}}, \quad (4.21)$$

де $Q_{\text{пр}}$ – теплове навантаження нагрівального приладу, Вт (отримане з розрахунку теплових втрат приміщеннями і вибраній кількості нагрівальних приладів для цього приміщення); $K_{\text{пр}}$ – коефіцієнт теплопередачі нагрівального приладу, $Вт/(m^2 \cdot K)$; $\Delta t_{\text{ср}}$ – середній температурний напір в нагрівальному приладі, $^{\circ}C$.

Кількість нагрівальних приладів або кількість секцій нагрівального приладу

$$N = F_{\text{пр}} / f_{\text{с}}, \quad (4.22)$$

де $f_{\text{с}}$ – стандартна площа нагрівального приладу або однієї секції нагрівального приладу, m^2 .

Отримане значення величини N заокруглюється до найближчого цілого значення.

У зв'язку з великою кількістю типів нагрівальних приладів та складністю розрахунку коефіцієнтів теплопередачі для них на практиці використовується методика, в якій коефіцієнти теплопередачі не обчислюються.

Необхідний тепловий потік опалювального приладу, Вт, приведеного до так званих нормованих умов, визначається за формулою

$$Q_{\text{пр}} = \frac{Q_p b_1 b_2}{\left(\frac{\Delta t_{\text{ср}}}{\Delta t_{\text{н}}} \right)^{1+n} \bar{G}^p b_3 c}, \quad (4.23)$$

де Q_p – розрахункова теплова потужність нагрівального приладу, Вт; b_1 – коефіцієнт, що враховує додаткові втрати теплоти у залежності від місця встановлення нагрівального приладу (біля зовнішньої стіни: для житлових і громадських будівель 1,01 – 1,015, для виробничих будівель 1,02 – 1,03; біля застосування світлового отвору 1,05 – 1,07; біля внутрішньої стіни - 1); b_2 – коефіцієнт, що враховує спосіб установки нагрівальних приладів (відкрито у стіни – 1; біля стіни без ніші, яка перекрита дошкою у вигляді полиці 1,02 – 1,05; у ніші з заглибленням більше як 130 мм 1,06 – 1,11); $\Delta t_{\text{ср}}$ – середній температурний напір в нагрівальному приладі, °С; $\Delta t_{\text{н}}$ – нормований температурний напір в нагрівальному приладі, що дорівнює 70 °С; \bar{G} – відносна витрата води в нагрівальному приладі, що являє собою відношення дійсної витрати води в конкретному нагрівальному приладі, $m_{\text{пр}}$, кг/год, до номінальної витрати $G_{\text{н}}$, яка береться при теплових випробуваннях зразків приладів, що дорівнює 360 кг/год, тобто $\bar{G} = m_{\text{пр}} / 360$; b_3 - коефіцієнт, яким враховують кількість секцій в радіаторах (наприклад, для чавунних секційних радіаторів при кількості секцій від 3 до 15 $b_3 = 1$; від 16 до 20 $b_3 = 0,98$; від 21 до 25 $b_3 = 0,96$); p, n – емпіричні показники (див. табл. 4.6); c – поправковий коефіцієнт, що враховує схему руху води в нагрівальному приладі і зміни показника степеня p при різних діапазонах витрати теплоносія (табл. 4.6).

В формулі (4.23) не враховуються поправки на розрахунковий барометричний тиск; на зменшення теплового потоку нагрівального приладу при русі води в ньому за схемою «знизу – вгору»; на кількість рядів нагрівальних приладів по вертикалі, що враховує зменшення теплового

Таблиця 4.6. Значення показників p , n і c

Тип опалювального приладу	Схема приєднання приладу	Витрата води $m_{\text{пр}}$, кг/год	Показники		
			n	p	c
Радіатор чавунний секційний.	Зверху-вниз	18-54	0,3	0,02	1,039
		54-536	0,3	0	1
		536-900	0,3	0,01	0,996
Сталевий панельний радіатор	Знизу-вниз	18-115	0,15	0,08	1,092
		119-900	0,15	0	1
	Знизу-вгору	18-61	0,25	0,12	1,113
		65-900	0,25	0,04	0,97
Конвектор настінний з кожухом	Будь-яка	36-86	0,35	0,18	1
		90-900	0,35	0,07	1
Конвектор настінний без кожуха	Будь-яка	36-900	0,2	0,03	1
Радіатор алюмінієвий секційний	Знизу-вниз	20-102	0,32-0,37	0	1
Труба опалювальна чавунна $d_y = 40 - 100$ мм	-	-	0,25	0,07	1

потоків верхніх приладів, які обмиваються нагрітим потоком повітря від розташованих нижче приладів; на зменшення теплового потоку опалювальних приладів при їх встановленні у два ряди по глибині.

Розрахункова теплова потужність нагрівального приладу, Вт

$$Q_p = Q_{\text{втр}} - 0,9Q_{\text{тр}}, \quad (4.24)$$

де $Q_{\text{втр}}$ – втрати теплоти зовнішніми огороженнями приміщення, Вт; $Q_{\text{тр}}$ – тепловий потік від неізолюваних трубопроводів системи опалення, відкрито прокладених у приміщенні, що враховується коефіцієнтом 0,9, Вт.

$$Q_{\text{тр}} = q_{\text{тр}} (l_v + 1,28 l_r), \quad (4.25)$$

де $q_{\text{тр}}$ – лінійна густина теплового потоку відкрито прокладених у приміщенні сталевих труб, Вт/м, залежить від їх зовнішнього діаметра та температурного перепаду в трубопроводі $\Delta t_{\text{тр}}$; l_v – довжина (висота) вертикальних труб, м; l_r – довжина горизонтальних труб, м.

Для визначення $q_{\text{тр}}$, Вт/м, в роботі [17] наведені графічні залежності цієї величини від температурного перепаду в трубопроводі $\Delta t_{\text{тр}}$ і умовного діаметру трубопроводу d_y , які для практичного використання апроксимовані автором наступним рівнянням

$$q_{\text{тр}} = A + B (\Delta t_{\text{тр}} - 30), \quad (4.26)$$

де А і Б – постійні коефіцієнти (табл. 4.7).

Таблиця 4.7. Значення коефіцієнтів А і Б

d_y , мм	А	Б
10	13	0,98
15	20	1,15
20	23	1,50
25	33	1,79
32	38	2,11

Температурний перепад в трубопроводі $\Delta t_{\text{тр}}$, °С, необхідний для визначення питомих втрат теплоти неізольованими трубопроводами $q_{\text{тр}}$, визначається за наступною методикою.

А. Для однотрубних систем опалення:

- в вертикальних дорівнює середньому температурному напору в нагрівальному приладі ($\Delta t_{\text{сп}}$), тобто $\Delta t_{\text{тр}} = \Delta t_{\text{сп}}$;

- в горизонтальних для трубопроводів гарячої води - $\Delta t_{\text{тр.г}} = t_{\text{г}} - t_{\text{вн}}$, для трубопроводів охолодженої води - $\Delta t_{\text{тр.о}} = t_{\text{о}} - t_{\text{вн}}$.

Середній температурний напір в нагрівальному приладі, °С

$$\Delta t_{\text{сп}} = t_{\text{вх}} - \frac{\Delta t_{\text{о.п}}}{2} - t_{\text{вн}}, \quad (4.27)$$

де $t_{\text{вх}}$ – температура води на вході в нагрівальний прилад, °С; $\Delta t_{\text{о.п}}$ – перепад температур води в опалювальному приладі °С; $t_{\text{вн}}$ – розрахункова температура повітря усередині приміщення, °С; $t_{\text{г}}$ – поточна температура води в подавальному трубопроводі гарячої води, °С ; $t_{\text{о}}$ – поточна температура води в поворотному трубопроводі охолодженої води, °С.

Температура води, що надходить в кожний опалювальний прилад однотрубних систем опалення:

- вертикальних

$$t_{\text{вх}} = t_{\text{г}}^{\text{р}} - \frac{0,86 \Sigma Q_{\text{втр.}i} b_1 b_2}{m_{\text{ст}}}; \quad (4.28)$$

- горизонтальних

$$t_{\text{вх}} = t_{\text{г}}^{\text{р}} - \frac{0,86 \Sigma Q_{\text{втр.}i} b_1 b_2}{m_{\text{п.г}}}, \quad (4.29)$$

де $t_{\text{г}}^{\text{р}}$ - розрахункова температура гарячої води для системи опалення, °С;
 $\Sigma Q_{\text{втр.}i}$ - сумарні втрати теплоти приміщеннями, де встановлені нагрівальні прилади, розташованих за напрямком руху води до розрахункового нагрівального приладу, Вт; $m_{\text{ст}}$ і $m_{\text{п.г}}$ - відповідно витрати води в стояку та горизонтальній приладовій гілці, кг/год, визначаються за результатами гідравлічного розрахунку трубопроводів системи опалення; 0,86 – перевідний коефіцієнт, який отриманий відношенням 3600 до 4187 (перевод витрати з кг/год в кг/с та теплоємності води з ккал/(кг·град) в Дж/(кг·град)).

Перепад температур води у кожному опалювальному приладі для однотрубних систем опалення:

- вертикальних

$$\Delta t_{\text{о.п}} = \frac{0,86 Q_{\text{пр}}}{m_{\text{пр}}} = \frac{0,86 Q_{\text{втр.}i} b_1 b_2}{m_{\text{ст}} \alpha}; \quad (4.30)$$

- горизонтальних

$$\Delta t_{\text{о.п}} = \frac{0,86 Q_{\text{пр}}}{m_{\text{пр}}} = \frac{0,86 Q_{\text{втр.}i} b_1 b_2}{m_{\text{п.г}} \alpha}, \quad (4.31)$$

де α – коефіцієнт затікання води в опалювальний прилад (табл. 4.4).

Б. Для двотрубних систем опалення

У двотрубних системах водяного опалення температура води, що надходить до кожного нагрівального приладу $t_{\text{вх}}$, дорівнює розрахунковій температурі гарячої води $t_{\text{г}}^{\text{р}}$, а на виході з нагрівального приладу –

розрахунковій температурі поворотної охолодженої води t_0^p , тобто $t_{\text{вх}} = t_r^p$, а $t_{\text{вих}} = t_0^p$.

Тоді для двотрубних систем температурний перепад в подавальних трубопроводах гарячої води - $\Delta t_{\text{тр.г}} = t_r^p - t_{\text{вн}}$, а в поворотних трубопроводах охолодженої води $\Delta t_{\text{тр.о}} = t_0^p - t_{\text{вн}}$.

Для двотрубних вертикальних систем середній температурний напір в кожному нагрівальному приладі при заміні в формулі (4.27) температури на вході $t_{\text{вх}} = t_r^p$, а перепаду температур води в ньому $\Delta t_{\text{о.п}} = t_r^p - t_0^p$, визначиться за формулою

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_r^p + t_0^p}{2} - t_{\text{вн}}. \quad (4.32)$$

Середній температурний напір у кожному нагрівальному приладі горизонтальної приладової гілки двотрубної системи опалення визначають за формулою (4.27), в якій перепад температур води в нагрівальному приладі обчислюють за виразом

$$\Delta t_{\text{о.п}} = \frac{0,86 Q_{\text{п.г}} b_1 b_2}{m_{\text{п.г}}}, \quad (4.33)$$

де $Q_{\text{п.г}}$ – сума теплових втрат приміщень $\Sigma Q_{\text{втр.і}}$, які обслуговуються приладовою гілкою, Вт.

Витрату води, кг/год, в опалювальних приладах двотрубних систем водяного опалення з горизонтальними приладовими гілками визначають за формулою

$$m_{\text{пр}} = m_{\text{п.г}} \frac{Q_i}{\Sigma Q_i}, \quad (4.34)$$

де Q_i – теплові втрати приміщення, для якого розраховується опалювальний прилад, Вт; ΣQ_i – сумарні теплові втрати приміщень, що обслуговуються горизонтальною приладовою гілкою, Вт.

Кількість нагрівальних приладів або кількість секцій нагрівального приладу

$$N = Q_{\text{пр}} / Q_{\text{н}}, \quad (4.35)$$

де $Q_{\text{н}}$ - стандартне теплове навантаження нагрівального приладу або однієї секції нагрівального приладу, Вт.

Отримане значення величини N заокруглюється до найближчого більшого цілого значення.

В каталогах ряду фірм, зокрема, іноземних, наводяться стандартні теплові навантаження однієї секції (секційні радіатори) або панелі (панельні радіатори) при нормованих значеннях середнього температурного напору, який дорівнює 50 К, або 60 К.

При виборі секційних радіаторів необхідна кількість секцій визначається за співвідношенням

$$N = Q_{\text{пр}} / q_{\Delta t}, \quad (4.36)$$

де $q_{\Delta t}$ – тепловий потік, який передається однією секцією при дійсному температурному напорі $\Delta t_{\text{ср}}$, який визначається за формулою (4.27), Вт.

$$q_{\Delta t} = q_{\text{ст}} (\Delta t_{\text{ср}} / \Delta t_{\text{ст}})^{1+n}, \quad (4.37)$$

де $\Delta t_{\text{ст}}$ – стандартне значення температурного напору, К (50 або 60 К); $q_{\text{ст}}$ – стандартне теплове навантаження однієї секції при стандартному значенні температурного напору, Вт.

Показник степеня в формулі (4.37) складає 0,3 – 0,35.

Для панельних радіаторів спочатку обирається тип та висота панелі і за температурами гарячої і охолодженої води та розрахунковій температурі внутрішнього повітря визначається потік теплоти, що передається однією панеллю ($q_{\text{ст}}$, Вт).

Необхідна кількість панелей, шт, визначається за співвідношенням

$$z = Q_{\text{пр}} / q_{\text{ст}}. \quad (4.38)$$

Або для цих же панельних радіаторів за каталогами обирається стандартна лінійна густина теплового потоку, $q_{\text{л}}$, Вт/м, при стандартних значеннях температурного напору 50 або 60 К.

Необхідна довжина панельних радіаторів, м

$$l = Q_{\text{пр}} / q_{\text{л}}. \quad (4.39)$$

Необхідна кількість панелей, шт.

$$z = l / l_{\text{ст}}, \quad (4.40)$$

де $l_{\text{ст}}$ – стандартна довжина однієї панелі, м.

4.6.5. Регулювання тепловіддачі нагрівальних приладів

Теплопередавальна площа поверхні нагрівальних приладів обирається за умови компенсації теплових втрат огороженнями приміщень при розрахунковій температурі навколишнього повітря на опалення. Але упродовж опалювального сезону температура зовнішнього повітря змінюється, через світлопрозорі конструкції до приміщень надходить теплота від сонячної радіації, наявними є також побутові надходження теплоти до приміщень. Тому для підтримання теплового режиму приміщень на заданому рівні необхідно в процесі експлуатації регулювати тепловіддачу нагрівальних приладів.

Експлуатаційне регулювання теплового потоку нагрівальних приладів може бути якісним і кількісним.

Якісне регулювання досягається зміною температури теплоносія, що надходить до системи опалення. Розрізняють центральне якісне регулювання, яке здійснюється на джерелі теплопостачання, а також місцеве, що виконується в тепловому пункті будівлі. Для житлових будівель також може бути реалізоване групове регулювання в центральному тепловому пункті.

Кількісне регулювання тепловіддачі нагрівальних приладів здійснюється зміною витрати теплоносія, що надходить в систему опалення або нагрівальний прилад. Таке регулювання може бути не тільки центральним і місцевим, але і індивідуальним, яке виконується на кожному нагрівальному приладі.

Експлуатаційне регулювання теплопередачі нагрівальних приладів може бути автоматизоване. Місьцеве автоматичне регулювання в тепловому пункті

зазвичай здійснюють в залежності від зміни температури навколишнього повітря. Індивідуальне автоматичне регулювання теплопередачі нагрівального приладу здійснюється при відхиленні температури повітря у приміщенні від заданого рівня.

В сучасних системах опалення для автоматичного регулювання витрати теплоносія, що надходить на нагрівальний прилад, використовуються терморегулювальні клапани [13] – див. рис. 4.24.



Рис. 4.24. Встановлення терморегулятора на радіатор

Терморегулятори виготовляють трьох видів:

- з ручним налаштуванням витрати теплоносія через вентиль;
- з термостатною головкою, що керується сильфоном;
- з термостатною головкою, що керується виносним термодатчиком.

Для ручного регулювання теплопередачі нагрівальних приладів застосовують крани і вентиля. Конструкцію регулювального крана обирають у залежності від виду системи опалення. Так у двотрубних системах опалення застосовують крани індивідуального регулювання, які відповідають двом вимогам: мають підвищений гідравлічний опір і припускають проведення монтажно-налагоджувального (первинного) і експлуатаційного (вторинного) кількісного регулювання. Ці крани звать кранами «подвійного регулювання».

В однотрубних системах опалення використовують крани індивідуального регулювання, що мають незначний опір. Вони використовуються тільки для експлуатаційного (вторинного) регулювання.

Для індивідуального ручного регулювання теплопередачі нагрівальних приладів використовують також повітряні клапани в кожусі конверторів. Клапаном регулюється витрата повітря, що циркулює через нагрівач конвертора. Перевагою цього способу регулювання є збереження постійної витрати теплоносія в нагрівальних приладах.

Ручне регулювання є ефективним у випадку, коли частка нагрівальної поверхні, що відключається, складає не менше 0,5.

Запитання та завдання для самоконтролю

1. Наведіть основні признаки класифікації систем водяного опалення.
2. Надайте характеристикі однокотлових і двокотлових систем водяного опалення, їх переваги та недоліки.
3. Які переваги горизонтальної поквартирної розводки систем водяного опалення?
4. Які матеріали використовуються для трубопроводів системи водяного опалення?
5. Назвіть призначення і типи розширювальних баків в системі опалення.
6. Наведіть основні схеми теплопостачання систем водяного опалення з вимушеною циркуляцією
7. Які втрати тиску характерні для трубопроводів систем водяного опалення і способи їх визначення?
8. Що таке головне циркуляційне кільце в схемі системи водяного опалення?
9. Наведіть основні типи і конструкції нагрівальних приладів в системах опалення.
10. Як визначити теплову потужність нагрівального приладу в системі водяного опалення?
11. Назвіть способи регулювання тепловіддачі нагрівальних приладів.

РОЗДІЛ П'ЯТИЙ
СИСТЕМИ ПАРОВОГО ОПАЛЕННЯ

5.1. Класифікація систем парового опалення

В системах парового опалення на нагрівальні прилади надходить водяна пара, яка конденсується, передаючи теплоту фазового переходу r через поверхню стінки до навколишнього повітря (див рис. 5.1).

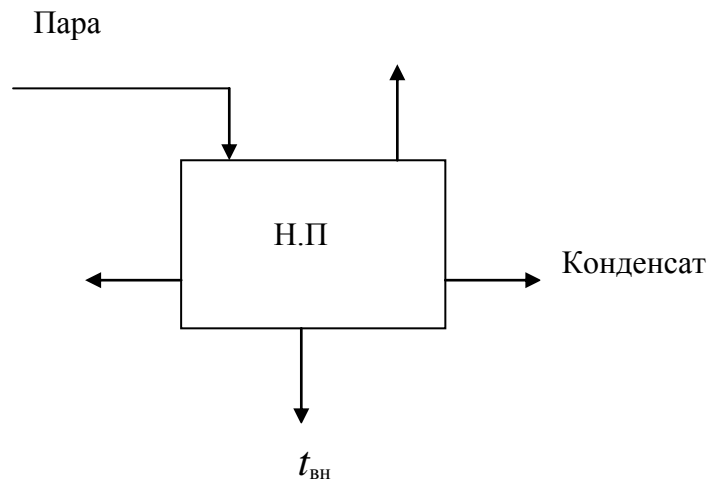


Рис. 5.1. Нагрівальний прилад системи парового опалення

Найбільш поширеними системами парового опалення є системи низького тиску ($P_{п} = 0,1 - 0,17$ МПа) і високого тиску ($P_{п} = 0,17 - 0,4$ МПа), які класифікуються за наступними признаками:

1. За способом сполучення з атмосферою:
 - закриті;
 - відкриті.
2. За способом повернення конденсату від нагрівальних приладів:
 - замкнуті (безпосереднє повернення конденсату);
 - розімкнуті (конденсат попередньо збирається в конденсатний бак, а потім перекачується в парогенератор).
3. За розташуванням подавальної парової магістралі:
 - з нижньою розводкою;
 - з верхньою розводкою;
 - зі змішаною розводкою.

4. За характером конденсатопроводу:

- самоплинні;
- напірні;
- з “сухим” конденсатопроводом;
- з “мокрим” конденсатопроводом (див рис. 5.2).

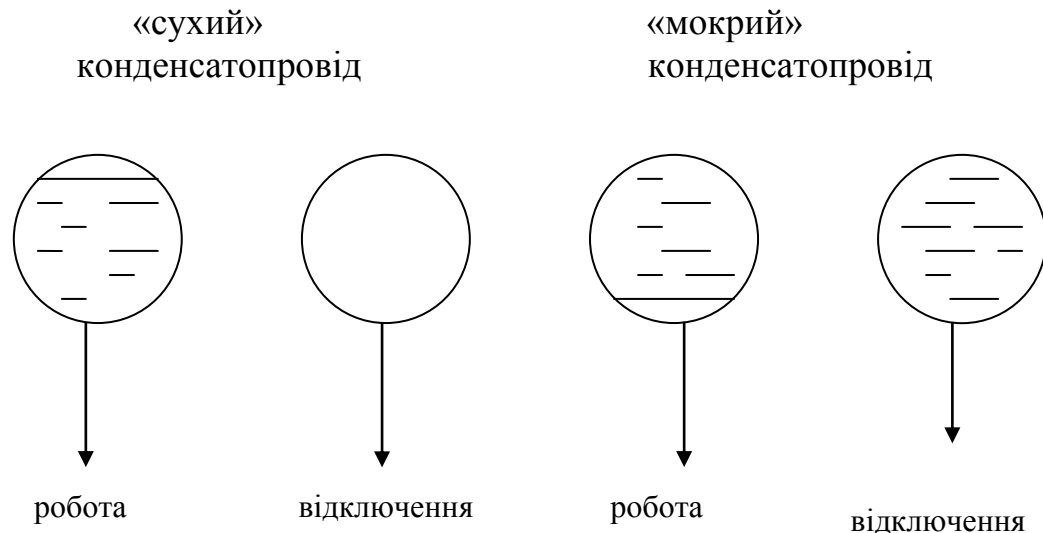


Рис. 5.2. Характеристика конденсатопроводів

Згідно з зображенням на рис. 5.2 «сухий» конденсатопровід при роботі заповнений конденсатом, а в період відключення системи опалення конденсат в конденсатопроводі відсутній; для «мокрого» конденсатопроводу і в період роботи системи опалення і в разі її відключення конденсатопровід заповнений конденсатом.

5.2. Системи парового опалення низького тиску

На рис. 5.3 наведена схема двотрубної замкнутої системи парового опалення низького тиску з верхньою розводкою.

Замкнуті системи виконуються відкритими, тобто вони сполучуються з атмосферою.

Для замкнутих систем конденсат від нагрівальних приладів надходить в конденсатні стояки і за магістральним конденсатопроводом поступає безпосередньо в паровий котел.

Для забезпечення самотічного надходження конденсату в котел

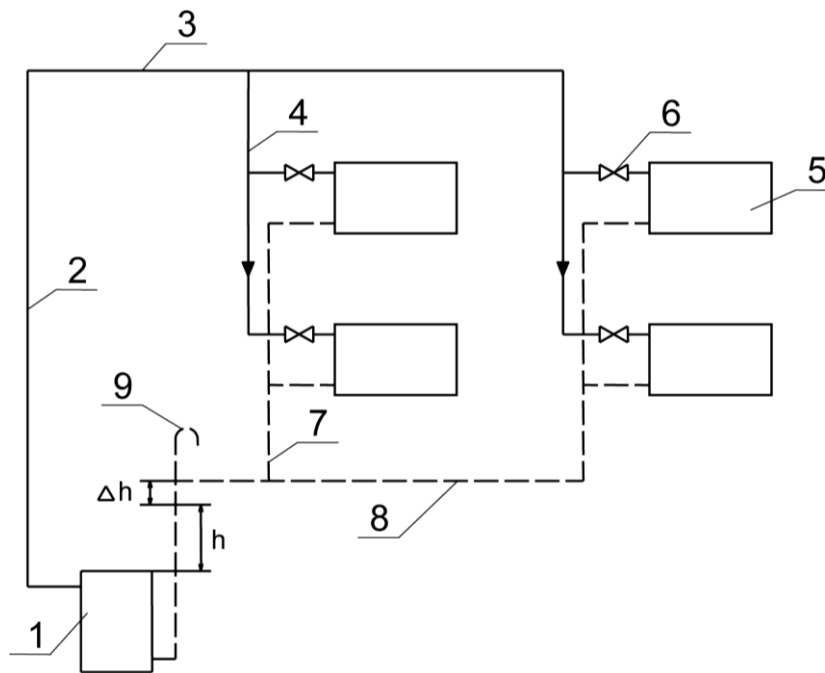


Рис. 5.3. Схема замкнутої системи парового опалення низького тиску: 1 – паровий котел; 2 – головний стояк; 3 – подавальний магістральний паропровід; 4 – парові стояки; 5 – нагрівальні прилади; 6 – регулювальні парові вентиля; 7 – конденсатні стояки; 8 – поворотний магістральний конденсатопровід; 9 – труба для видалення повітря з системи

необхідно урівноважити тиск в котлі висотою стовпа води конденсатної лінії h (наприклад, якщо надлишковий тиск пари в котлі $P_k = 0,01$ МПа, то висота стовпа води повинна бути $h = 1$ м; якщо $P_k = 0,02$ МПа, то $h = 2$ м і т. ін.). Під'єднання труби для видалення повітря з системи здійснюється на відстані $\Delta h = 250$ мм від максимального рівня води в конденсатній лінії h .

Замкнуті системи використовуються при надлишковому тиску пари в котлі P_k до 0,02 МПа, тому що при більш високих значеннях тиску пари збільшується глибина розташування парового котла.

При надлишковому тиску пари в котлі більше як 0,02 МПа використовуються розімкнуті системи (див. рис. 5.4), в яких конденсат від нагрівальних приладів надходить в конденсатний бак 10, звідки конденсатним насосом 11 перекачується в паровий котел. Для розімкнутих систем паровий котел може розташовуватися на нульовій відмітці.

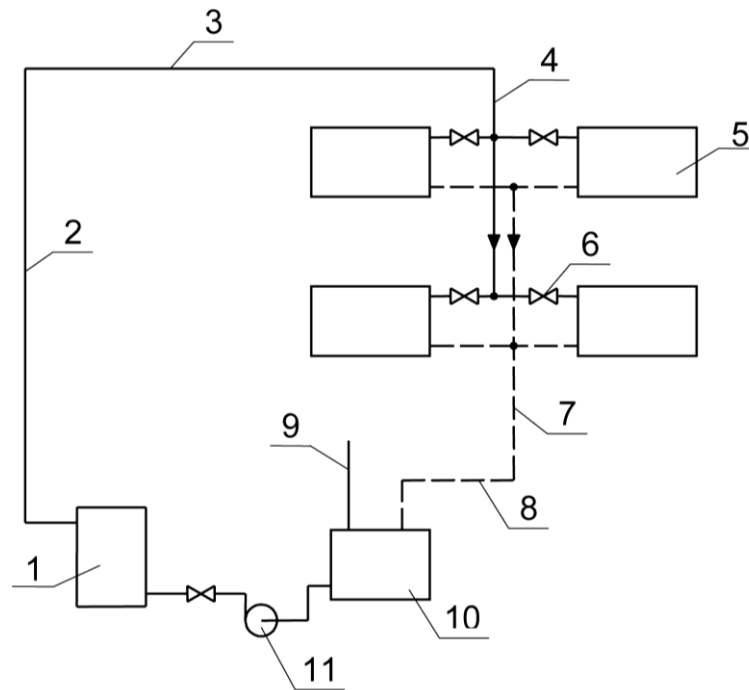


Рис. 5.4. Схема розімкнутої системи парового опалення низького тиску: 1 – 9 – ті самі позначення, що і нарис. 5.3; 10 – проміжний конденсатний бак; 11 – конденсатний насос

Розрахунки схем парового опалення низького тиску

• *Вибір котла*

Вибір парового котла здійснюється за паропродуктивністю D_k , кг/год, та тиском P_k , МПа.

Паропродуктивність котла, кг/год, визначається з рівняння теплового балансу

$$D_k = (Q_{\text{оп}} / r) 3600, \quad (5.1)$$

де $Q_{\text{оп}}$ - теплове навантаження системи опалення, кВт (нагадаємо, що $Q_{\text{оп}}$ дорівнює втратам теплоти у навколишнє середовище, тобто $Q_{\text{втр}}$); r - теплота фазового переходу, кДж/кг, визначається за термодинамічними таблицями у залежності від тиску пари P_p .

За величиною D_k вибираємо стандартний котел.

• *Розрахунки паропроводів*

Зображається схема ділянки від парового котла до найбільш віддаленого нагрівального приладу (див. рис. 5.5).

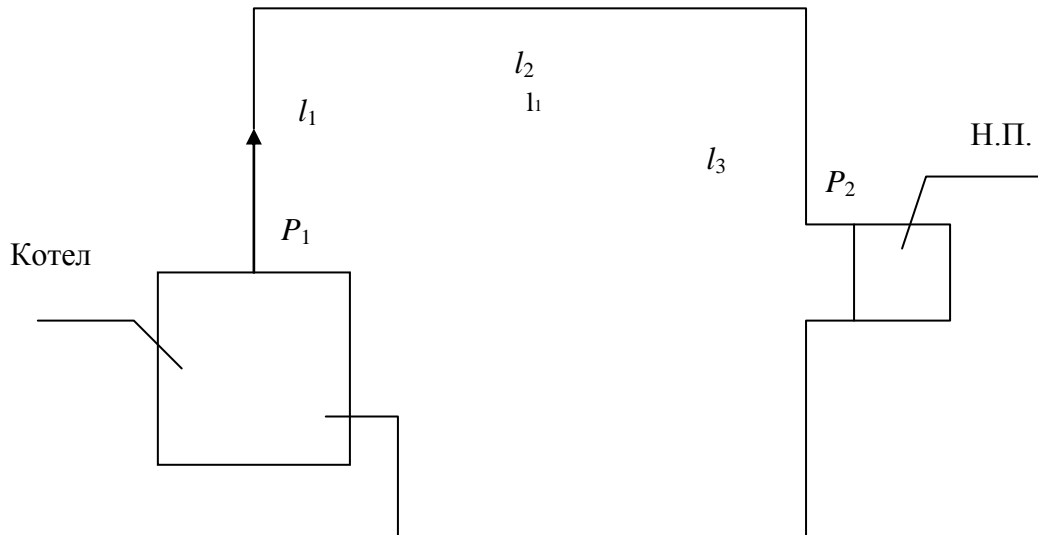


Рис. 5.5. Схема ділянки паропроводу

Завдання розрахунку паропроводів – визначення діаметрів, що виконується у наступній послідовності:

1. Задають тиск пари після парового котла P_1 (якщо сума довжин ділянок $\Sigma l = (l_1 + l_2 + l_3)$ до 100 м, то величина $P_1 = 0,005 \dots 0,01$ МПа або 0,05 ... 0,1 ати; якщо $\Sigma l = 100 \dots 200$ м, то величина $P_1 = 0,01 \dots 0,02$ МПа або 0,1 ... 0,2 ати; і т. ін.).

2. Задають тиск пари біля нагрівального приладу $P_2 = 0,0015 \dots 0,002$ МПа або 0,015 ... 0,02 ати.

3. Беремо, що на подолання опору тертя витрачається 65 % тиску, і визначаємо орієнтовні втрати тиску на тертя, Па/м

$$R_{op} = 0,65 (P_1 - P_2) / \Sigma l. \quad (5.2)$$

4. За номограмами (аналогічно наведеному вище при розрахунках систем водяного опалення рис. 4.17) за величинами R_{op} та D_{pi} визначаються стандартний діаметр паропровода $d_{ст}$, мм; дійсна швидкість руху пари $\omega_{п}$, м/с; дійсні питомі втрати тиску на тертя R_d , Па/м.

5. Розраховуються дійсні втрати тиску на тертя і місцеві опори на розрахунковій ділянці, Па - див. формулу (4.19), тобто

$$\Delta P_d = \Sigma (R_d l + Z),$$

де Z – втрати тиску на місцеві опори, Па, визначаються за відомими співвідношеннями.

Величина ΔP_d порівнюється з розрахунковим тиском $(P_1 - P_2)$, при цьому повинно виконуватися наступне співвідношення : $(P_1 - P_2) = 1,1 \Delta P_d$.

Якщо ця умова не виконується, то потрібно на деяких ділянках змінити діаметри трубопроводів.

- *Вибір конденсатопроводів*

Діаметри конденсатопроводів d_k , мм, вибираємо за таблицями у залежності від теплового навантаження системи опалення $Q_{оп}$ та характеру конденсатопроводу.

- *Визначення об'єму конденсатного баку і вибір насосу (виконується тільки для розімкнутих систем опалення):*

1. Визначається об'єм конденсатного бака, що дорівнює одногодинній витраті конденсату, $m^3 = m^3 / год$

$$V_k = (Q_{оп} / r \rho_k) 3600, \quad (5.3)$$

2. Вибирається насос за подачею та тиском.

- подача насоса, $m^3/год$, дорівнює двогодинній витраті конденсату, тобто

$$V_H = 2V_k.$$

- перед визначенням тиску насоса спочатку складається гідравлічна схема конденсатного тракту (див. рис. 5.6), потім визначається тиск насоса, МПа

$$P_H = P_k + \{ \rho g H + [R (\Sigma l + H) + Z] + \Delta P \} 10^{-6}, \quad (5.4)$$

де P_k - надлишковий тиск в котлі, МПа; $\rho g H$ – гідростатична висота стовпа води від осі насоса до максимального рівня води в котлі, Па; $R (\Sigma l + H) + Z$ – втрати тиску на тертя та місцеві опори за трактом руху конденсату, Па; ΔP – надлишкова величина тиску на самоплинне надходження конденсату до котла, Па (беруть $\Delta P = 10^4$ Па або $l_3 = 1$ м).

Слід мати на увазі, що вісь конденсатного насоса розташовується на відстані 400 ... 500 мм від дна конденсатного баку, щоби виключити закипання конденсату у всмоктувальному патрубку насоса.

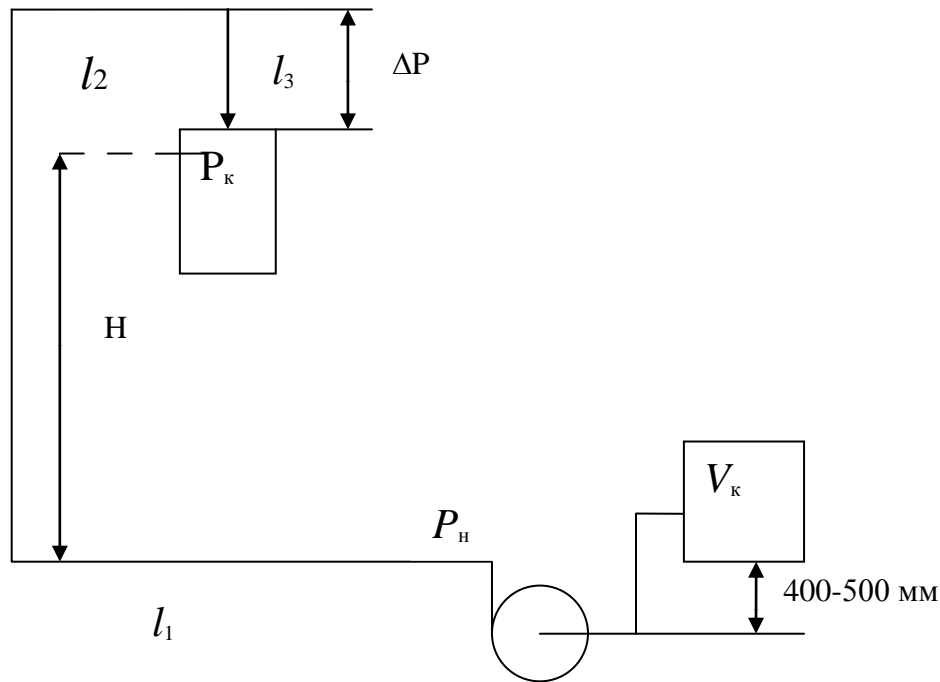


Рис. 5.6. Схема конденсатного тракту

5.3. Системи парового опалення високого тиску

Схема двотрубної системи парового опалення високого тиску наведена на рис. 5.7.

В системі парового опалення високого тиску конденсат водяної пари надходить до конденсатного баку, звідки конденсатним насосом перекачується у паровий котел.

- *Характеристика та вибір обладнання в системі високого тиску*

Редуційні клапани призначені для зниження тиску пари від P_2 до необхідного для системи опалення тиску $P_{оп}$ і підтримання його на необхідному рівні в межах 0,17 ... 0,4 МПа. Вибір редуційних клапанів здійснюється за таблицями технічних характеристик в залежності від витрати пари на систему опалення $D_{оп}$ та відношення тисків $P_2 / P_{оп}$.

Компенсатори призначені для компенсації температурних розширень трубопроводів. При діаметрах трубопроводів $d_{вн}$ до 200 мм можна застосовувати П-подібні компенсатори, а при $d_{вн} > 200$ мм – сальникові.

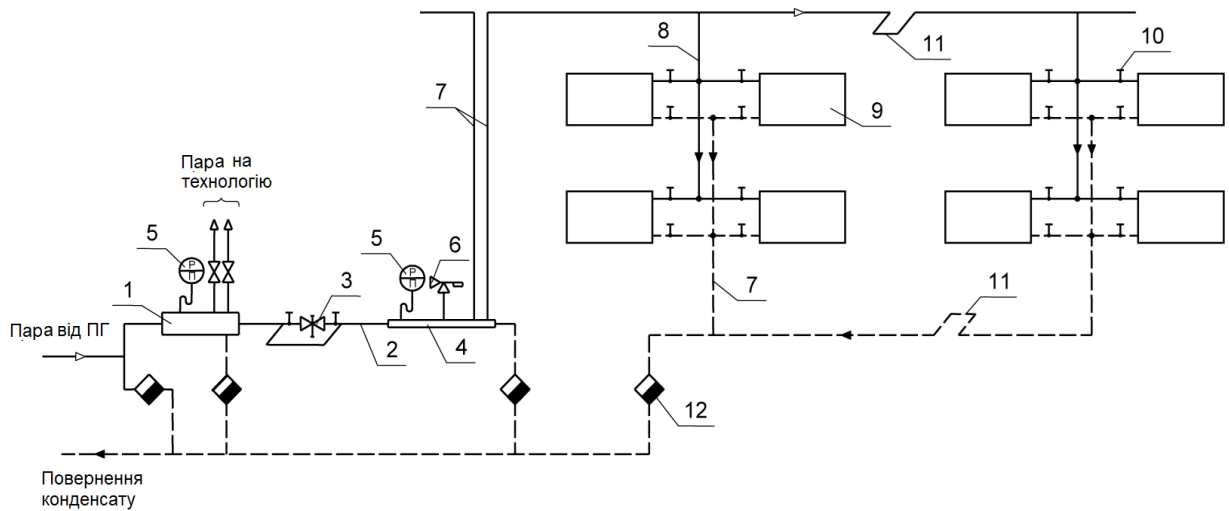


Рис. 5.7. Схема системи парового опалення високого тиску:

- 1 – перша розподільча гребінка; 2 – паропровід; 3 – редукційний клапан; 4 – друга розподільча гребінка; 5 – манометри; 6 – запобіжний клапан; 7 – головні стояки; 8 – парові стояки; 9 – нагрівальні прилади; 10 – парові вентилі; 11 – компенсатори; 12 – конденсатовідвідники

Конденсатовідвідники забезпечують відведення конденсату та затримують пару, яка не встигла сконденсуватися в нагрівальних приладах. Вибір конденсатовідвідників здійснюється за таблицями технічних характеристик у залежності від теплопродуктивності системи опалення $Q_{оп}$ та тиску пари $P_{п}$.

Розрахунок паропроводів виконується за тією ж методикою, що й для систем парового опалення низького тиску. Відмінність полягає тільки в тому, що для паропроводів високого тиску необхідно визначати фактичне дійсне значення питомих втрат тиску на тертя $R_{ф}$, Па/м, та фактичну швидкість пари $\omega_{ф}$, м/с

$$R_{ф} = R_{д} / \rho_{п.д} ; \quad \omega_{ф} = \omega_{д} / \rho_{п.д} ,$$

де $\rho_{п.д}$ - дійсна густина водяної пари, кг/м^3 , визначається у залежності від тиску пари $P_{оп}$; $R_{д}$ та $\omega_{д}$ - дійсні питомі втрати тиску на тертя та швидкість пари, які були отримані за номограмами, що складені при густині водяної пари $\rho_{п} - 1 \text{ кг / м}^3$.

Запитання та завдання для самоконтролю

1. Які особливості роботи нагрівальних приладів в системах парового опалення?
2. Назвіть признаки класифікації систем парового опалення.
3. Що таке «сухий» і «мокрый» конденсатопроводи в системах парового опалення?
4. За рахунок чого надходить конденсат від нагрівальних приладів в парогенератор для розімкнених систем парового опалення?
5. Як видаляється повітря в системах парового опалення низького тиску?
6. Наведіть основні підходи до вибору котла в системі парового опалення низького тиску.
7. Як визначити об'єм конденсатного бака і підібрати конденсатний насос в системі парового опалення низького тиску?
8. На якій відстані від дна конденсатного бака встановлюється конденсатний насос в системі парового опалення низького тиску?
9. Наведіть види компенсаторів в системах парового опалення високого тиску.
10. Назвіть призначення редуційного клапана і наведіть методику його вибору в системах парового опалення високого тиску.

РОЗДІЛ ШОСТИЙ
СИСТЕМИ ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ

6.1. Загальна характеристика систем

Повітряні системи опалення мають досить широке застосування. Вони незамінні в цехах, на складах готової продукції, в актових залах, їдальнях, великих офісах, торгових галереях та інших приміщеннях, які потребують надходження значних витрат повітря.

Теплоносієм у системах повітряного опалення є атмосферне повітря, яке нагрівається за рахунок первинного теплоносія - пари, гарячої води або газів в теплогенераторі до заданої температури і подається в приміщення (див., наприклад, для газового теплогенератора, рис. 6.1), віддає теплоту, що необхідна для компенсації теплових втрат. Температура нагрітого повітря t_r перевищує температуру повітря в приміщенні. Таким чином, система повітряного опалення фактично стає комбінованою - водоповітряною, пароповітряною, газоповітряною, електроповітряною і т. ін. [2].

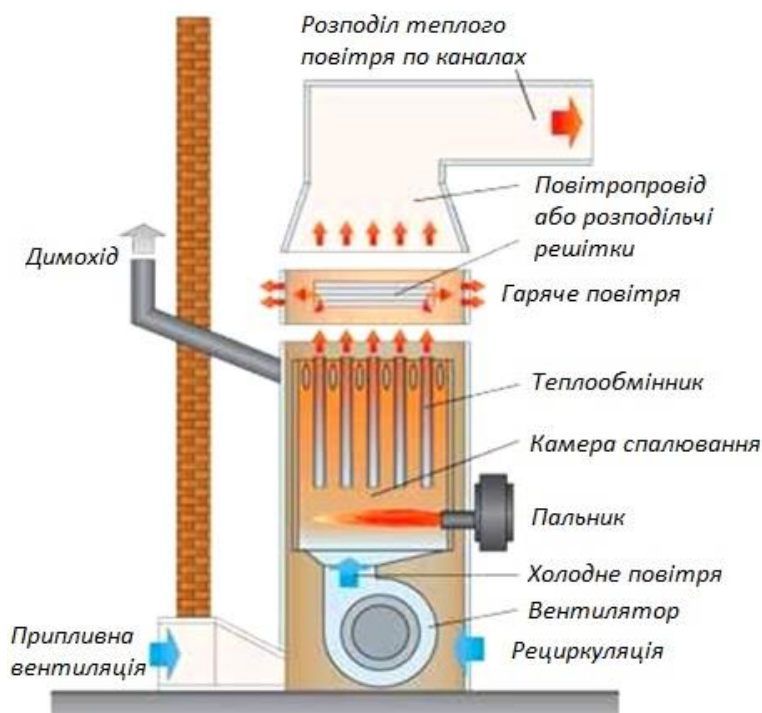


Рис. 6.1. Схема газоповітряного центрального опалення

6.2. Основні схеми систем повітряного опалення

В залежності від розташування джерела нагрівання повітря системи повітряного опалення поділяються на центральні і місцеві.

Центральні системи повітряного опалення - каналні. Повітря нагрівається до необхідної температури в повітронагрівачах, що розташовані в тепловому центрі будівлі або зовні (при зовнішньому виконанні агрегатів), і подається в приміщення по повітропроводам через повітророзподільники (див. рис. 6.2 [2]).

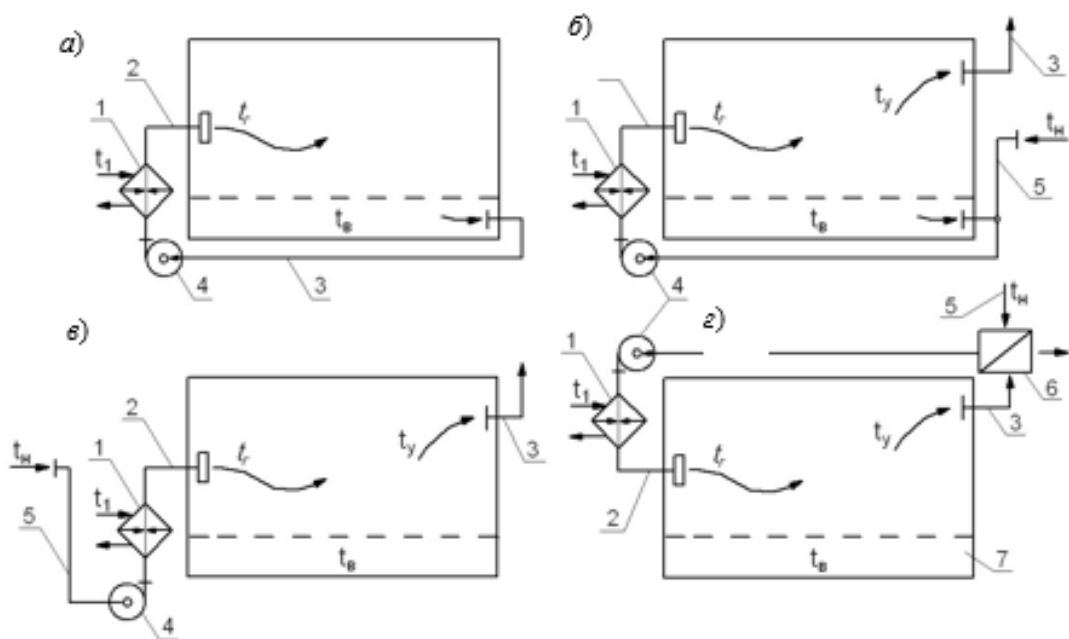


Рис. 6.2. Схеми систем центрального повітряного опалення:

- а)* – повністю рециркуляційна; *б)* – частково рециркуляційна;
- в)* – прямоточна; *г)* – рекуперативна; 1 – теплообмінник-калорифер;
- 2 – канал нагрітого повітря з повітророзподільником в приміщенні; 3 – канал внутрішнього (рециркуляційного) повітря; 4 – вентилятор; 5 – канал зовнішнього повітря; 6 – рекуператор (теплообмінник); 7 – робоча зона

Перевагою центральних систем повітряного опалення є відсутність опалювальних приладів у приміщеннях, що обігріваються. Обладнання для нагрівання та переміщення повітря в цих системах розташовується, як правило, за межами приміщення.

При встановленні повітронагрівачів безпосередньо у приміщенні системи повітряного опалення стають місцевими. Їх зазвичай влаштовують у

випадках, якщо в приміщеннях відсутня центральна система припливної вентиляції, а також при незначній витраті припливного повітря (кратність повітрообміну не перевищує 0,5 1/год).

За способом використання зовнішнього повітря системи повітряного опалення поділяються на рециркуляційні, прямоочні і комбіновані (див. рис. 6.2).

У рециркуляційних системах повітря, що забирається з приміщень, після нагрівання в теплогенераторі (калорифері) знову повертається до них для опалення (рис. 6.2, а).

Система повітряного опалення з частковою рециркуляцією (рис. 5.2, б) застосовується з механічним спонуканням руху повітря і є найбільш керованою. Вона може діяти в різних режимах: у приміщеннях, крім часткової, можуть здійснюватися повна заміна, а також повна рециркуляція повітря. При цих трьох режимах система працює як опалювально-вентиляційна, чисто вентиляційна і чисто опалювальна. Все залежить від того, чи забирається повітря зовні і з якою витратою, та до якої температури воно нагрівається в повітрянагрівачі.

У прямоочних системах (рис. 6.2, в) відбувається нагрів тільки свіжого зовнішнього повітря. Вони характерні для приміщень з високими вимогами до вентиляції. При організації таких систем необхідно також передбачити потужну систему витяжної вентиляції.

Систему, побудовану за принципом рециркуляції внутрішнього повітря, не завжди можливо використовувати у зв'язку з вимогою санітарних норм, будівельних нормативів і правил. У будь-якому випадку при проектуванні системи важливо враховувати теплові втрати не тільки від огорожувальних конструкцій будівлі, а й пов'язані з організацією активної вентиляції, а також і динамічні переохолодження, що викликані, наприклад, відкриттям в'їздних воріт.

Комбіновані системи повітряного опалення застосовуються, коли є значна

різниця в необхідності подачі теплоти і підігріву припливного повітря протягом дня: зі значним повітрообміном в робочий час, при однозмінному режимі роботи або при переривчастому робочому циклі.

Незалежно від способу і типу організації системи повітряного опалення обігрів приміщення відбувається за принципом подачі перегрітого повітря в приміщення. Важливим фактором є висота приміщення і кратність повітрообміну в ньому.

У традиційних системах повітряного опалення повітря після нагрівання в теплогенераторі потрапляє в приміщення з більш високою температурою, у порівнянні з середньою температурою в робочій зоні. Потрапляючи в приміщення, більш тепле і легке повітря за рахунок гравітації спрямовується вгору. Відомо, що перегрів стельової зони викликає підвищені теплові втрати в зоні покрівлі і верхньої частини стін, і відбувається нераціональне витрачання теплоти. Саме тому гаряче повітря слід подавати через спеціальні повітророзподільники струменевого або рівномірного розподілу в нижню або середню область приміщення, в іншому випадку гаряче повітря буде накопичуватися в стельовій зоні, і прогрів приміщення буде нерівномірним.

6.3. Методика розрахунку повітряних систем опалення

1. Визначають теплове навантаження системи опалення за втратами теплоти огороженнями приміщень, тобто $Q_{\text{оп}} = Q_{\text{втр}}$, кВт (див. розділ 2.3).

2. Витрата повітря, яка необхідна для повністю рециркуляційної системи повітряного опалення, кг/с, розраховується за формулою

$$L_{\text{оп}} = \frac{Q_{\text{оп}}}{c_{\text{п}}(t_{\text{г}} - t_{\text{в}})}, \quad (6.1)$$

де $c_{\text{п}}$ – теплоємність повітря, кДж/(кг·К), згідно з рекомендаціями розділу 1.1 беремо величину $c_{\text{п}} = 1,005$ кДж/(кг·К); $t_{\text{г}}$ – температура гарячого повітря, яке надходить до приміщення, °С; $t_{\text{в}}$ – температура внутрішнього повітря у приміщенні, °С.

Як видно з рівняння (6.1), температура гарячого повітря $t_{\text{г}}$ повинна бути

максимально високою, що призводить до зменшення витрати повітря на опалення, а це, в свою чергу сприяє зменшенню розмірів каналів та зменшенню витрати електроенергії на переміщення повітря. Але санітарними нормами встановлюється верхня межа цієї температури – повітря не слід нагрівати вище за 60 °С, щоби воно не втрачало своїх властивостей як середовище для дихання людей. Тому ця температура і береться як максимальна для систем повітряного опалення приміщень з постійним або тривалим (більше як 2 год) перебуванням людей. Відхилення від цього загального правила стосуються повітряно-теплових завіс. Для завіс у зовнішніх воріт і технологічних проємів, що виходять зовні, допускається підвищення температури повітря до 70 °С, а для завіс у зовнішніх вхідних дверей – зниження температури до 50 °С [12].

Конкретні значення температури повітря при повітряному опаленні пов'язані зі способами його подачі з повітророзподільників. При подачі повітря в межах робочої зони допускається температура припливного повітря до 45 °С, але не нижче як 25 °С. При подачі повітря на будь-якій висоті температура припливного повітря визначається розрахунком за умови, що в робочій зоні забезпечується задана температура повітря.

Об'ємні витрати повітря для повністю рециркуляційної системи повітряного опалення, м³/год:

- того, що подається до приміщення при температурі t_{Γ}

$$V_{\text{оп}} = 3600 L_{\text{оп}} / \rho_{\Gamma}; \quad (6.2)$$

- внутрішнього повітря для приміщення при температурі $t_{\text{в}}$

$$V_{\text{в}} = 3600 L_{\text{оп}} / \rho_{\text{в}}, \quad (6.3)$$

де ρ_{Γ} і $\rho_{\text{в}}$ – густини припливного і внутрішнього повітря, кг/м³, які можуть бути визначені спрощено тільки у залежності від температури за наступним виразом

$$\rho_i = 353 / (273 + t_i). \quad (6.4)$$

3. Якщо система повітряного опалення поєднана з припливною

вентиляцією, то масову витрату повітря, що подається в приміщення, визначають наступним чином:

- при $L_{\text{оп}} \geq L_{\text{вент}}$ (витрата повітря для опалення дорівнює витраті повітря, необхідної для вентиляції, або перевищує її), то за розрахункове значення беруть витрату повітря, що визначена за формулою (6.1), а систему опалення влаштовують прямоточною (при $L_{\text{оп}} = L_{\text{вент}}$) або з частковою рециркуляцією (при $L_{\text{оп}} > L_{\text{вент}}$);

- при $L_{\text{вент}} > L_{\text{оп}}$ (витрата вентиляційного повітря перевищує витрату повітря, яка необхідна для опалення), то за розрахункове значення беруть витрату повітря, яка необхідна для вентиляції; систему опалення влаштовують прямоточною, а температуру повітря, що подається до приміщення, обчислюють за формулою

$$t_{\Gamma} = t_{\text{в}} + Q_{\text{оп}} / (c_{\text{п}} L_{\text{вент}}), \quad (6.5)$$

де $L_{\text{вент}}$ – масова витрата вентиляційного повітря, кг/с.

Витрату повітря для опалення приміщення або його температуру зменшують, якщо у приміщенні є постійні надходження теплоти.

При центральній опалювально-вентиляційній системі температура нагрітого повітря, що визначена за формулою (6.6), може виявитися різною для кожного приміщення. Однак простіше подавати у всі приміщення повітря при однаковій температурі. Для цього загальну температуру повітря беруть найнижчою з розрахункових для окремих приміщень, а витрату повітря, що подається, перераховують за формулою (6.1).

4. Після уточнення повітрообміну визначають витрати теплоти на нагрівання повітря в калорифері (теплогенераторі), кВт, за формулами:

- для повністю рециркуляційної системи повітряного опалення

$$Q_{\text{к}} = L_{\text{оп}} c_{\text{п}} (t_{\Gamma} - t_{\text{в}}); \quad (6.6)$$

- для частково рециркуляційної опалювально-вентиляційної системи

$$Q_{\text{к}} = L_{\text{оп}} c_{\text{п}} (t_{\Gamma} - t_{\text{в}}) + L_{\text{вент}} c_{\text{п}} (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \quad (6.7)$$

де $t_{\text{н}}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря, °С, що дорівнює

розрахунковій температурі зовнішнього повітря для проектування опалення $t_{p.o.}$

Для частково рециркуляційної опалювально-вентиляційної системи витрата рециркуляційного повітря, кг/с, визначиться за співвідношенням

$$L_{\text{рец}} = L_{\text{оп}} - L_{\text{вент.}}$$

- для прямої опалювально-вентиляційної системи

$$Q_k = L_{\text{вент}} c_p (t_r - t_n). \quad (6.8)$$

Повітряне опалення успішно застосовується для обігріву приміщень, де передбачається переривчастий режим роботи. Мала інерційність даного виду опалення обумовлює ефективність його застосування для нагріву повітря. У неробочий час відбувається швидке зниження температури повітря в приміщенні, що знижує тепловтрати будівлі і забезпечує економію енергоресурсів. До початку робочого дня повітряне опалення забезпечить швидкий прогрів охолоджених приміщень.

Застосування рециркуляції знижує витрату теплоти на підігрів повітря в теплогенераторах (калориферах), тому найбільш економічна робота систем за рециркуляційною схемою, а найменш економічна – за прямоїною схемою.

6.4. Опалювально - повітряні агрегати

Комплекс стандартних елементів, які розташовуються безпосередньо в опалюваних приміщеннях і призначені для нагрівання та подачі повітря, називають опалювальними агрегатами. Вони дозволяють підтримувати задану температуру внутрішнього повітря у приміщеннях в холодний і перехідний періоди року.

Опалювальні та опалювально-вентиляційні агрегати складаються з калорифера, вентилятора, напрямних і регулювальних лопаток (рис. 6.3). Ці агрегати поділяються на підвісні і підлогові.

Повітря від повітряно-опалювальних агрегатів місцевих систем надходить у приміщення безпосередньо. У центральних системах подача

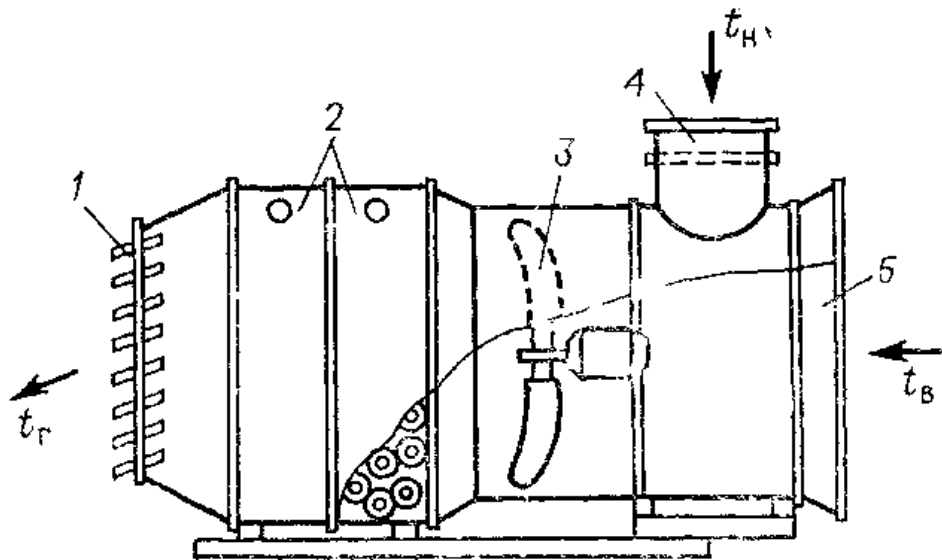


Рис. 6.3. Принципова схема опалювального агрегату:
 1 - направляюча решітка; 2 - калорифер; 3 - осьовий вентилятор; 4 - забір зовнішнього повітря; 5 - забір внутрішнього повітря

повітря може здійснюватися як безпосередньо, так і розподілятися по приміщеннях за допомогою каналів-повітроводів.

Опалення з направленою подачею повітря отримало широке застосування у великих виробничих приміщеннях. При ньому можливе досягнення рівномірного розподілу температури, а відсутність каналів робить систему економічно вигідною.

Діапазон повітропродуктивності агрегатів повітряного опалення складає від 2,5 до 30 тис. м³/год, а теплова потужність – від 10 до 350 кВт.

У табл. 6.1 наведені приклади окремих типорозмірів повітряно-опалювальних агрегатів, призначених для рециркуляційного обігріву промислових, складських, гаражних і інших подібних їм приміщень висотою до 6 м.

Рециркуляційний повітрянагрівач з природним рухом повітря – це опалювальний прилад типу високого конвектора з поверхневим теплообмінним апаратом (калорифером), в якому відбувається передача теплоти від гарячого теплоносія до повітря через поверхню сталевих трубок.

За видом нагрівального теплоносія розрізняють водяні, парові і електричні калорифери.

Таблиця 5.1. Технічні характеристики деяких повітряно-опалювальних агрегатів

Параметр	Марка повітряно-опалювального агрегата			
	1	2	3	4
Повітропродуктивність, м ³ /год	4000	6300	10000	20000
Теплова продуктивність, кВт	46	80	116	230
Орієнтовний опалювальний об'єм при нормальних умовах, м ³	1200	1850	2900	5750
Потужність електродвигуна, кВт	0,37	0,75	1,1	3,0
Маса, кг	95	108	210	350

Водяні калорифери в даний час отримали переважне поширення. Нагрівання повітря відбувається в них в основному за рахунок конвективної теплопередачі при обтіканні повітрям теплопередавальних поверхонь.

За напрямком руху повітря трубки в калорифері можуть розташовуватися в коридорному або шаховому порядку. В останньому випадку забезпечуються кращі умови, разом з цим зростає і опір руху повітря.

Вибір опалювальних агрегатів для відповідного приміщення здійснюється на основі розрахунку теплового навантаження на опалення.

Запитання та завдання для самоконтролю

1. Де переважно влаштовують системи повітряного опалення?
2. Охарактеризуйте центральні і місцеві системи повітряного опалення.
3. Проаналізуйте прямооточні та рециркуляційні системи.
4. Наведіть оптимальні значення температур гарячого повітря в системах повітряного опалення та його максимальне значення.
5. За якими залежностями визначають витрати теплоти для нагрівання повітря в калориферах для прямооточних та рециркуляційних систем?
6. Дайте характеристику опалювально-повітряних агрегатів.

РОЗДІЛ СЬОМИЙ
СИСТЕМИ ПРОМЕНЕВОГО ОПАЛЕННЯ

7.1. Характеристика систем променевого опалення

При влаштуванні таких систем передача теплоти від джерела до внутрішнього повітря приміщення здійснюється променевим способом. На відміну від конвективного способу опалення, при якому радіаційна температура поверхонь t_R нижча за температуру повітря в приміщенні $t_{вн}$, при променистому опаленні $t_R > t_{вн}$. При такому співвідношенні температур t_R і $t_{вн}$ частка віддачі теплоти людиною за рахунок променистого опалення зменшується, тому комфортні умови можуть бути досягнуті при більш низькій температурі повітря приміщення.

За конструктивним виконанням променевої системи опалення можуть бути:

- панельні;
- газоповітряні;
- радіаційні підвісні або настінні.

У приміщенні променистий теплообмін завжди супроводжується конвективним. Внаслідок відмінності температури поверхонь виникає рух повітря в приміщенні, який посилюється завдяки розвитку низхідних потоків повітря у охолоджуючих поверхонь.

Променева опалення може бути влаштоване при низькій (до 70 °С), середній (від 70 до 250 °С) та високій (до 900 °С) температурі випромінювальної поверхні. Ці системи можуть бути центральними або місцевими.

7.2. Системи панельно-променевого опалення

Забезпечення променевого способу опалення здійснюється опалювальними панелями, що являють собою нагрівальні прилади з суцільною гладкою нагрівальною поверхнею. Опалювальні панелі спільно з розташованими в них теплопроводами, в яких циркулює перегріта вода, і створюють систему панельно-променевого опалення. При їх влаштуванні в

приміщеннях створюється температурний стан, який характерний для променевого способу опалення, при цьому, як зазначено вище, середньозважена температура поверхонь t_R більша за температуру повітря приміщення $t_{вн}$.

Класифікацію панелей здійснюють за місцем розташування та за матеріалом.

За місцем розташування панелі можуть бути стінові, підлогові і стельові, а *за матеріалом* – металеві та бетонні.

Системи панельно-променевого опалення також можуть бути центральними і місцевими.

У центральних системах застосовують низько- і середньотемпературні панелі і відбивні екрани з централізованим теплопостачанням за допомогою гарячої води і повітря, дуже рідко – водяної пари високого і низького тиску.

До місцевої системи відносять опалення приміщень панелями і відбивними екранами, якщо енергоносіями для них є електричний струм і горючий газ, а також тверде паливо при спалюванні його в камінах. В даний час передбачено застосування випромінювачів при температурі їх поверхні не більше ніж 250 °С.

Місце знаходження панелей і відбивних екранів вибирають на підставі технологічних, гігієнічних і техніко-економічних міркувань.

Розміщення опалювальної панелі, наприклад, в стелі, ускладнює конвективний теплоперенос, і в теплопередачі панелі теплообмін випромінюванням становить 70-75%. Нагрівальна панель в підлозі активізує теплоперенос конвекцією, і на частку теплообміну випромінюванням припадає всього 30-40%. Вертикальна панель в стіні залежно від висоти передає випромінюванням 30-60% всієї теплоти, причому частка теплообміну випромінюванням зростає зі збільшенням висоти панелі.

При наявності нагрітих панелей може виникнути небезпека підвищеного теплового опромінення, тому санітарними нормами обмежуються значення

температур поверхонь стельових і стінових панелей [18]:

- для підлогових панелей не більше як 26 °С;
- для стельових панелей при висоті приміщення 2,5-2,9 м не більше як 28 °С; 2,9-3,0 м - 30 °С; 3,1-3,4 м - 33 °С;
- для перегородок і стін на висоті 1 м від підлоги – не більше ніж 35 °С, вище за 1 м - 45 °С.

До переваг панельно-променевого опалення відносять [2]:

- забезпечення підвищених санітарно-гігієнічних вимог;
- суміщення опалювальних приладів з будівельними конструкціями;
- зниження витрати металу і трудових витрат на монтаж;
- покращення інтер'єру приміщень.

Недоліки панельно-променевого опалення:

- безпосереднє опромінення меблів і інших предметів;
- велика теплова інерція систем, яка ускладнює регулювання тепловіддачі опалювальних панелей.

На рис. 7.1, як приклад, наведена металева панель.

Такі панелі призначені для опалення перекритих фермами широких виробничих приміщень, що не потребують посиленої вентиляції (механічні або інструментальні цехи, ангари, і т. ін.). Випромінювальні панелі, що підвішуються у верхній зоні цих приміщень, складаються з металевого відбивного екрану з козирками, до нижньої поверхні якого прикріплені нагрівальні труби, а верхня поверхня покрита шаром теплової ізоляції.

Металеві опалювальні панелі обігріваються високотемпературним теплоносієм - паром або водою з температурою 150-170 °С.

Нагрівальними приладами системи панельно-променевого опалення можуть бути і бетонні панелі з монолітними в них сталевими реєстрами і стояками, в яких циркулює теплоносій.

В житловому будівництві для розміщення елементів систем панельно-променевого опалення можуть використовуватися панелі зовнішніх і

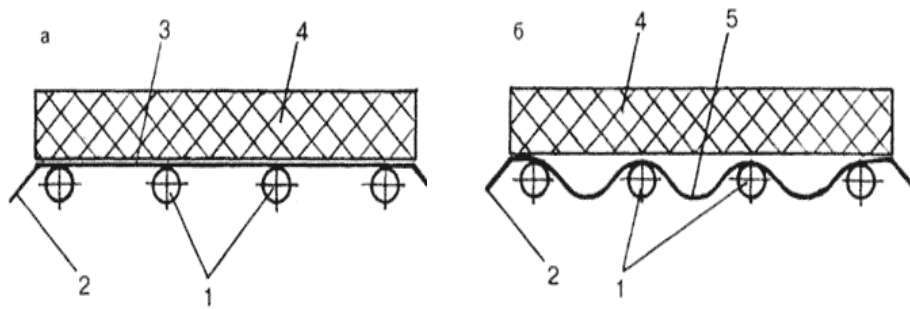


Рис. 7.1. Підвісна металева опалювальна панель:
 а) – з плоским екраном 3; б) – з хвилеподібним екраном 5;
 1 – нагрівальні труби; 2 – боковий екран; 4 – теплова ізоляція

внутрішніх стін або перекриттів. У теплотехнічному відношенні найбільш доцільне розміщення приладів панельного опалення в підвіконній зоні зовнішніх стін. У цьому випадку теплове випромінювання приладу нейтралізує вплив струменів холодного повітря, яке надходить від вікон. Однак таке розміщення опалювального приладу може призвести до зайвих тепловтрат внаслідок випромінювання частини тепла назовні. Тому безпосередньо за опалювальним приладом слід розташовувати шар ефективного теплоізоляційного матеріалу.

Стельові опалювальні панелі можуть бути суміщеними і підвісними. Також для посилення теплопередачі вниз у верхній частині перекриття розміщують теплоізоляційний шар.

Поєднані стельові опалювальні панелі застосовують за умови, що температура теплоносія підтримується на невисокому рівні (до 55-60 °С). При температурі теплоносія вище за 60 °С (60-90 °С) опалювальні панелі описаних конструкцій розміщують у приміщеннях тривалого перебування людей не за всією площею, а тільки по периметру стелі або по контуру будівлі, уздовж його зовнішніх стін.

Стінові опалювальні панелі бувають двох типів: плінтусні і підвіконні. Застосовуються панелі суміщеного виду: перегородкові панелі, які частково замінюють внутрішні стіни, та стінові панелі, що вбудовані в зовнішні стіни будівель.

На рис. 7.2 зображена одна з можливих укладок труб у внутрішній стіні. Укладання труб здійснюється методом змійовика або подвійного змійовика. Оптимальне видалення повітря забезпечується в тому випадку, якщо середній крок укладання, що складає 10 см, досягається чергуванням кроку укладання в 5 або 15 см.

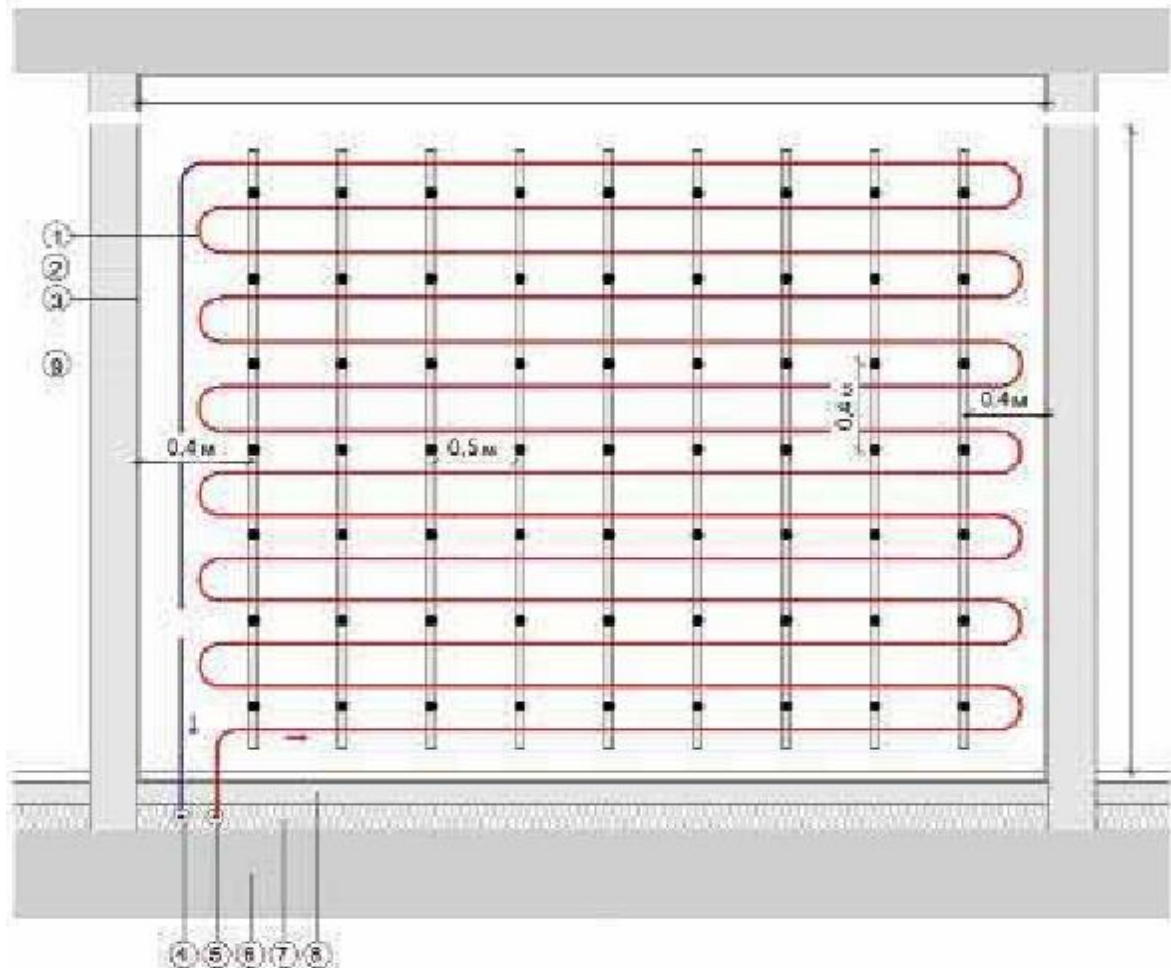


Рис. 7.2. Схематичне зображення системи настиного опалення з укладанням труб змійовиком при так званому «мокрому» способі монтажу:
 1 – металополімерна труба $\varnothing 14 \times 1,5$ мм; 2 – фіксувальна шина;
 3 – теплоізоляція; 4 – під'єднання трубопроводу поворотної води;
 5 – під'єднання трубопроводу подавальної води; 6 – бетонна плита переkritтя; 7 – звукоізоляція; 8 – стяжка + покриття підлоги

Під'єднання настиного опалення до системи теплопостачання може здійснюватися колекторно за незалежною, послідовною або супутною схемами.

Підвіконні бетонні опалювальні панелі встановлюють у тих місцях під

вікнами приміщень, де зазвичай розміщують металеві опалювальні прилади. Такі панелі можуть бути з однією та двома сторонами теплоізоляції з їх поверхні. Під'єднання цих панелей до трубопроводів системи опалення здійснюється так само, як і звичайних опалювальних приладів.

При використанні підвіконних панелей скорочується площа охолодженої поверхні зовнішніх стін, зменшуються радіаційне охолодження людей і зона поширення холодного повітря від вікон. Такі системи доцільно використовувати для обігріву великих складських приміщень, вибухопожежонебезпечних ділянок і цехів категорії «А».

Численні дослідження опалювальних систем показали, що правильно підібрані розміри тепловипромінювальних панелей можуть забезпечити в приміщеннях більш високий рівень комфорту у порівнянні зі звичайними опалювальними системами: постійна температура, рівномірний розподіл по висоті, відсутність конвективного руху повітря, урівноваження вологості, усунення конденсації вологи на стінах.

Широкого застосування нині набули системи так званої «теплої підлоги» з розташованими під поверхню підлоги нагрівальними трубками, в яких циркулює вода з низькою температурою (30-50 °C) – див. рис. 7.3. Ці системи легко інтегруються з такими джерелами енергії як сонячні панелі, конденсаційні котли, теплові насоси, і т. ін. Завдяки підвищеній міцності панелей і трубопроводів термін експлуатації випромінювальної системи теплої підлоги досить великий.

Окрім нагрівальних трубок, в комплект системи підлогового опалення входять колектори та стояки, до яких підключаються трубки; запірні та регулювальні арматури і шафа автоматичного управління, що дозволяє автоматично підтримувати задані температурні параметри: комфортний режим (при присутності людей в будівлі) та режим зниженої температури (при довготривалій відсутності людей у приміщенні).

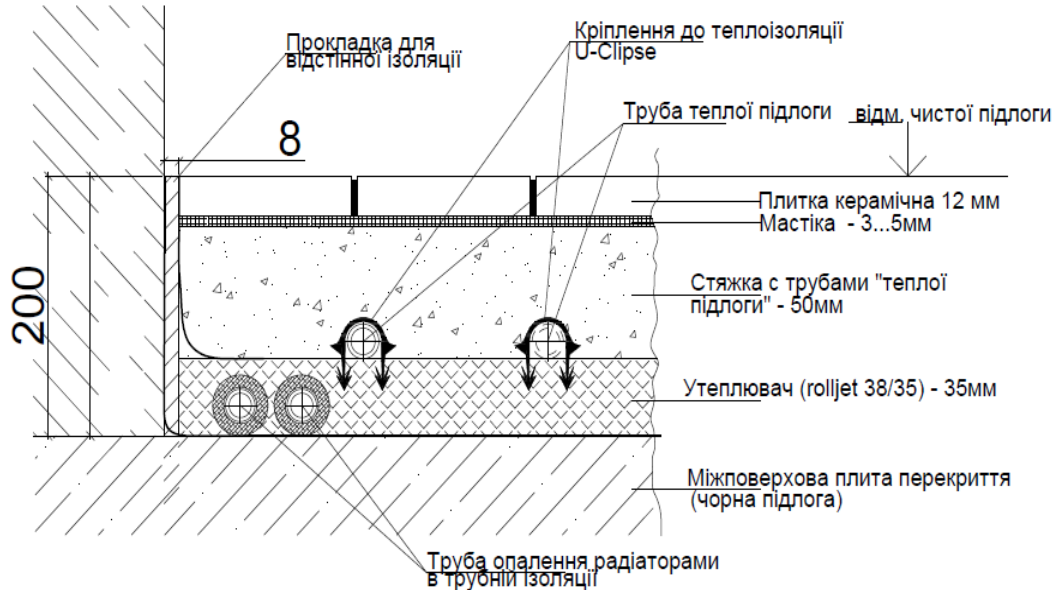


Рис. 7.3. Схема укладки труб «теплої підлоги»

Розрахунок підлогового опалення

1. Визначають теплове навантаження «теплої підлоги» для кожного приміщення, Вт

$$Q_{\text{тп}} = Q_{\text{оп}} - Q_{\text{вт.п}}, \quad (7.1)$$

де $Q_{\text{оп}}$ – теплове навантаження на систему опалення приміщення, що дорівнює розрахунковим втратам теплоти огороженнями $\Sigma Q_{\text{втр}}$, Вт; $Q_{\text{вт.п}}$ – втрати теплоти через підлогу приміщення, Вт.

2. Обирають матеріал і діаметр трубопроводів. Для використання в підлоговому опаленні рекомендують трубопроводи з міді або штучних матеріалів (з полібутана, поліпропілена, зшитого поліетилену), які можна застосовувати при температурі до 70 °С і тиску до 0,3 МПа.

3. Обирають крок укладки труб «теплої підлоги». Він може бути 100, 150, 200, 250, 300, 350 мм.

4. Визначають площу поверхні підлоги приміщення, що має систему опалення $F_{\text{пл}}$. Вона визначається за відстанню між крайніми трубами, включаючи стрічку шириною, що дорівнює половині кроку укладки труби (максимум 150 мм). При цьому виділяють дві зони: крайня зона площею $F_{\text{кр}}$ і зона перебування площею $F_{\text{пр}}$.

Крайньою є зона, в якій поверхня підлоги має більш високу температуру. Зазвичай така зона розташовується біля зовнішніх стін, наприклад, під великими вікнами, і має максимальну ширину 1 м. Ця зона не передбачена для довготривалого перебування людей.

Зоною перебування є зона усередині площі підлоги, що обігривається, яка призначена для довготривалого перебування людей. Площа зони перебування визначається за площею поверхні підлоги, що обігривається, з відніманням площі крайніх зон.

Нормами встановлені максимальні значення температур і густин теплового потоку для відповідних зон.

Так граничні криві і різниці температур (σ) подавальної і поворотної води в контурах складають:

- для зони перебування – 9 К;
- для крайньої зони - 15 К.

Максимальні температури поверхні підлоги ($t_{пл}$):

- для житлових і офісних приміщень – 29 °С;
- для ванних кімнат - 33 °С;
- для крайніх зон - 35 °С.

Максимальні значення густин теплового потоку (q_{max}):

- для зони перебування, ванних кімнат – 100 Вт/м²;
- для крайніх зон - 175 Вт/м².

5. Визначають густину теплового потоку.

Спочатку визначають розрахункову густину теплового потоку, Вт/м²

$$q_p = Q_{пл} / F_{пл}, \quad (7.2)$$

а потім – в крайній зоні і зоні перебування.

Розрахунок починають з крайньої зони, при цьому значення густини теплового потоку $q_{кр}$ можна брати будь-яким в межах до 170 Вт/м². Наприклад, при $q_{кр} = 85$ Вт/м², що приблизно відповідає величині q_p для приміщення довготермінового перебування людей (житлова кімната в будівлі, яка характеризується максимальною густиною теплового потоку і яку беруть за основу для наступних розрахунків), і кроку укладки $T_{кр} = 150$ мм за рис. 7.4 визначаємо розрахунковий перепад температур теплоносія $\Delta t_T = 25$ К.

Слід зазначити, що температурний напір теплоносія визначається за формулою

$$\Delta t_T = \frac{t_{под} - t_{пов}}{\ln \frac{t_{под} - t_{в}}{t_{пов} - t_{в}}}, \quad (7.3)$$

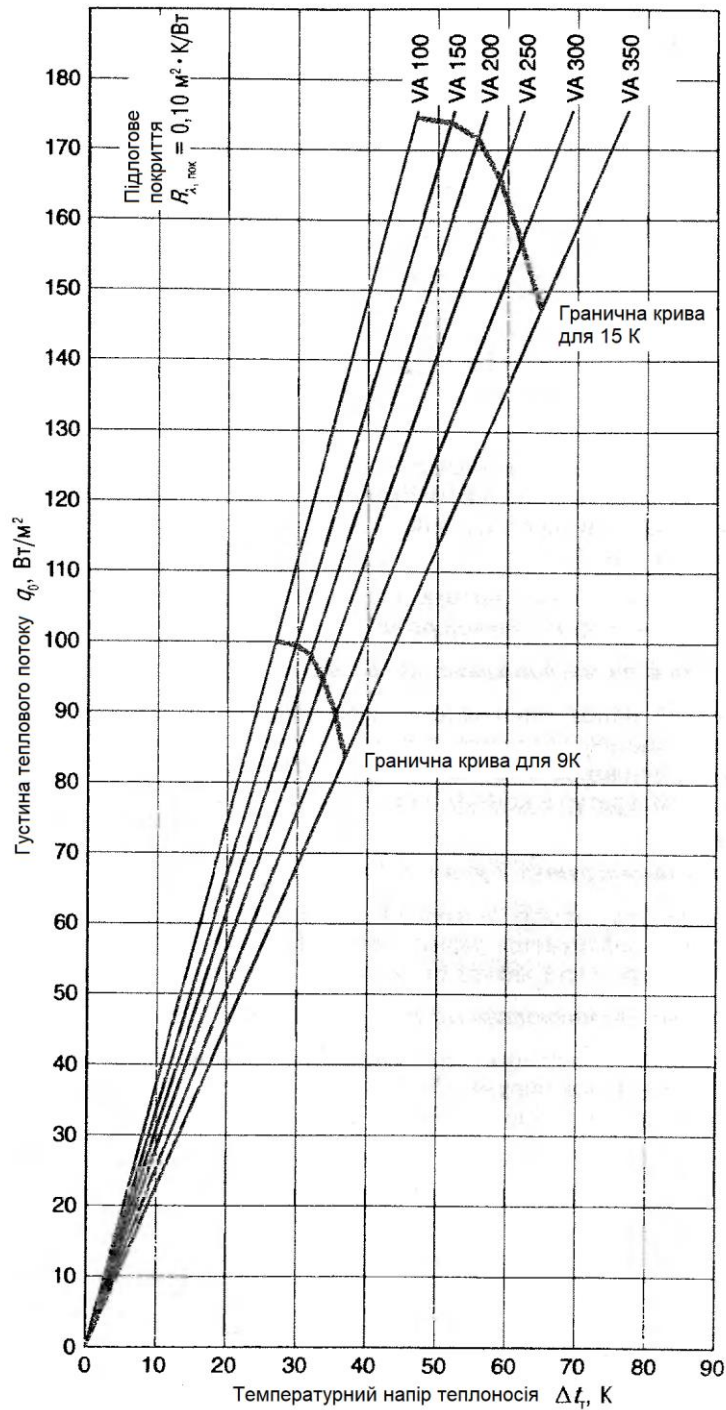


Рис. 7.4. Густина теплового потоку підлогового покриття, $\text{Вт}/\text{м}^2$, з термічним опором теплопровідності $R_{\lambda, \text{max}} = 0,10 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$, в залежності від температурного напору теплоносія, К: VA – крок укладки, мм [14] де $t_{\text{под}}$ і $t_{\text{пов}}$ – температура подавальної і поворотної води відповідно, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{в}}$ – температура внутрішнього повітря у приміщенні, $^{\circ}\text{C}$.

Надалі визначаємо густину теплового потоку, $\text{Вт}/\text{м}^2$, для зони перебування

$$q_{\text{пр}} = (Q_{\text{тп}} - q_{\text{кр}} F_{\text{кр}}) / F_{\text{кр}}. \quad (7.4)$$

За рис. 7.4 для визначеної величини $q_{\text{пр}}$ і тому ж перепаду температур теплоносія $\Delta t_{\text{т}} = 25 \text{ К}$ визначаємо крок укладки для зони перебування $T_{\text{пр}}$.

Для розрахункового приміщення визначаємо перепад температур в контурі σ , К; наприклад, для житлового приміщення $\sigma = 5 \text{ К}$.

Якщо у приміщенні немає крайньої зони, а тільки зона перебування, то густину теплового потоку для неї беруть за розрахунковою густиною теплового потоку, тобто $q_{\text{пр}} = q_{\text{р}}$, а надалі за рис. 7.4 при прийнятому кроку укладки визначають перепад температур теплоносія.

6. Визначають теплову потужність системи підлогового опалення, Вт:

- для зони перебування

$$Q_{\text{пр}} = q_{\text{пр}} F_{\text{пр}}; \quad (7.5)$$

- для крайньої зони

$$Q_{\text{кр}} = q_{\text{кр}} F_{\text{кр}}; \quad (7.6)$$

- дійсна сумарна теплова потужність

$$Q_{\text{тп.д}} = Q_{\text{пр}} + Q_{\text{кр}}. \quad (7.7)$$

Дійсну теплову потужність порівнюють з раніше визначеною за формулою (7.1) $Q_{\text{тп}}$. Якщо величина $Q_{\text{тп.д}}$ менша за розрахункову теплову потужність $Q_{\text{тп}}$, тоді на різницю цих потужностей необхідно передбачити додаткові нагрівальні прилади у приміщенні.

7. Визначають розрахункову температуру води в подавальній лінії і перепад температур в контурі.

Розрахункова різниця температур теплоносія. Різниця температур теплоносія, що розрахована для приміщення з максимальною густиною теплового потоку, позначається як розрахункова різниця температур теплоносія $\Delta t_{\text{т.р}}$ і є основою для наступного розрахунку перепаду температур в контурі системи і розрахункової температури води в подавальній лінії $t_{\text{п.р}}$.

Розрахунковий температурний напір в подавальній лінії $\Delta t_{\text{п.р}}$, °С:

- для $\sigma / \Delta t_{\text{т}} < 0,5$, де $\sigma = 5 \text{ К}$

$$\Delta t_{\text{п.р}} = \Delta t_{\text{т.р}} + (\sigma / 2); \quad (7.8)$$

- для $\sigma / \Delta t_T > 0,5$, де $\sigma = 5 \text{ К}$

$$\Delta t_{п.р} = \Delta t_{т.р} + (\sigma / 2) + (\sigma^2 / 12 \Delta t_{т.р}). \quad (7.9)$$

При цьому приміщення з максимальною густиною теплового потоку визначає розрахунковий перепад температур теплоносія $\Delta t_{т.р}$ і розрахунковий температурний напір в подавальній лінії $\Delta t_{п.р}$ для всіх під'єднаних опалювальних контурів системи підлогового опалення, які мають однакову температуру подавальної лінії.

Розрахункова температура води в подавальній лінії, $^{\circ}\text{C}$

$$t_{п.р} = \Delta t_{п.р} + t_{вн}, \quad (7.10)$$

де $t_{вн}$ – розрахункова температура внутрішнього повітря у приміщенні, $^{\circ}\text{C}$.

Для всіх решти приміщень, які мають однакову температуру подавальної лінії $t_{п.р}$, відповідний перепад температур в контурі σ_i для визначення масової витрати води розраховується наступним чином:

- для $\sigma_i / \Delta t_{т.i} < 0,5$

$$\sigma_i = 2(\Delta t_{п.i} - \Delta t_{т.i}); \quad (7.11)$$

- для $\sigma_i / \Delta t_{т.i} > 0,5$

$$\sigma_i = 3\Delta t_i \left[\sqrt{1 + \frac{4(\Delta t_{п.i} - \Delta t_{т.i})}{3\Delta t_{т.i}}} - 1 \right]. \quad (7.12)$$

8. Визначають витрату теплоносія

- При визначенні витрати теплоносія для приміщення або опалювального контуру необхідно враховувати густини теплових потоків для обох зон, що направлені до верху ($q_{пр}$ і $q_{кр}$), а також і тих, що направлені до низу для цих же зон ($q_{н.пр}$ і $q_{н.кр}$).

Останні густини теплових потоків, $\text{Вт}/\text{м}^2$, визначаються за формулами

$$q_{н.пр} = \left(\frac{R_{вв}}{R_{вн}} + \frac{t_{в} - t_{в.н}}{q_{пр} R_{вв}} \right) q_{пр}; \quad (7.13)$$

$$q_{н.кр} = \left(\frac{R_{вв}}{R_{вн}} + \frac{t_{в} - t_{в.н}}{q_{кр} R_{вв}} \right) q_{кр}, \quad (7.14)$$

де $R_{\text{ВВ}}$ – термічний опір теплопередачі конструкції підлоги від розташованих в ній труб системи опалення за напрямком до верху приміщення, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$; $R_{\text{ВН}}$ – термічний опір теплопередачі конструкції підлоги від розташованих в ній труб системи опалення за напрямком до низу суміжного приміщення, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$; $t_{\text{в.н}}$ – температура внутрішнього повітря у нижньому суміжному приміщенні, $^{\circ}\text{C}$.

Наприклад, для однієї з конструкцій підлогового опалення, що наведена на рис. 7.5 [14], термічні опори $R_{\text{ВВ}}$ і $R_{\text{ВН}}$ визначаються наступним чином

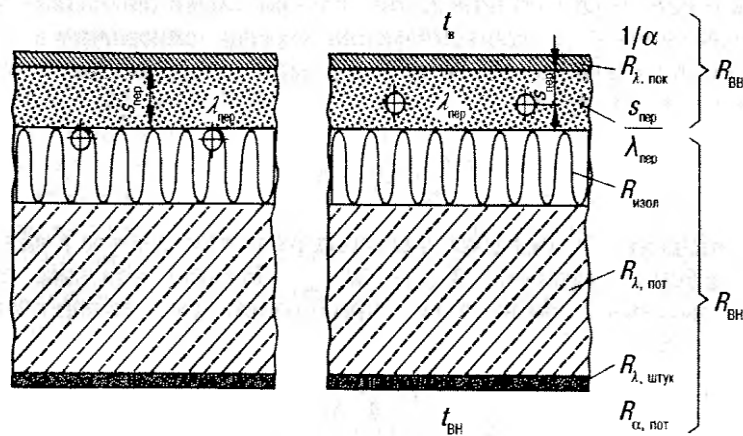


Рис. 7.5. Приклад конструкції підлогового опалення

$$R_{\text{ВВ}} = \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{\delta_{\text{пк}}}{\lambda_{\text{пк}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}}; \quad (7.15)$$

$$R_{\text{ВВ}} = \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}} + \frac{\delta_{\text{пер}}}{\lambda_{\text{пер}}} + \frac{\delta_{\text{ш}}}{\lambda_{\text{ш}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}, \quad (7.16)$$

де $\delta_{\text{пк}}$, $\delta_{\text{ст}}$, $\delta_{\text{із}}$, $\delta_{\text{пер}}$, $\delta_{\text{ш}}$ – товщини покриття, стяжки, ізоляції, перекриття, штукатурки, відповідно, м; $\lambda_{\text{пк}}$, $\lambda_{\text{ст}}$, $\lambda_{\text{із}}$, $\lambda_{\text{пер}}$, $\lambda_{\text{ш}}$ – теплопровідність матеріалів покриття, стяжки, ізоляції, перекриття, штукатурки, відповідно, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\alpha_{\text{в}}$, $\alpha_{\text{вн}}$ – коефіцієнти тепловіддачі від поверхні підлоги до внутрішнього повітря приміщення і від поверхні перекриття до внутрішнього повітря суміжного приміщення, відповідно, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

- Загальна теплова потужність опалювального контуру, Вт

$$Q_{\text{тп.ок}} = (q_{\text{кр}} + q_{\text{н.кр}}) F_{\text{кр}} + (q_{\text{пр}} + q_{\text{н.пр}}) F_{\text{пр}}. \quad (7.17)$$

- Масова витрата води в опалювальному контурі, кг/год

$$m = \frac{Q_{\text{пл.ок}}}{c_{\text{в}} \sigma} 3600, \quad (7.18)$$

де $c_{\text{в}}$ – теплоємність води, яку можна брати 4187 Дж/(кг·К).

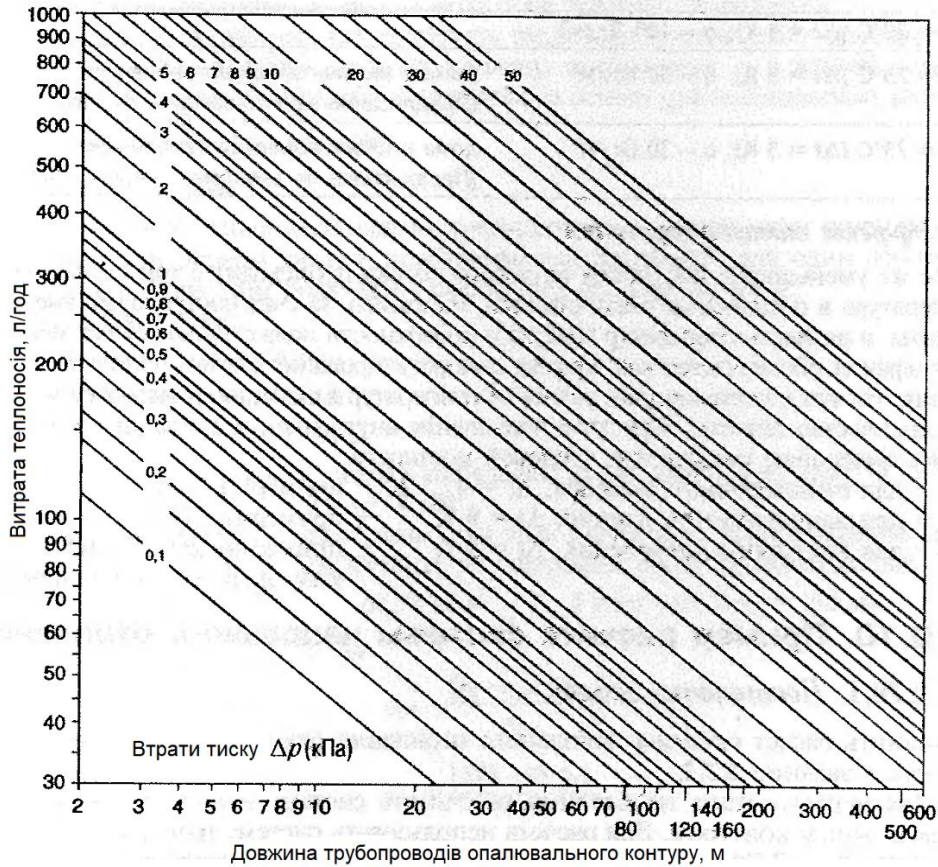


Рис. 7.6. Втрати тиску в системі підлогового опалення [14]

9. Визначають довжину трубопроводів опалювального контуру ($L_{\text{ок}}$, м) як суму довжин зони перебування ($L_{\text{пр}}$, м) та крайньої зони ($L_{\text{кр}}$, м), тобто

$$L_{\text{ок}} = L_{\text{пр}} + L_{\text{кр}}. \quad (7.19)$$

Довжини зони перебування/крайньої зони, м, визначаються за співвідношенням

$$L_{\text{пр/кр}} = L_{\text{о.пр/кр}} F_{\text{пр/кр}}, \quad (7.20)$$

де $L_{\text{о.пр/кр}}$ – питомі довжини зони перебування/крайньої зони, м/м².

$$L_{\text{о.пр/кр}} = 1/T_{\text{пр/кр}}. \quad (7.21)$$

10. Визначають втрати тиску в опалювальному контурі, $\Delta P_{\text{ок}}$, кПа, у залежності від витрати теплоносія та довжини трубопроводів – див рис.

7.6. Загалом максимальні втрати тиску в одному контурі не повинні перевищувати 30 кПа.

7.3. Інфрачервоне опалення

При інфрачервоному способі опаленні обігрів приміщень відбувається, як правило, за рахунок **випромінювання** від джерел теплоти, якими є інфрачервоні нагрівачі, до будівельних конструкцій та різних об'єктів, що знаходяться в зоні обслуговування приміщень. Потрапляючи на поверхню огорожень і предметів, потік випромінювання частково поглинається і частково відбивається ними, утворюючи так зване вторинне випромінювання.

Конструктивно інфрачервоний нагрівач складається з випромінювача (нагріте тіло) і рефлектора-відбивача. За джерелом енергії ці нагрівачі поділяються на електричні і газові. В електричних нагрівачах роль випромінювача може грати спеціальна інфрачервона лампа (кварцова вакуумна лампа трубчастої форми з нагрівачем з вуглецю і металевим корпусом), тепловий електричний нагрівач (ТЕН), а в газових – газовий інжекційний пальник з трубкою усередині.

У залежності від температури нагріву випромінювача інфрачервоні обігрівачі поділяються на короткохвильові - 0,77...15 мкм, середньохвильові – 15...100 мкм і довгохвильові – 100...340 мкм.

За функціональної спрямованості інфрачервоні обігрівачі можна розділити на стельові обігрівачі для офісних і житлових приміщень (температура 100-120 °С) і обігрівачі для приміщень з висотою стелі більше 3,5 метрів (температура нагріву більше 200 °С).

Сучасні системи інфрачервоного газового опалення - це обігрівачі високої ефективності, ККД яких становить 85-92%. До складу газового ІЧ обігрівача входить один або декілька пальників, які розігрівають спеціальну поверхню до температури 300-700 °С. Нагріта поверхня створює спрямований тепловий потік.

Вони ж світлі (з температурою випромінювання вище 700 °С) і темні (з температурою випромінювання нижче за 600 °С). Відмітною ознакою світлих і темних систем є наявність відкритого полум'я на виході. Якщо воно присутнє, системи променистого обігріву називаються світлими, а в іншому випадку - темними.

Автоматика, якою оснащені нагрівачі, дозволяє з високою точністю регулювати і підтримувати задану температуру нагрівання приміщення.

Кожен обігрівач захищений від перегріву спеціальним термовимикачем. Гарантію пожежобезпеки нагрівача забезпечує високоякісний ізолятор, вмонтований між нагрівальним модулем і корпусом.

Варто відзначити, що газові обігрівачі більш економічні у порівнянні з електричними. Однак при їх роботі спалюється кисень і змінюється вологість повітря в приміщенні, а продукти згоряння шкідливі для людини і вимагають додаткового відведення.

Газові ІЧ обігрівачі найбільш ефективні при розташуванні на висоті від 8 до 20 м. Можливе їх використання і при висоті стелі до 50 м (рис. 7.7).



Рисунок 7.7. Газові інфрачервоні обігрівачі

Основна сфера застосування інфрачервоного (променистого) опалення - це приміщення великої висоти (з високими стелями), відкриті та напіввідкриті майданчики різного призначення, які важко (а іноді й неможливо) якісно обігріти традиційним конвективним способом:

- заводські і фабричні цехи, складські приміщення, майстерні, СТО, гаражі, ангари авіа- та автомобільної техніки, спортивні об'єкти, торгові павільйони, торгові центри, протипожежні і рятувальні частини;

- судноверфі, будівельні та вантажно-розвантажувальні майданчики, будівельні об'єкти (для швидкого розморожування будівельних сумішей, ведення внутрішніх робіт всередині зведеної коробки будівлі за відсутності опалення: створює тепловий комфорт, прискорює висихання оброблених поверхонь при штукатурно-малярних роботах), відкриті та напіввідкриті майданчики кафе;

- приміщення для утримання тварин (тваринницькі ферми, зоопарки та інші).

Газові інфрачервоні обігрівачі створюють потік променевої енергії, що слабо поглинається повітрям і спрямований зверху вниз на людей і обладнання.

Системи променевого газового опалення обмежено застосовуються в ряді хімічних виробництв, вибухонебезпечних виробництвах, при технологічних процесах з високим вмістом пилу та інших зважених часток у повітрі.

Електричні інфрачервоні обігрівачі бувають різних видів і конструкцій (рис. 7.8), серед основних характеристик яких виділяють споживану потужність (від 0,7 до 4 кВт), напругу живлення (220 і 380 В), масу (від 4 до 25 кг) і габарити (від 990х164х40 до 1711х410х 70 мм).

Теплопередача від нагрівачів до людей здійснюється безпосередньо за допомогою інфрачервоних променів (довжина хвиль 4 мкм - 1 мм електромагнітного спектру). Енергія інфрачервоних променів акумулюється

холодними поверхнями стелі та інших предметів, що знаходяться під ними, які, в свою чергу, віддають накопичене ними тепло повітрю в приміщенні (конвективний обігрів).



Рисунок 7.8. Електричні інфрачервоні обігрівачі

У робочій зоні приміщень в більшості випадків формується сприятливий для людини мікроклімат, оскільки теплота, що надходить випромінюванням від трубчастих інфрачервоних нагрівачів, подібна природному сонячному впливу.

Численними дослідженнями встановлено, що вплив інфрачервоного опромінення в певному режимі сприятливо позначається на здоров'ї людини. У трубчастих інфрачервоних нагрівачів при температурі поверхні 550-180 °С довжина хвилі становить 6-12 мкм. Ці промені проникають в організм, викликаючи його максимальний прогрів і є найбільш оптимальними. Однак встановлено, що тривале інтенсивне опромінення людини інфрачервоними променями може погіршити його самопочуття

(головний біль, порушення сну, зниження працездатності), а також знизити його імунобіологічну реактивність. Тому для випадків використання інфрачервоного опалення виробничих приміщень інтенсивність опромінення у вітчизняній і зарубіжній практиці нормується.

Методика розрахунку потужності системи опалення при використанні інфрачервоних нагрівачів наведена в роботі [19].

Запитання та завдання для самоконтролю

1. Назвіть особливості передачі теплоти при променевому опаленні.
2. Наведіть можливі значення температур випромінювальної поверхні при променевому опаленні.
3. Які переваги та недоліки має панельно-променевого опалення?
4. Що таке крайня зона і зона перебування в підлоговому опаленні і рекомендовані значення різниці температур подавальної та поворотної води в них?
5. Від яких параметрів залежать втрати тиску в опалювальному контурі?
6. З яких матеріалів виготовляються трубопроводи в системі підлогового опалення?
7. Назвіть сферу застосування інфрачервоного опалення.

Частина третя

СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ

РОЗДІЛ ВОСЬМИЙ

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ

8.1. Санітарно-гігієнічні вимоги до стану повітряного середовища

Основною умовою нормальної життєдіяльності людини є відповідний стан навколишнього середовища і, в першу чергу, повітря. В першому розділі зазначалося, що атмосферне повітря складається з сухої частини та водяної пари. Суха частина атмосферного повітря у поверхні землі містить 78,13 % азоту, 20,9 % кисню, 0,93 % аргону, 0,03 % вуглекислого газу. Частка інших газів (водороду, гелію, неону, озону, криптону, ксенону) складає лише 0,01 %. Вважається, що за ступенем важливості склад повітря більш важливий ніж склад продуктів харчування. Наприклад, за добу людина споживає біля 3 кг продуктів харчування, а повітря – 15 кг, у тому числі 15 л кисню за годину. В той же час людина виділяє за годину 18 – 36 л вуглекислого газу, 40 – 415 г вологи і 300 – 1000 кДж теплоти [20].

Накопичення надлишків шкідливих газів, теплоти та вологи і зміна температури повітря суттєво впливають на самопочуття людей. Так, зміна температури навколишнього середовища з 20 до 36 ° С призводить до зменшення продуктивності роботи людини у 5 разів. Особливо це має місце в промислових містах, де повітря забруднене відходами виробництва, відхідними газами автомобілів, пилом і т. ін. [20].

Для нормального протікання технологічних процесів у багатьох галузях промисловості також необхідно забезпечувати відповідний стан повітряного середовища.

В другому розділі зазначено, що основними нормованими параметрами повітря в приміщенні є температура, вологість, швидкість, газовий склад, наявність механічних часток пилу.

Основне завдання вентиляційних пристроїв полягає в тому, щоби забезпечити видалення з приміщення забрудненого повітря та подачу до нього свіжого навколишнього повітря. Таким чином створюється необхідний організований повітрообмін, який призначений для створення нормальних санітарно-гігієнічних умов для людей, а також забезпечення відповідних вимог технологічних процесів, збереження обладнання, матеріалів, продуктів і т. ін.

8.2. Класифікація систем вентиляції

Найпростішим способом вентиляції є природне провітрювання, яке забезпечується надходженням повітря через нещільності в огороженнях. Рушійною силою такого надходження повітря є різниця тисків зовнішнього $P_з$ та внутрішнього $P_в$ повітря, тобто $\Delta P = P_з - P_в$. Такий спосіб вентиляції можна забезпечити у невеликому об'ємі приміщення і він носить назву *неорганізованого* повітрообміну.

До способів організованого повітрообміну відноситься *природна* та *вимушена* вентиляція, при цьому системи вентиляції за конструктивним виконанням можуть бути каналними і безканалними. В каналних системах надходження або видалення повітря здійснюється по каналах або повітропроводах, в безканалних системах такі канали відсутні.

Природна вентиляція забезпечується за рахунок різниці густин зовнішнього $\rho_з$ та внутрішнього $\rho_в$ повітря, кожна з яких залежить від температури, тобто $\Delta \rho = \rho_з - \rho_в = f(\Delta t)$, а також за рахунок вітрового тиску.

Природна вентиляція може здійснюватися двома способами:

- 1). аерація повітря до приміщення або з приміщення через отвори в огороженнях, відкритих фрамугах вікон, ліхтарів і т. ін. (безканалні системи вентиляції);
- 2). надходження або видалення повітря за повітропроводами або спеціальними каналами (каналні системи).

На рис. 8.1 наведена схема аерації виробничої будівлі. В цій схемі

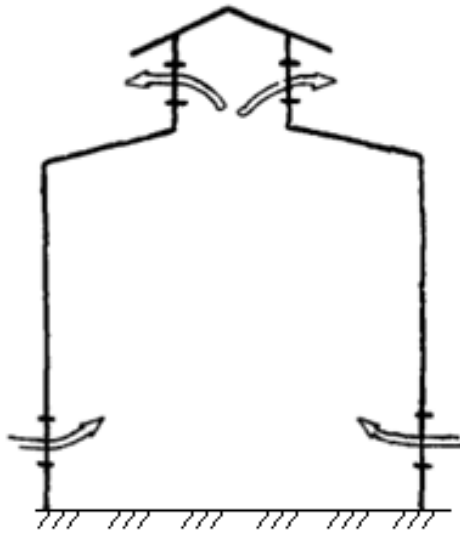


Рис. 8.1. Схема аерації виробничої будівлі

відсутні повітропроводи (канали), а надходження свіжого повітря здійснюється через спеціальні отвори в огороженнях і видалення забрудненого – через зенітні ліхтарі, які розташовані у верхній частині приміщення.

В каналній системі природної вентиляції виробничої будівлі (рис. 8.2), наприклад, використаний вітровий тиск (напір).

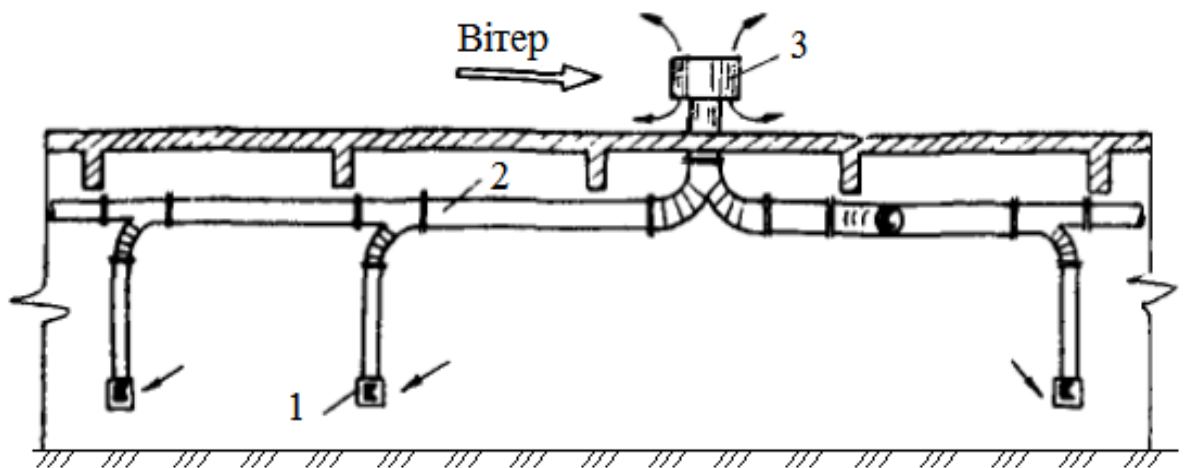


Рис. 8.2. Схема витяжної природної вентиляції під дією вітрового тиску: 1 – витяжний отвір (решітка); 2 – мережа повітропроводів; 3 – дефлектор

Зовнішнє повітря обдуває розташований на даху дефлектор 3, в результаті в ньому і в мережі повітропроводів створюється розрідження, за

рахунок чого забруднене повітря через витяжні решітки 3 і повітропроводи видаляється із приміщення.

Радіус дії каналних систем з природною циркуляцією не перевищує 20 - 25 м, що пояснюється обмеженням через невеликі значення створюваного тиску (для припливних систем) або розрідження (для витяжних систем).

Для промислових та громадських будівель найбільш поширеною є *вимушена* вентиляція, при якій повітря переміщується зовнішніми пристроями – вентиляторами.

Системи механічної вентиляції поділяються на *припливні* та *витяжні*, які можуть бути *місцевими*, *загальнообмінними* та *комбінованими*.

Для місцевих припливних систем подача повітря здійснюється в робочу зону, для місцевих витяжних систем видалення повітря здійснюється з місць забруднення повітря.

Прикладом місцевої припливної вентиляції можуть бути повітряні завіси; повітряні душі (коли повітря спрямовується на працюючу людину) – (див. рис. 8.3) і т. ін.

При використанні місцевих систем досягається кращий економічний ефект за рахунок менших витрат повітря, але до їх недоліку відносяться збільшені капітальні витрати, а також те, що ці системи не завжди можна конструктивно виконати.

У разі використання загальнообмінної вентиляції подача і видалення повітря здійснюється незалежно від місць забруднення повітря, наприклад, див. рис. 8.4.

При одночасному застосуванні місцевої та загальнообмінної вентиляції система носить назву комбінованої.

Якщо повітря, що надходить до приміщення, утворено шляхом змішування зовнішнього та витяжного внутрішнього повітря, то такі системи зветься припливно-рециркуляційними.

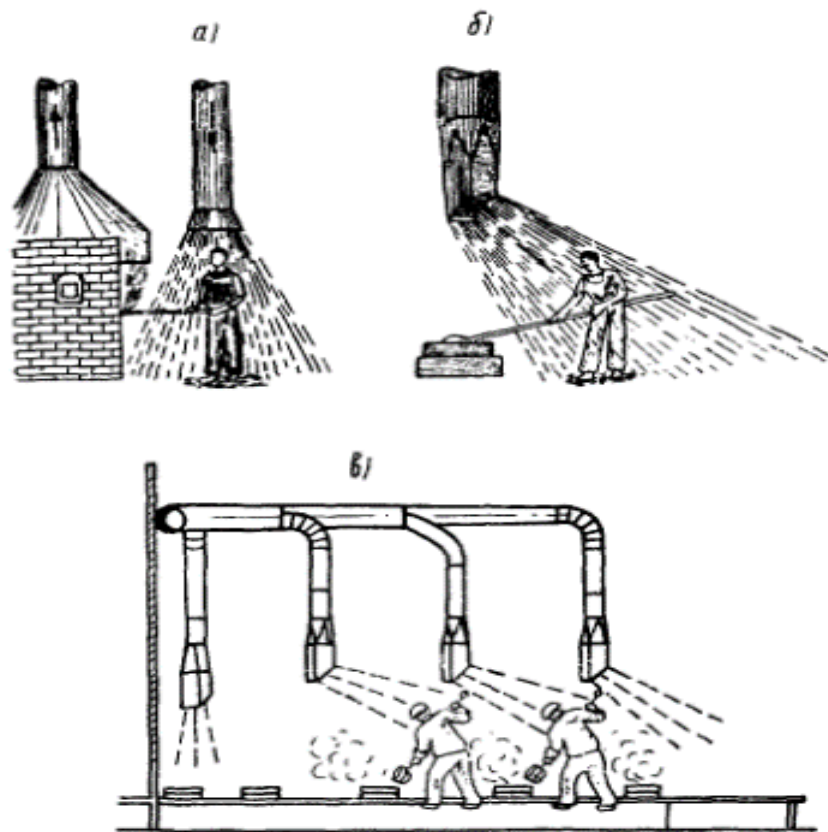


Рис. 8.3. Повітряний душ:
а) – вертикальний; б) – нахилений; в) - комбінований

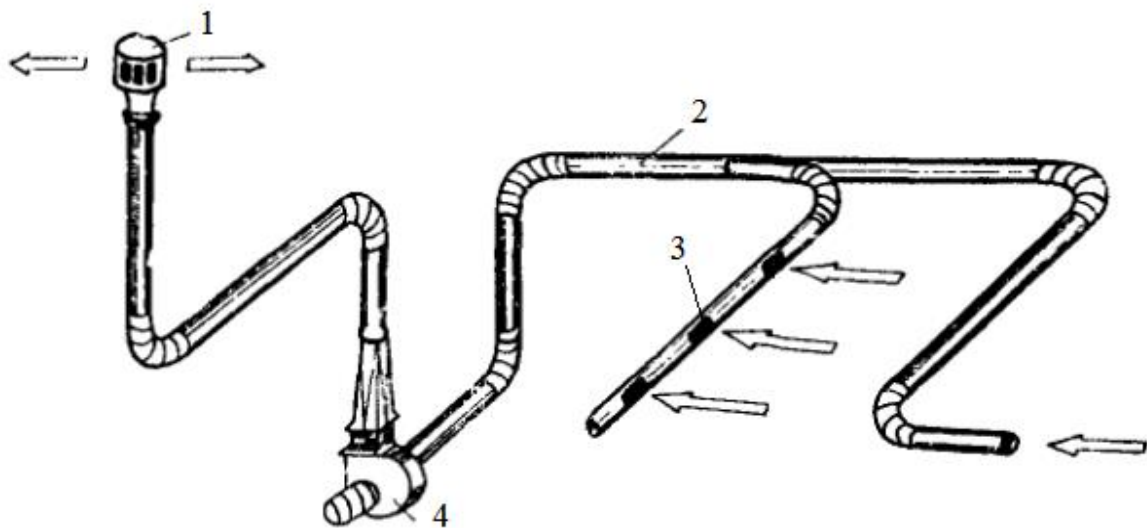


Рис. 8.4. Схема загальнообмінної витяжної механічної вентиляції:
1 – пристрій для видалення повітря; 2 – повітропроводи;
3 – витяжні решітки; 4 – витяжний вентилятор

Системи, що призначені для видалення пилю, який утворюється при технологічних процесах, зветься аспіраційними.

Аспіраційні системи поділяються на:

- індивідуальні, коли кожне робоче місце має окрему витяжну установку;
- центральні, коли одна установка обслуговує групу робочих місць.

Для переміщення легких матеріалів (дерев'яна стрічка, відходи текстильних матеріалів і т. ін.) споруджують вентиляційні системи, які звать пневмотранспортом.

8.3. Схема загальнообмінної припливно-витяжної механічної вентиляції

Принципові схема системи наведена на рис. 8.5.

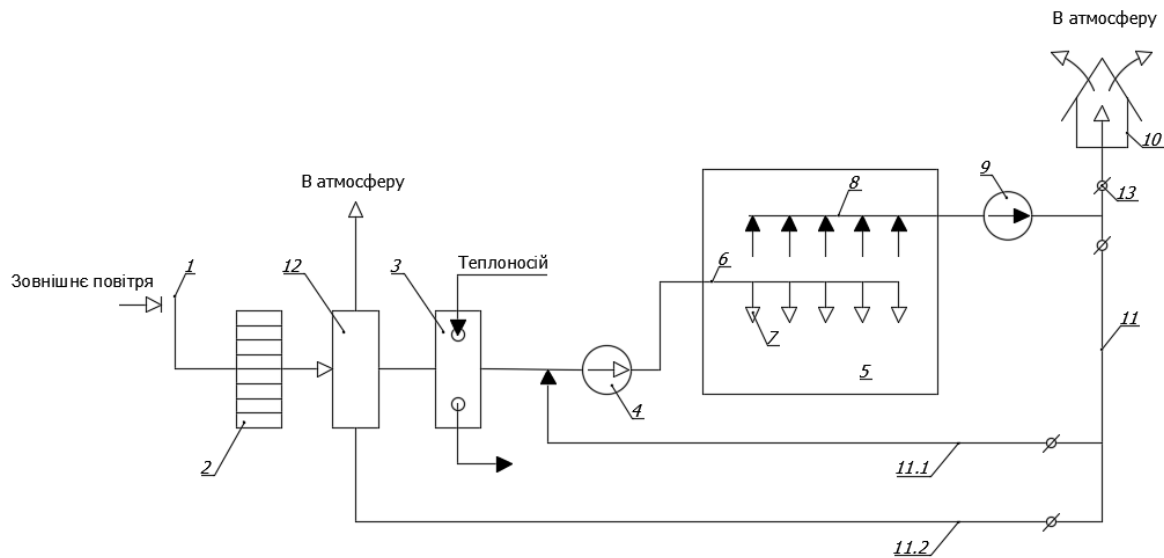


Рис. 8.5. Принципова схема загальнообмінної вентиляції:

- 1 - повітрязабірний пристрій; 2 – фільтр для очищення повітря від пилу; 3 – калорифер для нагрівання повітря в холодний період року; 4 – припливний вентилятор; 5 – приміщення, яке вентилується; 6- припливний повітропровід; 7 – повітророзподільний пристрій; 8 – витяжний повітропровід; 9 – витяжний вентилятор; 10 – витяжна шахта; 11 – рециркуляційний повітропровід; 12 – утилізатор теплоти вентиляційних викидів; 13 – регулювальні заслінки

Повітря, яке всмоктується припливним вентилятором 4 через повітрязабірний пристрій 1, послідовно проходить через все обладнання, яке розташоване на його шляху. При цьому повітря, при необхідності, очищується від пилу у фільтрі 2, нагрівається у холодний період року у калорифері 3 і через систему припливних повітропроводів 6 та

повітророзподільних пристроїв 7 подається до приміщення. Забруднене повітря через витяжні решітки надходить у витяжний повітропровід 8 і витяжним вентилятором 9 видаляється у навколишнє середовище.

У холодний період року рекомендується утилізувати теплоту вентиляційних викидів. Якщо повітря, що видаляється з приміщення, не забруднене, то воно за рециркуляційним повітропроводом 11.1 надходить на підмішування з зовнішнім повітрям після калорифера і надалі суміш подається у приміщення. Якщо повітря, що видаляється з приміщення, за санітарними нормами не можна подавати до приміщення, то воно за рециркуляційним повітропроводом 11.2 надходить на повітряно-повітряний утилізатор теплоти, у якому охолоджується, нагрівачи при цьому все або частину зовнішнього повітря. Використання теплоутилізатора призводить до зменшення витрати теплоти на нагрівання повітря у калорифері. До речі, нагрівання зовнішнього повітря у калорифері здійснюється за рахунок мережної води, що надходить від ТЕЦ або котельні.

Конструктивна схема загальнообмінної припливно-витяжної системи механічної вентиляції індивідуального житлового будинку наведена на рис. 8.6.

На горищі будинку розташована припливно-витяжна установка, яка містить фільтр для очищення повітря від пилу, теплоутилізатор, повітронагрівач, припливний та витяжний вентилятори.

Зовнішнє повітря через повітрозабірний пристрій 1 надходить на припливно-витяжну установку 3, де в холодний період року попередньо підігрівається в теплоутилізаторі за рахунок охолодження видалюваного повітря, потім, при необхідності, догрівається в калорифері, і припливним вентилятором через припливні повітропроводи 5 та повітророзподільні решітки 7 спрямовується до приміщень. Витяжне повітря через витяжні решітки 6 і витяжні повітропроводи 4 надходить на теплоутилізатор, де охолоджується, передаючи теплоту припливному повітрі, і витяжним

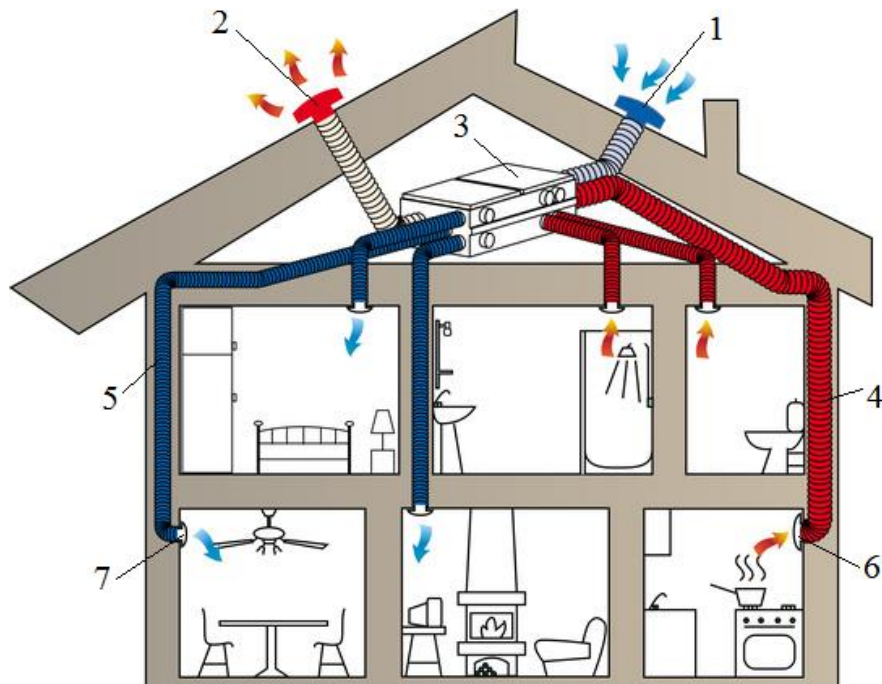


Рис. 8.6. Конструктивна схема припливно-витяжної вентиляції будівлі:
 1 – повітрязабірний пристрій; 2 – витяжний пристрій;
 3 – припливно-витяжна установка; 4 – витяжний повітропровід;
 5 – припливний повітропровід; 6 – витяжні решітки;
 7 – повітророзподільні решітки

вентилятором через витяжний пристрій 2 викидається в атмосферу.

В теплий період року система може експлуатуватися аналогічно, але теплоутилізатор на попереднє нагрівання припливного повітря не працює, а в повітрянагрівачі за рахунок додаткового джерела можливе охолодження припливного повітря.

Запитання та завдання для самоконтролю

1. Назвіть основне призначення системи вентиляції.
2. Дайте характеристику організованого і неорганізованого повітрообміну.
3. Наведіть способи здійснення природної вентиляції.
4. Яка система вентиляції є найбільш поширеною?
5. Для чого використовується теплоутилізатор в системі вентиляції?

СПОСОБИ РОЗРАХУНКУ ПОВІТРООБМІНУ ПРИМІЩЕНЬ

Розрахувати повітрообмін означає визначити об'ємну або масову витрату повітря, яку необхідно подати до приміщення для забезпечення в ньому необхідних параметрів.

Основні способи розрахунку повітрообміну приміщень:

- для асиміляції явної теплоти;
- для видалення вологи;
- для асиміляції повної теплоти та видалення вологи;
- за нормативною кратністю;
- за санітарними нормами;
- для розбавлення шкідливих речовин, які надходять у приміщення, до ГДК;
- для компенсації місцевого видалення.

Нижче будуть розглянуті способи розрахунку повітрообміну для асиміляції повної теплоти та видалення вологи; за нормативною кратністю та санітарними нормами; для розбавлення шкідливих речовин до норми.

Розрахунку повітрообміну передують визначення розрахункових параметрів зовнішнього та внутрішнього повітря.

9.1. Вибір розрахункових параметрів зовнішнього і внутрішнього повітря

Параметри мікроклімату усередині приміщень та рекомендації щодо вибору параметрів зовнішнього повітря наведені в розділі 2.

Зовнішнє повітря

З точки зору роботи систем механічної вентиляції, як зазначалося вище, розрізняють три періоди року:

- *холодний*, коли середньодобова температура зовнішнього повітря $t_3 < 8 \text{ }^\circ\text{C}$;
- *теплій*, коли $t_3 > 8 \text{ }^\circ\text{C}$;
- *перехідний*, коли $t_3 = 8 \text{ }^\circ\text{C}$.

Температуру зовнішнього повітря t_{zi} , °С, в розрахунках систем вентиляції обирають для заданого населеного пункту за табл. Д1 дод.:

- у теплий період року – для найжаркішої п'ятиденки забезпеченістю 0,99;

- у холодний період року – для найхолоднішої п'ятиденки забезпеченістю 0,92, що відповідає розрахунковій температурі зовнішнього повітря на опалення $t_{p.o.}$

Відносну вологість зовнішнього повітря ϕ_{zi} , %, для заданого населеного пункту беруть за табл. Д1 дод.: у холодний період року для січня місяця, а у теплий – для липня.

Вологовміст d_{zi} , г/кг с.п, та ентальпію h_{zi} , кДж/кг, зовнішнього повітря у теплий чи холодний період року визначають при обраних температурі t_{zi} і відносній вологості ϕ_{zi} або за $h - d$ –діаграмою, або за аналітичними залежностями (див. розділ 1).

Внутрішнє повітря

До параметрів внутрішнього повітря, як зазначалося вище, відносяться:

- температура t_B , ° С ;
- відносна вологість ϕ_B , %;
- швидкість v_B , м/с.

Температуру у приміщенні у теплий період року при влаштуванні системи механічної вентиляції беруть як $t_B = t_3 + 3$, °С; в холодний період задають у залежності від призначення приміщення.

Відносна вологість повітря при влаштуванні системи механічної вентиляції не нормується, оптимальним значенням її є $\phi_B = 25 \dots 60$ %; мінімальне значення $\phi_B = 20$ %; максимальне припустиме - $\phi_B = 70$ %.

Швидкість повітря у приміщенні беруть 0,2 ... 0,5 м/с для теплого періоду року і 0,2 ... 0,3 м/с – для холодного періоду року.

9.2. Розрахунки повітрообміну для приміщень з надлишками теплоти та вологи

Вище зазначалося (див. розділ 2), що теплота (Q) в приміщення надходить від промислового обладнання, нагрітих поверхонь теплообмінників, від людей, сонячної радіації і т. ін. Волога (W) надходить від технологічного обладнання, людей, відкритих резервуарів з водою і т. ін.

На рис. 9.1 зображена схема припливно-витяжної вентиляції приміщення, до якого надходять:

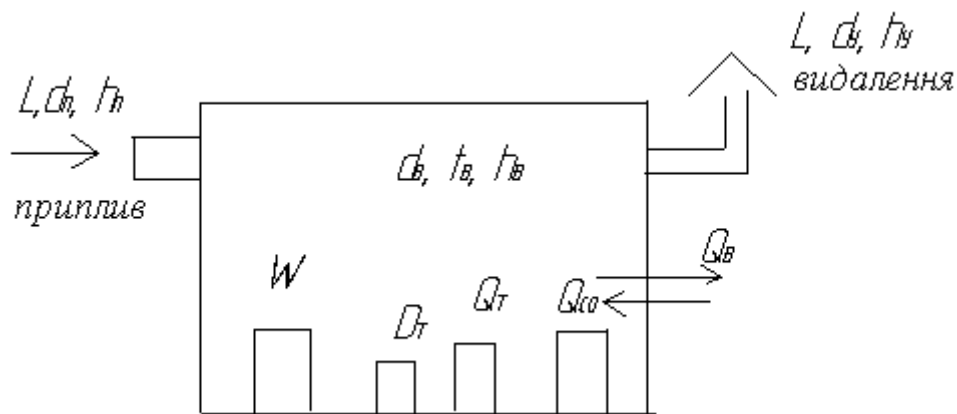


Рис. 9.1. Схема повітрообміну приміщення

W – потік вологи при випаровуванні води з поверхні резервуарів, кг/с;

D_T - пара від технологічного устаткування, кг/с;

Q_T - потік теплоти від технологічного обладнання, людей, сонячної радіації і т. ін., кВт;

Q_{co} - потік теплоти від системи опалення, кВт.

Втрати теплоти з приміщення позначимо $Q_{втр}$, кВт.

Позначимо через L , кг/с – необхідний повітрообмін для приміщення; параметри припливного повітря – $t_п$, $h_п$, $d_п$; параметри внутрішнього повітря - $t_в$, $h_в$, $d_в$; параметри повітря, що видаляється з приміщення - $t_{вид}$, $h_{вид}$, $d_{вид}$.

Надалі розглядаємо прямотруминну схему, тобто масові витрати припливного та видалюваного повітря будуть однакові; окрім цього вважаємо, що параметри внутрішнього повітря та повітря, що видаляється, будуть однаковими з відповідними параметрами $t_в$, $d_в$, $h_в$,

Завдання розрахунку:

Визначити необхідний повітрообмін для приміщення, тобто необхідну масову витрату повітря L , кг/с, для забезпечення розрахункових параметрів повітря у приміщенні.

Складемо рівняння теплового балансу приміщення

$$Lh_B = Lh_{II} + \Sigma D_T i_{II} + \Sigma W t_w + Q_T + Q_{CO} \pm Q_{ВТР}, \quad (9.1)$$

де i_{II} - ентальпія пари, кДж/кг; t_w - температура поверхні води, що випаровується, °С; c_B - теплоємність води, кДж/(кг·К); h_B та h_{II} - ентальпія внутрішнього та припливного повітря відповідно, кДж/кг.

Величина $Q_{CO} > 0$ - для холодного періоду року, для теплого періоду року $Q_{CO} = 0$.

Величина $Q_{ВТР}$ береться зі знаком «-» для холодного періоду року, для теплого періоду року при влаштуванні у приміщенні кондиціонування повітря величина $Q_{ВТР}$ береться зі знаком «+».

Позначимо

$\Sigma D_{II} i_{II} + \Sigma W t_w + Q_T + Q_{CO} \pm Q_{ВТР} = \Sigma Q_{пр}$ - сумарний потік теплоти, що надходить у приміщення, кВт, тоді рівняння (9.1) можна записати

$$L(h_B - h_{II}) = \Sigma Q_{пр}, \quad (9.2)$$

звідки визначається необхідний повітрообмін для приміщення, кг/с

$$L = \Sigma Q_{пр} / (h_B - h_{II}). \quad (9.3)$$

Складемо рівняння балансу за вологою для приміщення

$$L(d_B / 1000) = L(d_{II} / 1000) + \Sigma D_T + \Sigma W. \quad (9.4)$$

Позначимо суму величин

$\Sigma D_T + \Sigma W = \Sigma W_{пр}$ - як сумарну масову витрату вологи, що надходить до приміщення, кг/с, тоді рівняння (9.4) переписеться у наступному вигляді

$$L \frac{(d_B - d_{II})}{1000} = \Sigma W_{пр}, \quad (9.5)$$

звідки можна визначити необхідний повітрообмін для приміщення, кг/с

$$L = 1000 \Sigma W_{пр} / (d_B - d_{II}). \quad (9.6)$$

Поділимо рівняння (9.2) на (9.5), отримаємо

$$\frac{h_B - h_{II}}{d_B - d_{II}} 1000 = \frac{\Sigma Q_{np}}{\Sigma W_{np}} = \varepsilon_{np}, \quad (9.7)$$

тобто зміна стану припливного повітря у приміщенні відбувається за кутовим коефіцієнтом променя процесу ε_{np} .

Побудуємо в $h - d$ діаграмі процес зміни стану повітря (рис. 9.2).

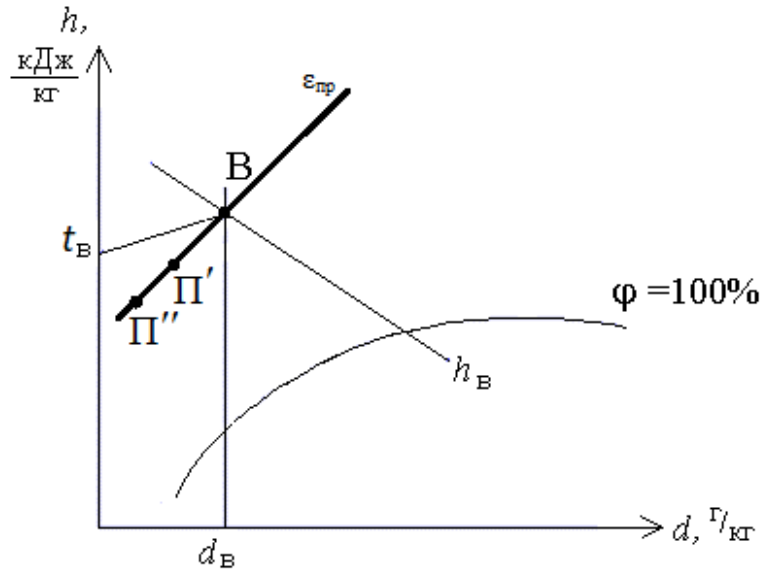


Рис. 9.2. Зміна стану припливного повітря у приміщенні

За параметрами d_B і h_B позначимо точку В, яка характеризує стан внутрішнього повітря, через яку проведемо напрямок кутового коефіцієнта променя процесу ε_{np} . На прямій лінії ε_{np} буде розташована точка, що характеризує стан припливного повітря (точка П). Ця точка буде знаходитися нижче точки В.

Чим ближче буде знаходитися точка П до точки В, тим більше буде витрата повітря для приміщення, і навпаки (див. рівняння (9.3), (9.6)).

На практиці положення точок П і В визначається різницею їх температур $(t_B - t_{II}) \leq \Delta t_{доп}$, при цьому допустиму різницю температур беруть $\Delta t_{доп} = 3^\circ \text{C}$.

Практичний розрахунок повітрообміну з використанням $h-d$ - діаграми

Окремо розглянемо розрахунки для теплого та холодного періоду року.

Теплий період

Задано:

- населений пункт;
- надходження теплоти до приміщення $\Sigma Q_{\text{пр}}$, кВт;
- надходження вологи до приміщення $\Sigma W_{\text{пр}}$, кг/с;
- максимальне значення відносної вологості повітря у приміщенні $\phi_{\text{в}} \leq 70$ %.

Визначити:

- параметри повітря у вузлових точках процесів (П, В);
- необхідну масову витрату повітря для приміщення L , кг/с.

Розрахунок

1. За заданим населеним пунктом за табл. Д1 дод. визначаємо температуру $t_{\text{нл}}$ та відносну вологість $\phi_{\text{вл}}$ зовнішнього повітря для теплого періоду. За цими параметрами в h - d діаграмі (див. рис. 9.3) позначається точка Н, в якій додатково визначається вологовміст $d_{\text{нл}}$ та ентальпія $h_{\text{нл}}$.

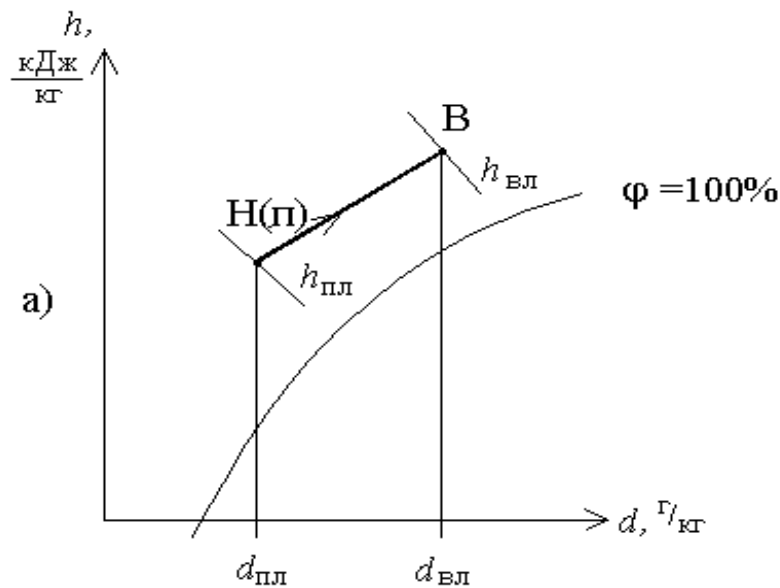


Рис. 9.3. Побудова процесу для теплого періоду

2. Точка Н є точкою П, що характеризує стан припливного повітря, оскільки зовнішнє повітря перед подачею до приміщення додатково не обробляється.

3. Визначається кутовий коефіцієнт променю процесу, кДж/кг вологи

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \Sigma Q_{\text{пр}} / \Sigma W_{\text{пр}},$$

який проводиться через точку П.

4. Визначається температура внутрішнього повітря, °С

$$t_B = t_{II} + 3.$$

5. Перетин променю процесу ϵ_{np} з температурою внутрішнього повітря t_B дає точку В, що характеризує стан внутрішнього повітря. В цій точці визначають відповідно ентальпію h_B , вологовміст d_B та відносну вологість ϕ_B .

6. Якщо $\phi_B \leq 70\%$, то розраховуємо витрату повітря за формулою (9.3) або (9.6), при цьому формулу (9.3) можна використовувати завжди, а формула (9.6) не може бути використана, коли процес зміни стану припливного повітря відбувається за $d = \text{Const}$ (див. рис. 9.4).

Тоді, якщо використати рівняння (9.6), то витрата повітря

$$L = \frac{\Sigma W_{np}}{d_B - d_{II}} 1000 = \infty,$$

а за рівнянням (9.3) має конкретне значення.

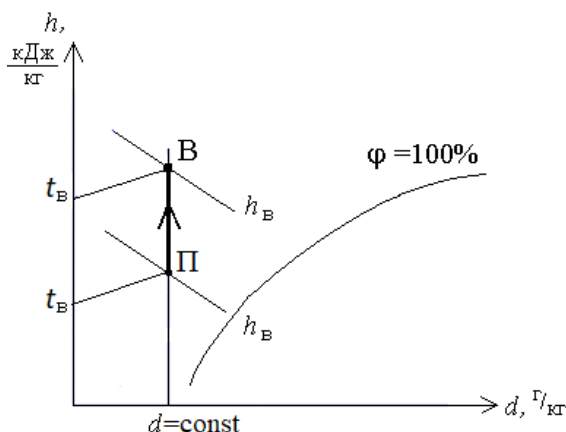


Рис. 9.4. Процес зміни стану повітря при постійному вологовмісті

Холодний період

Задано:

- населений пункт;
- надходження теплоти до приміщення ΣQ_{np} , кВт;
- надходження вологи до приміщення ΣW_{np} , кг/с;
- температура внутрішнього повітря $t_B = f$ (призначення приміщення);
- витрата повітря, яку беруть такою, що була визначена в розрахунку

теплого періоду, тобто $L_3 = L_{\text{л}} = L$.

Визначити:

- параметри повітря у вузлових точках процесів (Н, П, В);
- витрати теплоти на нагрівання повітря у калориферах Q_k , кВт.

Розрахунок

1. За заданим населеним пунктом за табл. Д1 дод. визначаємо температуру $t_{\text{нз}}$ та відносну вологість $\phi_{\text{вз}}$ зовнішнього повітря для холодного періоду. За цими параметрами в $h-d$ діаграмі (див. рис. 9.5) позначається точка Н, в якій додатково визначається вологовміст $d_{\text{нз}}$ та ентальпія $h_{\text{нз}}$.

2. Визначається кутовий коефіцієнт променю процесу, кДж/кг вологи

$$\epsilon_{\text{пр}} = \Sigma Q_{\text{пр}} / \Sigma W_{\text{пр}}.$$

3. За розрахованою для теплого періоду величиною L та заданою величиною $\Sigma W_{\text{пр}}$ визначають асимілюючу спроможність припливного повітря за вологою

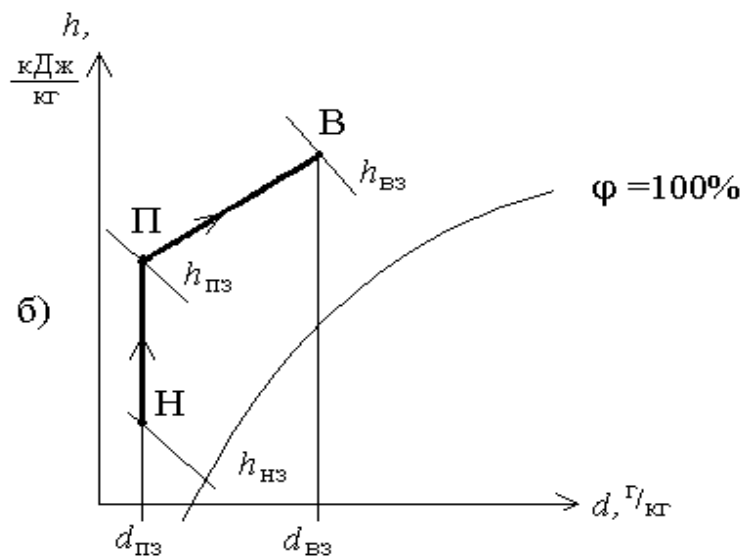


Рис. 9.5. Побудова процесів для холодного періоду

$$\Delta d = d_{\text{в}} - d_{\text{п}} = 1000 \Sigma W_{\text{пр}} / L, \quad (9.8)$$

звідки визначають величину вологовмісту внутрішнього повітря $d_{\text{в}}$ для холодного періоду $d_{\text{в}} = d_{\text{п}} + \Delta d$, г/кг с.п.

Перетин величини d_B з прийнятою температурою внутрішнього повітря t_B дає точку В, через яку проводять промінь процесу ε_{np} до перетину з лінією постійного вологовмісту d_H .

Таким чином отримують точку П (припливне повітря для холодного періоду), в якій визначають температуру t_{II} та ентальпію h_{II} .

4. Якщо температура припливного повітря $t_{II} \geq 15^\circ\text{C}$, то побудова процесів вважається закінченою і розраховують витрати теплоти на підігрів повітря в калорифері, кВт

$$Q_k = L(h_{II} - h_H) \quad (9.9)$$

5. Якщо $t_{II} < 15^\circ\text{C}$, то її необхідно прийняти як $t_{II}^A = 15^\circ\text{C}$, визначити в $h-d$ діаграмі дійсну ентальпію припливного повітря (h_{II}^A) та уточнити масову витрату повітря, кг/с, для холодного періоду за формулою

$$L_3 = \frac{\Sigma Q_{np}}{h_B - h_{II}^A}, \quad (9.10)$$

після чого розрахувати витрати теплоти на нагрівання повітря в калорифері, кВт

$$Q_k = L_3(h_{II}^A - h_H). \quad (9.11)$$

Особливості розрахунку повітрообміну для промислових цехів з робочою та верхньою зонами

На рис. 9.6 показано приміщення з робочою та верхньою зонами, в яких задані відповідні параметри повітря (температура t_i , ентальпія h_i та вологовміст d_i). На рис. 9.6 також показано, що подача припливного повітря здійснюється в робочу зону, а видалення забрудненого – з верхньої зони.

Для практичних розрахунків вводять додатково безрозмірні коефіцієнти

$$\alpha = \frac{h_P - h_{II}}{h_B - h_{II}} \quad (9.12)$$

$$\beta = \frac{d_P - d_{II}}{d_B - d_{II}}$$

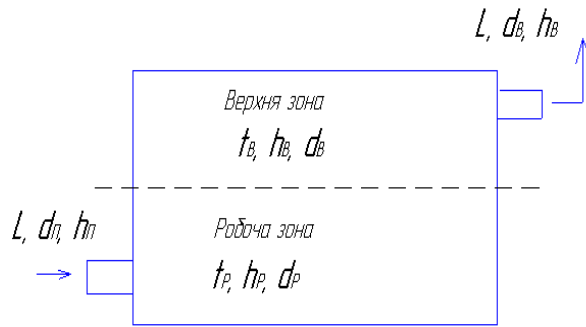


Рис. 9.6. Схема приміщення з робочою та верхньою зонами

В рівнянні (9.12) параметри ентальпії та вологовмісту з індексом «р» відносяться до стану повітря в робочій зоні, з індексом «в» - до стану внутрішнього повітря, а з індексом «п» - до стану припливного повітря.

Значення коефіцієнтів α і β залежить від розташування джерел теплоти та вологи Q і W , а також від способу розподілу повітря у приміщенні. В практичних розрахунках їх беруть в межах $0,4 \dots 0,6$.

Розрахунок для теплого періоду

Задано:

- населений пункт;
- надходження теплоти до приміщення $\Sigma Q_{пр}$, кВт;
- надходження вологи до приміщення $\Sigma W_{пр}$, кг/с;
- максимальне значення відносної вологості повітря у приміщенні $\phi_v \leq 70\%$;

- значення коефіцієнтів α або β , які зазвичай є однаковими.

Визначити:

- параметри повітря у вузлових точках процесів (П, Р, В);
- необхідну масову витрату повітря для приміщення L , кг/с.

Розрахунок

1. За заданим населеним пунктом за табл. Д1 дод. визначаємо температуру $t_{нл}$ та відносну вологість $\phi_{вл}$ зовнішнього повітря для теплого

періоду. За цими параметрами в $h-d$ діаграмі (див. рис. 9.7) позначається точка Н, в якій додатково визначається вологовміст $d_{\text{нл}}$ та ентальпія $h_{\text{нл}}$.

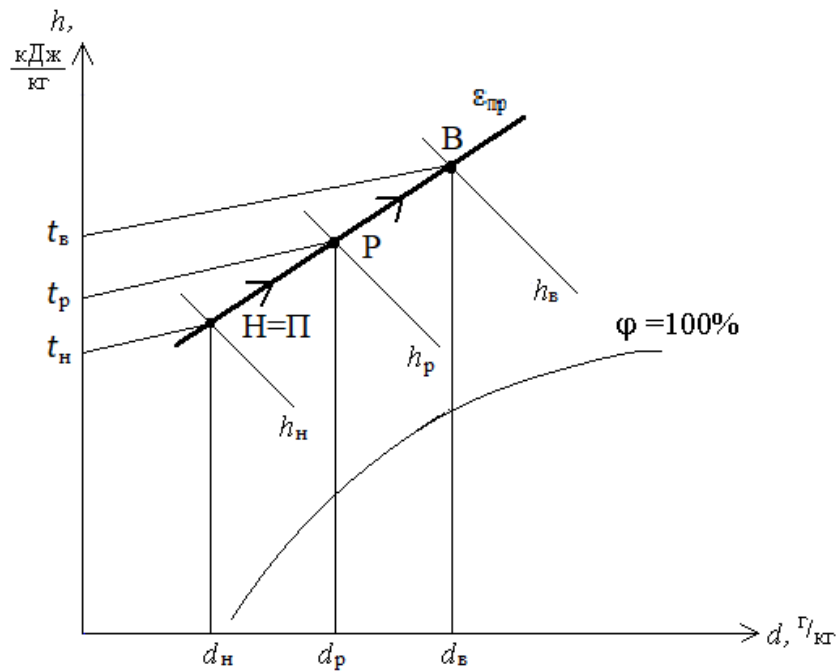


Рис. 9.7. Побудова процесів для теплого періоду

2. Точка Н є точкою П, що характеризує стан припливного повітря, оскільки зовнішнє повітря перед подачею до приміщення додатково не обробляється.

3. Визначається кутовий коефіцієнт променю процесу, кДж/кг вологи

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \Sigma Q_{\text{пр}} / \Sigma W_{\text{пр}},$$

який проводиться через точку П.

4. Визначається температура повітря в робочій зоні, °С

$$t_p = t_n + 3.$$

5. Перетин променю процесу $\varepsilon_{\text{пр}}$ з температурою повітря в робочій зоні t_p дає точку Р, що характеризує стан повітря в робочій зоні. В цій точці визначають відповідно ентальпію h_p , вологовміст d_p та відносну вологість φ_p .

6. Якщо $\varphi_p \leq 70\%$, то спочатку визначають різницю ентальпій $(h_p - h_n)$, або різницю вологовмістів $(d_p - d_n)$, а потім з рівняння (9.12) – ентальпію внутрішнього повітря, кДж/кг

$$h_B = h_{\Pi} + (h_P - h_{\Pi}) / \alpha ,$$

або вологовміст внутрішнього повітря, г/кг с. п

$$d_B = d_{\Pi} + (d_P - d_{\Pi}) / \beta .$$

Перетин отриманої ентальпії h_B або вологовмісту d_B з кутовим коефіцієнтом променя процесу $\varepsilon_{\text{пр}}$ дає точку В, яка характеризує стан внутрішнього повітря. В цій точці додатково визначається температура t_B та вологовміст d_B , або ентальпія h_B .

7. За рівнянням (9.3), або (9.6) визначається необхідна витрата повітря для приміщення, кг/с, тобто

$$L = \Sigma Q_{\text{пр}} / (h_B - h_{\Pi}),$$

або

$$L = 1000 \Sigma W_{\text{пр}} / (d_B - d_{\Pi}).$$

Розрахунок для холодного періоду

Задано:

- населений пункт;
- надходження теплоти до приміщення $\Sigma Q_{\text{пр}}$, кВт;
- надходження вологи до приміщення $\Sigma W_{\text{пр}}$, кг/с;
- температура повітря в робочій зоні $t_P = f$ (призначення приміщення);
- витрата повітря, яку беруть такою, що була визначена в розрахунку

теплого періоду, тобто $L_3 = L_{\Pi} = L$;

- значення коефіцієнтів α або β , які зазвичай є однаковими.

Визначити:

- параметри повітря у вузлових точках процесів (Н, П, Р, В);
- витрати теплоти на нагрівання повітря у калориферах Q_k , кВт.

Розрахунок

1. За заданим населеним пунктом за табл. Д1 дод. визначаємо температуру $t_{\text{нз}}$ та відносну вологість $\phi_{\text{вз}}$ зовнішнього повітря для холодного періоду. За цими параметрами в $h-d$ діаграмі (див. рис. 9.8) позначається точка Н, в якій додатково визначається вологовміст $d_{\text{нз}}$ та ентальпія $h_{\text{нз}}$.

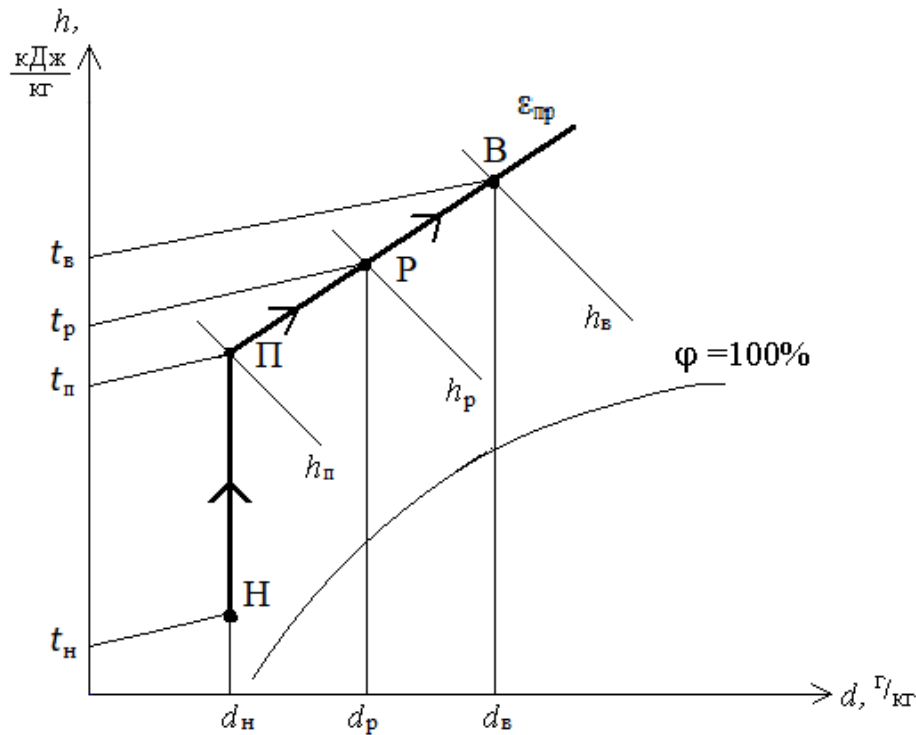


Рис. 9.8. Побудова процесів для холодного періоду

2. Визначається кутовий коефіцієнт променю процесу, кДж/кг вологи

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \Sigma Q_{\text{пр}} / \Sigma W_{\text{пр}}.$$

3. За розрахованою для теплового періоду величиною L та заданою величиною $\Sigma W_{\text{пр}}$ визначають асимілюючу спроможність припливного повітря за вологою, г / кг с. п

$$\Delta d = d_b - d_n = 1000 \Sigma W_{\text{пр}} / L,$$

а потім – вологовміст внутрішнього повітря, г/кг с.п

$$d_b = d_n + \Delta d.$$

4. Надалі, наприклад, визначають різницю вологовмістів внутрішнього та припливного повітря $(d_b - d_n)$, а потім з рівняння (9.12) – вологовміст повітря в робочій зоні, г/кг с.п

$$d_p = d_n + (d_b - d_n) \beta.$$

5. Перетин вологовмісту d_p з температурою t_p дає точку Р, яка характеризує стан повітря в робочій зоні. В цій точці додатково визначається ентальпія повітря h_p .

6. Через точку Р проводимо кутівий коефіцієнт променя процесу $\varepsilon_{\text{пр}}$, перетин якого з вологовмістом $d_{\text{н}}$ дає точку П, що характеризує стан припливного повітря, а з вологовмістом $d_{\text{в}}$ – точку В, яка характеризує стан внутрішнього повітря. В точці П додатково визначається температура $t_{\text{п}}$ та ентальпія $h_{\text{п}}$, а в точці В – температура $t_{\text{в}}$ та ентальпія $h_{\text{в}}$.

7. Визначаються витрати теплоти на нагрівання повітря у калорифері, кВт

$$Q_{\text{к}} = L(h_{\text{п}} - h_{\text{н}}).$$

8. У разі необхідності, коли температура припливного повітря $t_{\text{п}} < 15^{\circ}\text{C}$, розрахунки проводяться аналогічно варіанту для приміщень загального призначення, тобто беремо $t_{\text{п}} = 15^{\circ}\text{C}$, визначаємо дійсну ентальпію $h_{\text{п}}^{\text{д}}$, за формулою (9.10) уточнюємо витрату повітря для холодного періоду та за формулою (9.11) визначаємо витрати теплоти на нагрівання повітря у калорифері.

9.3. Розрахунки повітрообміну за нормативною кратністю та за санітарними нормами

Кратність повітрообміну ($m, 1/\text{год}$) – є відношення об'ємної витрати повітря, що подається до приміщення чи видаляється з нього ($V_{\text{пов}}, \text{м}^3/\text{год}$), до внутрішнього об'єму приміщення ($V_{\text{вн}}, \text{м}^3$), тобто

$$m = V_{\text{пов}} / V_{\text{вн}}. \quad (9.13)$$

Іншими словами кратність повітрообміну показує скільки разів за одну годину замінюється повітря у приміщенні.

Зазвичай величину m задають у залежності від призначення приміщення, а внутрішній об'єм приміщення є відомою величиною, тоді об'ємна витрата повітря, $\text{м}^3/\text{год}$

$$V_{\text{пов}} = m V_{\text{вн}}, \quad (9.14 \text{ а})$$

або масова витрата, в кг/с

$$L = (m V_{\text{вн}} / 3600)\rho. \quad (9.14 \text{ б})$$

Кратність повітрообміну для різних приміщень визначають за

відповідними галузевими стандартами. В табл. 9.1, наприклад, наведені значення температури і кратності повітрообміну для деяких приміщень житлових будівель [18].

Таблиця 9.1. Повітрообмін в приміщеннях житлових будівель

Приміщення	Розрахункова температура взимку, °С	Вимоги до повітрообміну		
		Приплив	Витяжка	
Загальна кімната, спальня, кабінет	20	1- кратн.*	-	
Кухня	18	-	за повітряним балансом квартири, але не менше м ³ /год	90
Кухня-їдальня	20	1- кратн.*		90
Ванна	25**	-		25
Вбиральня	20	-		50
Суміщений санвузол	25**	-		50

Примітки:

* Припливне повітря в об'ємі однократного повітрообміну повинно подаватися через вікна. При встановленні вікон без кватирок і з герметичним притулом слід застосовувати модифікації вікон із вбудованими провітрювачами.

** Температура повітря у ванних кімнатах і суміщених санвузлах, що не примикають до зовнішніх огорожувальних конструкцій, не нормується у разі встановлення в них рушникосушильників, приєднаних до системи гарячого водопостачання, або електричних.

Згідно з ДБН В. 2. 2 – 28: 2010 для будинків адміністративного та побутового призначення, наприклад, в приміщеннях управлінь, конструкторських бюро, громадських організацій площею не більше як 36 м² кратність повітрообміну складає 1,5 1/год; для залів засідань величина $m = 3$ 1/год.

В промислових будівлях, наприклад, для столярних майстерень кратність повітрообміну складає 2 1/год, для верстатного відділення – 2...3, для зварювального відділення і кузні – 4...6.

Для деяких приміщень повітрообмін, м³/год, може бути визначений за нормованою витратою повітря за формулою

$$V_{\text{пов}} = m_{\text{н}} N, \quad (9.15)$$

де m_n – нормована витрата повітря, м³/год, на одну людину або одиницю обладнання, N – кількість людей або одиниць обладнання.

Мінімальна витрата припливного повітря на одну людину складає 20 м³/год; для працюючих людей в офісі - 40 м³/год; а для людей, що виконують фізичну роботу - 60 м³/год.

У приміщеннях спортивних залів, наприклад, нормована витрата повітря на одного спортсмена складає 80 м³/год і 20 м³/год на одного глядача.

Для магазинів, наприклад, розташованих в підвальних поверхах будинків або під поверхнею землі, повітрообмін повинен бути не менше як 30 м³/год на одного покупця і 60 м³/год на одного працівника.

Для виробничих приміщень, у яких немає шкідливих виділень, наприклад, нормована витрата повітря на кожного працівника повинна бути не менше як 30 м³/год при об'ємі приміщення на одного працівника до 20 м³ і 20 м³/год, коли об'єм приміщення на одного працівника складає 20...40 м³. За відсутності в приміщеннях природної вентиляції витрата повітря на одного працівника повинна бути не менше як 60 м³/год.

9.4. Розрахунки повітрообміну для розбавлення шкідливих речовин в приміщеннях до норми

Для приміщень, до яких надходять шкідливі гази, пари та пил, визначається така витрата повітря, яка потрібна до розбавлення даної шкідливої речовини до норми. Ця витрата повітря, кг/с, визначається за формулою

$$L = \psi \frac{m_{ш.р}}{C_{гдк} - C_{п}} \rho, \quad (9.16)$$

де ψ – коефіцієнт нерівномірності розподілу даної шкідливої речовини у об'ємі приміщення (його величину беруть як $\psi = 1,2 \dots 2$); $m_{ш.р}$ – масова витрата шкідливої речовини в приміщенні, мг/с; $C_{гдк}$ – гранично допустима концентрація даної шкідливої речовини в повітрі, мг/м³; $C_{п}$ – концентрація шкідливої речовини в припливному повітрі, мг/м³.

Якщо у приміщенні виділяється декілька подразнюючих речовин однонаправленої дії, наприклад, оксиди сірки чи азоту, то загальна витрата повітря визначається додаванням витрат повітря, необхідних для розведення кожної шкідливої речовини до норми.

Якщо у приміщення надходять шкідливі речовини різнонаправленої дії (оксиди сірки і пил), то розрахункова витрата повітря визначається за максимальної витрати, необхідної для розведення тої, або іншої шкідливої речовини до норми.

Для житлових та громадських приміщень при надходженні до них, наприклад, вуглекислого газу від людей, якщо задані величини $m_{ш.р}$ в л/год, $C_{гдж}$ і $C_{п}$ - в л/м³ (табл. 9.2), то необхідний повітрообмін, м³/год, визначається за формулою

$$V = \psi \frac{m_{ш.р}}{C_{гдж} - C_{п}}. \quad (9.16a)$$

Таблиця 9.2. Норми ГДК у приміщеннях і вмісту в зовнішньому повітрі CO₂, л/м³

Тип приміщення	C _{гдж}
Місця постійного перебування людей (житлові приміщення)	1,0
Лікарні та дитячі установи	0,7
Місця тимчасового перебування людей (установи)	1,25
Місця короткочасного перебування людей (установи)	2,0
Зовнішнє повітря	C_п
Сільські населені пункти	0,33
Малі міста	0,4
Великі міста	0,5

Надходження вуглекислого газу від однієї людини ($m_{ш.р}$ в л/год), складає: при важкій фізичній роботі – 45; при роботі середньої важкості – 35; при легкій роботі – 25; при розумовій роботі (ВНЗ, установи) – 23; людина в спокої – 23; діти – 12.

Запитання та завдання для самоконтролю

1. Для якого періоду року в рівнянні теплового балансу втрати теплоти входять зі знаком плюс, а для якого – зі знаком мінус?
2. Назвіть допустиму різницю температур між внутрішнім та припливним повітрям.
3. Як визначаються параметри зовнішнього повітря для теплого та холодного періоду року?
4. Як через задану точку зовнішнього (припливного) повітря в $h-d$ – діаграмі для теплого періоду року провести напрямок кутового коефіцієнта променя процесу і визначити параметри внутрішнього повітря?
5. Охарактеризуйте процес нагрівання повітря в калорифері в холодний період року.
6. Що потрібно знати для визначення витрат теплоти для нагрівання повітря в калорифері?
7. Дайте визначення робочої і верхньої зон для виробничих приміщень.
8. Що таке нормативна кратність повітрообміну для приміщень?
9. Що таке гранично припустима концентрація шкідливої речовини у повітрі?

РОЗРАХУНКИ ТА ВИБІР ОБЛАДНАННЯ СИСТЕМИ МЕХАНІЧНОЇ
ВЕНТИЛЯЦІЇ**10.1. Пристрої для очищення повітря від пилу**

В атмосферному повітрі, а також в повітрі приміщень завжди є пил. Забруднення атмосферного та внутрішнього повітря пилом викликає необхідність його очищення в системах припливно-витяжної механічної вентиляції. Очищенню від пилу підлягає зовнішнє повітря, якщо концентрація пилу в ньому більша за припустиму нормативну; внутрішнє (рециркуляційне) повітря при підмішуванні його до зовнішнього; внутрішнє повітря, що видаляється в атмосферу. В повітрі, що надходить до приміщення після змішування зовнішнього і внутрішнього, а також у внутрішньому при видаленні в атмосферу, концентрація пилу не повинна перевищувати 30 % її гранично припустимого значення.

Ступінь очищення повітря в пристроях для його очищення (ефективність), %, характеризується кінцевим вмістом пилу в повітрі, і визначається за формулою

$$E = \frac{C_1 - C_2}{C_1} 100, \quad (10.1)$$

де C_1 і C_2 - початкова і кінцева концентрація пилу в повітрі до і після пристрою для очищення повітря відповідно, мг/м³.

Всі пристрої для очищення повітря від пилу поділяються на пиловловлювачі і фільтри.

Пилевловлювачі призначені для уловлювання технологічного пилу і очищення вентиляційних викидів з розміром часток пилу 10 – 50 мкм і більше. Найпростішим типом пиловловлювача є пилеосадовчі камери (рис. 10.1), осадження пилу в яких із запиленого повітря відбувається за рахунок сил тяжіння під час зниження швидкості руху повітря в камері. Для підвищення ефективності і зменшення довжини камери її розбивають на ряд каналів та влаштовують лабіринти.

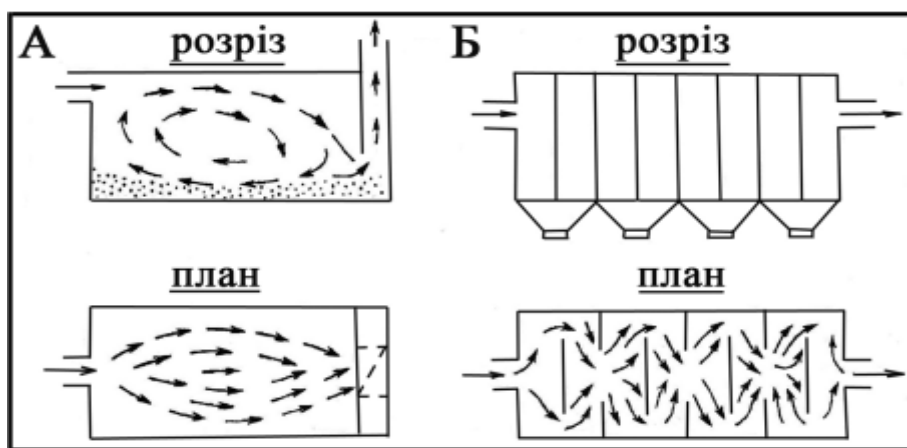


Рис. 10.1. Пилеосадочні камери: А – проста; Б - лабіринтна

Ефективність очищення в пилеосадочних камерах складає 55 – 60 %.

Для очищення від пилу вентиляційних викидів також використовуються циклони (рис. 10.2), в яких пил відділяється від повітря за рахунок сил інерції.

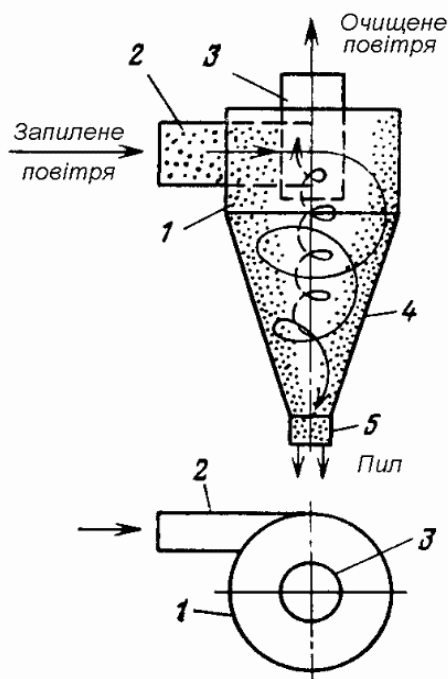


Рис. 10.2. Конструкція сухого циклону:

- 1- циліндрична частина корпусу; 2 – вхідний патрубок запиленого повітря;
- 3 – циліндрична труба для виходу очищеного повітря; 4 – конічна частина корпусу; 5 – пилевідвідний патрубок

Ступінь очищення повітря в сухих циклонах складає біля 80 %, а при використанні циклонів з водяною плівкою може бути підвищена до 90 %.

Для очищення від пилу зовнішнього, внутрішнього і рециркуляційного повітря використовуються пористі повітряні (сухі і змочені); масляні, що самоочищуються; і електричні фільтри, в яких очистка може бути грубою (уловлюються частинки пилу розмірами 10 мкм і більше) і тонкою (уловлюються частинки пилу розмірами 1 мкм і більше). Окрім цього, для приміщень з найвищими вимогами до чистоти повітря можуть використовуватися фільтри особливо тонкого очищення, в яких уловлюються частинки пилу розміром до 0,1 мкм.

Класи фільтрів згідно з європейською класифікацією, які використовуються і в Україні для систем вентиляції і кондиціонування повітря, наведені в табл. 10.1.

Таблиця 10.1. Класи повітряних фільтрів

Область застосування	Клас фільтра	Тип фільтра	Ефективність очищення, %
Очищення повітря в системах припливно-витяжної вентиляції і кондиціонування повітря при невисоких вимогах до чистоти повітря	Груба очистка	EU 1 (G 1)	Менша за 65
		EU 2 (G 2)	65 - 80
		EU 3 (G 3)	80 - 90
		EU 4 (G 4)	Більша за 90
Очищення повітря для лікарняних палат, адміністративних будівель і т. ін.	Тонка очистка	EU 5 (F 5)	40 - 60
		EU 6 (F 6)	60 - 80
		EU 7 (F 7)	80 - 90
		EU 8 (F 8)	90 - 95
		EU 9 (F 9)	Більша за 95
Хірургічні блоки, реанімаційні палати, фармацевтична, електронна промисловість і т. ін.	Надтонка очистка	EU 10 (H 10)	85
		EU 11 (H 11)	95
		EU 12 (H 12)	99,5
		EU 13 (H 13)	99,95
		EU 14 (H 14)	99,995

Деякі конструкції фільтрів, що використовуються в системах механічної вентиляції, показані на рис. 10.3.

Сувійні сухі пористі фільтри (рис. 10.3 А) мають будову коробчастого каркасу, у верхній та нижній частинах якого розміщені барабани (котушки).

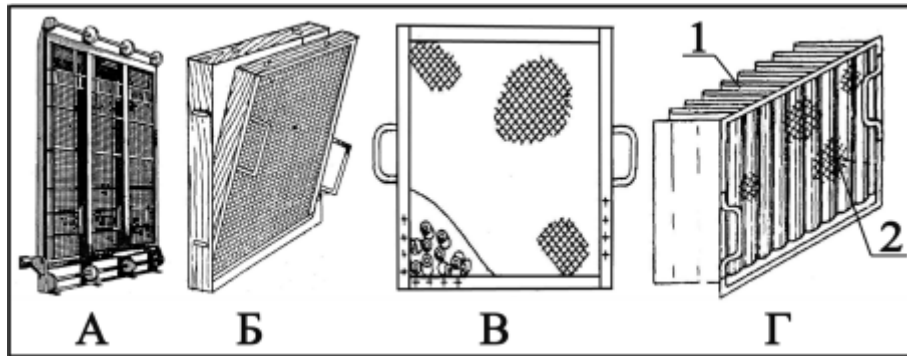


Рис. 10.3. Конструкції повітряних фільтрів:

А – сувійного типу; Б – уніфікована чарунка змоченого пористого фільтра;
 В – чарунка масляного фільтра; Г – фільтр з матеріалом ФП;
 1 – фільтрувальний папір; 2 - сітка

На верхній барабан сувійного фільтра намотується фільтрувальний матеріал у вигляді сувою, полотнище якого закріплене на нижньому барабані. Повітря, проходячи через полотнище сувою, очищується від пилу. Опір фільтра зростає внаслідок накопичення в ньому пилу і при досягненні його розрахункового значення здійснюється перемотка фільтрувального матеріалу з нижнього барабану на верхній з одночасним пневматичним очищенням полотнища.

Чарункові сухі фільтри являють собою касету (рис. 10.4), в якій розміщений волокнистий чи губчатий фільтрувальний матеріал або тонкі пластинки.

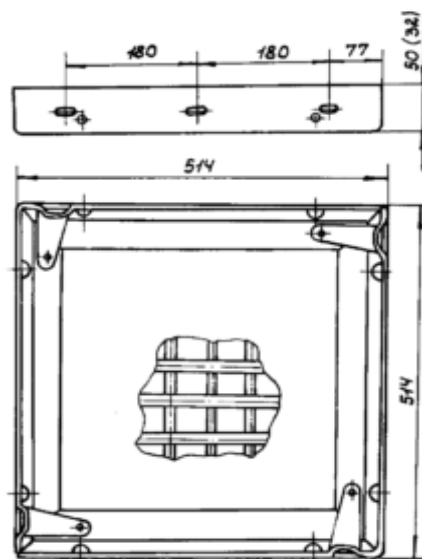


Рис.10.4. Касета сухого чарункового фільтру

Через фільтрувальний матеріал проходить повітря, яке необхідно очищувати. Після досягнення відповідної запиленості фільтрувальний матеріал замінюється новим.

Широкого використання серед сухих фільтрів набули кишенькові фільтри, наприклад, типу G 4 (рис. 10.5), які складаються з металевої рами, зовнішніх прокладок із сітки та кишень з фільтрувального матеріалу.



Рис. 10.5. Конструкція кишенькового фільтра

Більш ефективними є змочені пористі фільтри. Чарунка такого фільтра з сітками, між якими розташовані змочені в маслі металеві або фарфорові кільця зображена на рис. 10.3 В. При досягненні відповідної запиленості робочу поверхню фільтрів промивають, наприклад, содовим розчином, а потім змочують трансформаторним, індустриальним або веретенним маслом.

В чарункових масляних фільтрах (рис. 10.3 Б) фільтрувальним елементом є гофровані металеві сітки з отворами 2,5 мм (п'ять сіток); 1,2 мм (чотири сітки); 0,63 мм (три сітки). Сітки вкладають в уніфіковану чарунку так, щоби по ходу повітря розмір сіток зменшувався.

На рис. 10.3 Г зображена конструкція фільтрів з матеріалом ФП, які призначені для надтонкого очищення повітря і газів від радіоактивних, отруйних, бактеріальних та інших високодисперсних аерозолів. Матеріал ФП (тканина І.В.Петрянова) являє собою шар надтонких волокон, які нанесені на перхлорвінілову основу. Під час проходження повітря матеріал

фільтра набуває електричний заряд, що покращує його фільтрувальні властивості.

Окрім чарункових масляних фільтрів, ручне очищення яких доволі трудомістке, застосовуються масляні самоочисні фільтри (рис. 10.6).

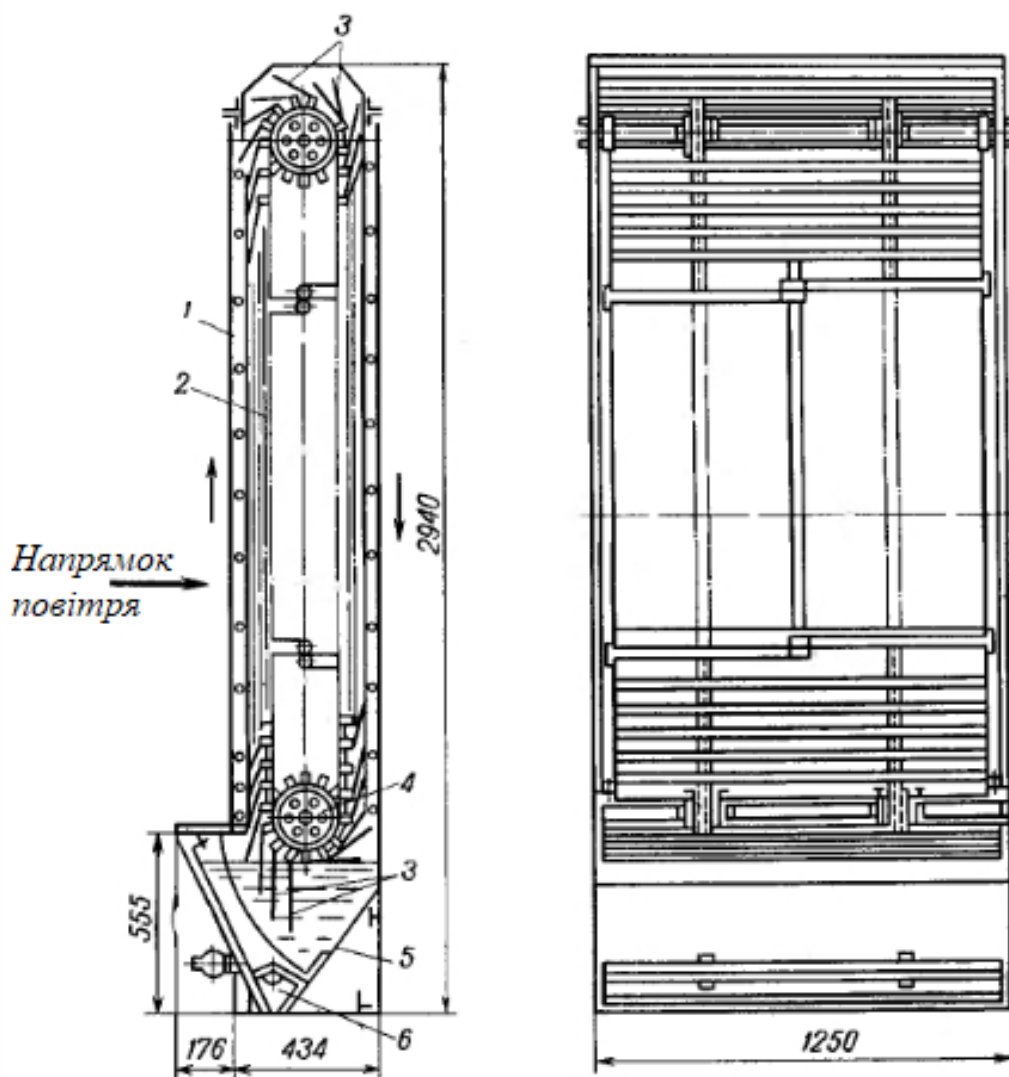


Рис. 10.6. Самоочисний масляний фільтр:
1- каркас; 2 – ланцюг; 3 – шторка зі сталеві сітки;
4 – зубчатий валик; 5 – ванна; 6 – бункер для шламу

Фільтрувальний шар такого фільтра складається з ряду шторок, які перекривають одна одну, що виготовлені зі сталеві сітки і закріплені на ланцюговій стрічці. Фільтрувальний шар приводиться до руху від електродвигуна. В нижній частині фільтра розміщення ванна з маслом. Змочені маслом шторки добре затримують пил и при проході через ванну з маслом очищуються від нього. Затриманий пил осаджується на дно ванни і у

вигляді шламу надходить до бункера, звідки періодично видаляється.

Самоочисні масляні фільтри, в основному використовуються в центральних кондиціонерах.

Для очищення повітря від пилу також можуть бути використані електричні фільтри (рис. 10.7).

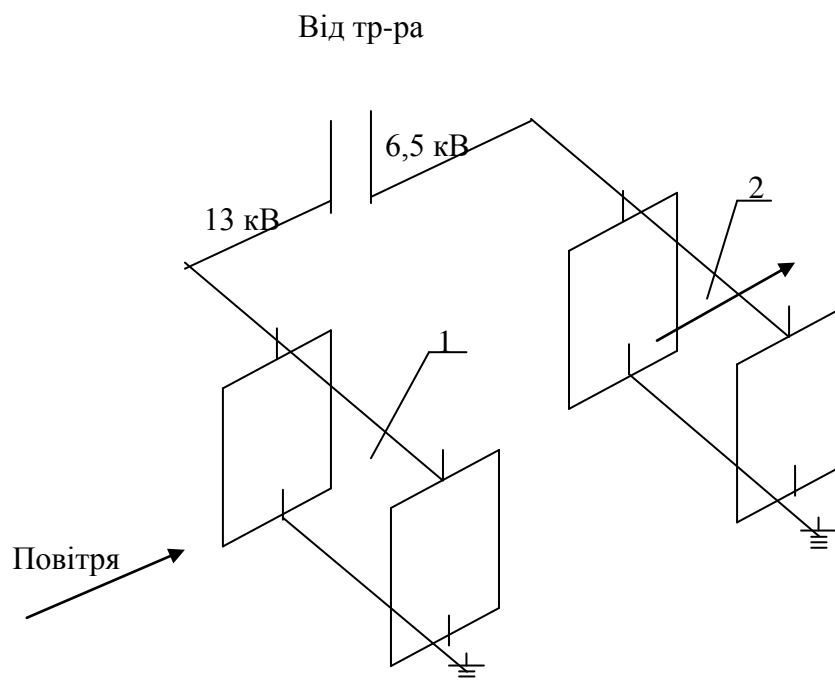


Рис. 10.7. Схема електрофільтра:
1 – зона іонізації; 2 – зона осаду

Електрофільтр конструктивно складається зі сталевих пластин, до яких підведена висока напруга. В зоні іонізації (напруга 13 кВ) частинки пилу отримують електричний заряд, а в зоні осаду (напруга 6,5 кВ) частинки пилу прилипають до пластин.

До переваг таких фільтрів відноситься простота їх очищення від пилу. У разі необхідності фільтр відключається від електричної мережі і частинки пилу за рахунок сил тяжіння опускаються вниз за межі пластин.

Недоліками електрофільтрів є збільшені витрати електричної енергії порівняно з іншими фільтрами та підвищені вимоги до їх експлуатації.

Вибір фільтрів здійснюється за їх повітропродуктивністю, м³/год, що

визначається за формулою

$$V_{\phi} = (L / \rho) 3600, \quad (10.2)$$

де L – витрата вентиляційного повітря, яка отримана в розрахунках повітрообміну, кг/с; ρ - густина повітря, кг/м³.

За таблицями технічних характеристик вибирають фільтр, дійсна повітропродуктивність якого $V_{\phi}^{\text{д}}$, повинна перевищувати необхідну V_{ϕ} на 10 ... 15 %.

До показників роботи фільтрів відносяться:

- повітропродуктивність $V_{\phi}^{\text{д}}$, м³/год, або питома повітряне навантаження ν , м³/(год·м²);
- ефективність очистки повітря E , %;
- аеродинамічний опір ΔP_{ϕ} , Па;
- питома витрата електричної енергії e , кВт·год/1000 м³ повітря;
- вартість очищення 1000 м³ повітря, грн.

10.2. Калорифери (повітронагрівачі)

Калорифери призначені для нагрівання повітря в системах механічної вентиляції, повітряного опалення, кондиціонування в холодний період року, а також і в сушильних установках

Конструктивно калорифер є поверхневим кожухотрубчастим теплообмінним апаратом з оребренням зовнішньої поверхні, тобто зі сторони повітря, яке має менший коефіцієнт тепловіддачі.

Теплоносієм, що використовується для обігріву поверхні нагріву, може пара (парові калорифери) або вода (водяні калорифери). Водяні калорифери – найбільш поширені через можливість регулювання температури повітря, що нагрівається, залежно від температури зовнішнього повітря. Це забезпечується шляхом зміни температури нагрівальної води, тобто

$$t_{\text{пов}} = f(t_{\text{н}}) \rightarrow t_{\text{води}} \uparrow \downarrow .$$

Ескізна схема водяного калорифера наведена на рис. 10.8.

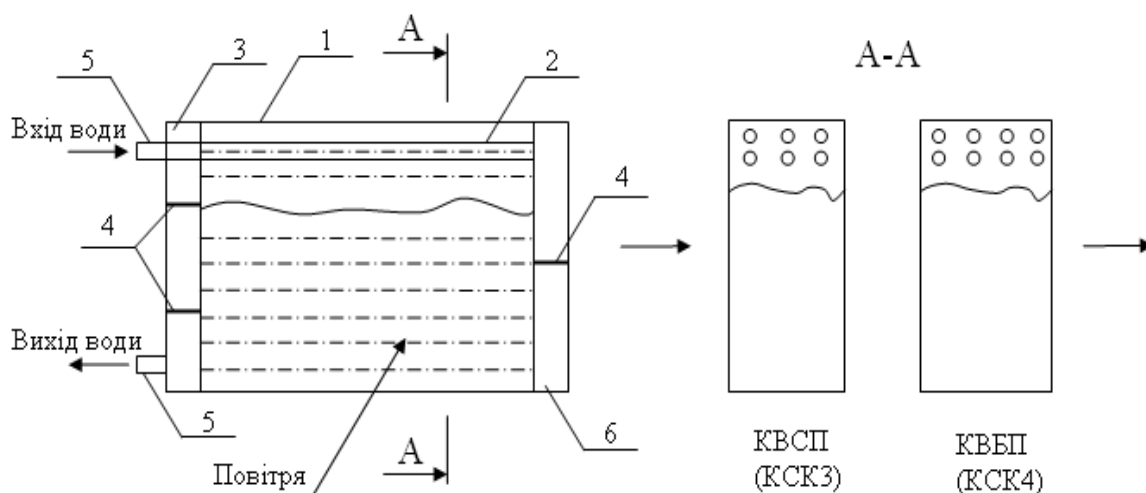


Рис. 10.8. Ескізна конструкція калорифера:

1 – корпус; 2 – трубки; 3 – ребрення у вигляді пластин; 4 – перетинки; 5 – патрубки для підводу та відводу гріючої води; 6 – розподільні камери.

Теплоносієм для калориферів є гаряча вода з робочим надлишковим тиском до 1,2 МПа і температурою до 180 °С, яка рухається усередині трубок; повітря омиває зовнішню поверхню ребрених труб.

Широкого застосування отримали сталеві пластинчасті багатоходові калорифери середньої і великої моделі (КВСБ-П і КВББ-П) та біметалеві зі спіральньо-накатним ребренням типу КСк.

Калорифери КВСБ-П та КВББ-П випускаються з шістьма або чотирма ходами по теплоносію (табл. Д22 дод.). Нагрівні елементи виконані зі сталевих трубок діаметром 16x1,2 мм; зовнішня поверхня трубок має ребра у вигляді пластин товщиною 0,55 мм, які насаджені на трубки на відстані 4,8 мм одна від однієї. Трубки та пластини оцинковані.

Калорифери середньої моделі мають 3 ряди трубок по ходу повітря, а великої моделі – чотири. Трубки розташовані в коридорному пучку.

Приклад умовного позначення – КВС6Б - П- У3; КВБ6Б - П - Т3 [К- калорифер; В - теплоносій - вода; С, Б - модель (середня, велика); 6 - номер типорозміру; Б - модифікація конструкції; П - пластинчастий; У, Т - кліматичне виконання (У - помірний клімат; Т - тропічний клімат); 3 - категорія розміщення].

Калорифери типу КСк випускаються двох моделей – КСк3 (середня) та КСк4 (велика) з шістьма або чотирма ходами по теплоносію. Теплопередавальна поверхня цих калориферів являє собою шаховий пучок спіральнo - накатних біметалевих трубок внутрішнім діаметром $d_{\text{вн}} = 13,0$ мм. Елемент теплопередавальної поверхні складається з двох трубок, які насаджуються одна на одну. Внутрішня трубка - сталева діаметром 16x1,5 мм, зовнішня - алюмінієва. На алюмінієвій трубці влаштовують накатне спіральне оребрення з зовнішнім кроком ребер 2,8 мм. Калорифери типу КСк3 мають три ряди трубок по ходу повітря, а КСк4 – чотири.

Приклад умовного позначення – КСк3-6-02ХЛЗБ (К - калорифер; Ск - теплообмінний елемент; 3 - модель; 6 - номер типорозміру; 02 – реєстраційний номер; ХЛ - кліматичне виконання; 3 - категорія розміщення; Б - модифікація конструкції).

Калорифери можуть встановлюватися паралельно або послідовно по відношенню до повітря, а також паралельно або послідовно по теплоносію.

Вибір калориферів здійснюється за поверхнею теплообміну, розрахованої з рівняння теплопередачі

$$\begin{aligned} Q_{\text{к}} &= K_{\text{гл}} F_{\text{гл}} \Delta \bar{t} \\ Q_{\text{к}} &= K_{\text{ор}} F_{\text{ор}} \Delta \bar{t} \end{aligned} \quad (10.3)$$

де $K_{\text{гл}}$, $K_{\text{ор}}$ – коефіцієнти теплопередачі, які віднесені до одиниці гладкої або оребреної поверхні відповідно, Вт/(м²·К); $F_{\text{гл}}$, $F_{\text{ор}}$ - площа гладкої або оребреної поверхні відповідно, м²; $\Delta \bar{t}$ - середній температурний напір, °С.

Коефіцієнти теплопередачі визначаються за співвідношеннями:

$$K_{\text{гл}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{2\text{пр}} \varphi}}; \quad (10.4)$$

$$K_{\text{ор}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} \right) \varphi + \frac{1}{\alpha_{2\text{пр}}}}, \quad (10.4 \text{ а})$$

де α_1 , $\alpha_{2пр}$ - коефіцієнти тепловіддачі від нагрівального середовища до внутрішньої поверхні стінки та від зовнішньої поверхні стінки до повітря, що нагрівається Вт/(м²·К); $(\delta_{ст} / \lambda_{ст})$ – термічний опір матеріалу стінки трубки, (м²·К)/Вт; $\phi = (F_{ор} / F_{гл})$ – коефіцієнт оребрення.

Практичний вибір калориферів

Заданими величинами для вибору калориферів є:

- масова витрата повітря L або $L_з$, кг/с (отримана з розрахунку повітрообміну);

- витрати теплоти на нагрівання повітря $Q_к$, кВт (розрахована при розрахунках повітрообміну для холодного періоду року);

- температури повітря, °С (визначені при побудові процесів зміни стану повітря в $h-d$ –діаграмі для холодного періоду року):

- зовнішнього $t_н$;

- припливного $t_п$;

- температури нагрівальної води, °С:

- на вході в калорифер $t_{под}$;

- на виході з калорифера $t_{пов}$,

беруть за розрахунковим температурним графіком теплової мережі, який може бути $(t_{под} / t_{пов})^p$, °С : (150 / 70), (130 / 70), (115 / 70), (105 / 70), (95 / 70), та ін.

Калориферну установку вибирають в такій послідовності:

1. Беруть масову швидкість руху повітря у фронтальному перерізі калорифера $(\rho v)_{пв}$ в інтервалі 1,5 - 7 кг/(с·м²) (практично 3,5 – 5 кг/(с·м²) і за рівнянням суцільності (нерозривності) визначають орієнтовну площу фронтального перерізу для проходження повітря, м²

$$f_{ор} = \frac{L}{(\rho v)_{пв}} \quad (10.5)$$

2. За орієнтовною площею живого фронтального перерізу для проходження повітря за таблицями технічних характеристик (див. табл.

Д22, Д23 дод.) вибирають тип та кількість калориферів, які встановлюються паралельно за напрямком руху повітря.

Калорифери в установці повинні бути одного типу та номеру, а їхня кількість - мінімальна.

Для вибраного калорифера занотовують його технічні характеристики:

- дійсну площу фронтального перерізу за повітрям f_d , м²;
- дійсну площу поверхні нагріву F_d , м²;
- площу живого перерізу за теплоносієм f_T , м²;
- кількість ходів за теплоносієм z ;

3. Визначають дійсну масову швидкість повітря в фронтальному перерізі калорифера

$$(\rho v)_{пв}^д = \frac{L}{f_d N}, \quad (10.6)$$

де N – кількість калориферів, які встановлюються паралельно за повітрям.

4. Визначають масову витрату нагрівальної води, яка надходить на калорифер, кг/с

$$m_B = \frac{Q_k}{c_B (t_{под} - t_{пов}) n_k}, \quad (10.7)$$

де c_B – теплоємність води, яку можна брати 4,187 кДж/(кг·К); n_k – кількість паралельно під'єднаних калориферів за теплоносієм (якщо кількість калориферів $N = 1$, то $n_k = 1$ завжди, якщо $N \geq 2$, то в першому наближенні беруть $n_k = 1$, а потім при отриманій швидкості води в трубках більше як 1,2 м/с величину n_k беруть не менше ніж 2 і т.ін.).

5. Визначають швидкість води в трубках калорифера, м/с

$$\omega_B = \frac{m_B}{f_T \rho_B}, \quad (10.8)$$

де ρ_B – густина води, кг/м³, яка визначається в залежності від її середньої температури [$t_B = 0,5(t_{пр} + t_{пов})$], або її можна взяти 1000 кг/м³.

6. Визначають коефіцієнт теплопередачі. Для обраного калорифера відомими величинами є конструктивні характеристики, тобто матеріал трубок і їх діаметри, що дає змогу визначити товщину стінки та теплопровідність матеріалу, а в цілому і термічний опір теплопровідності стінки ($\delta_{ст} / \lambda_{ст}$). Відомою величиною також є коефіцієнт оребрення ϕ . Таким чином коефіцієнт теплопередачі згідно з формулою (10.4 а) залежатиме тільки від коефіцієнтів тепловіддачі α_1 і $\alpha_{2пр}$. В свою чергу коефіцієнт тепловіддачі від нагрівального середовища до внутрішньої поверхні стінки α_1 визначається за формулами при вимушеному русі рідини в каналах круглого поперечного перерізу і залежить, окрім фізичних властивостей води, від швидкості води в трубках $\omega_в$. Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні стінки до повітря, що нагрівається, $\alpha_{2пр}$, визначається за формулами при поперечному омиванні рідиною пучка труб, і залежить від масової швидкості повітря $(\rho v)_{пв}$. Підсумовуючи, можна зробити висновок, що коефіцієнт теплопередачі є функцією швидкості води та масової швидкості руху повітря, тобто $K = f [\omega_в, (\rho v)_{пв}^n]$ (див. табл. Д24, Д25 дод.).

7. Розраховують середній температурний напір в калорифері (для перехресної течії теплоносіїв)

$$\overline{\Delta t} = \overline{\Delta t}_{прот} \varepsilon_{\Delta t} \quad (10.9)$$

де $\overline{\Delta t}_{прот}$ – середній температурний напір для протитечійної схеми руху теплоносіїв; $\varepsilon_{\Delta t}$ – поправка на перехресну течію.

Середній температурний напір для протитечійної схеми руху теплоносіїв, $^{\circ}\text{C}$, (див. рис. 10.9) визначають за формулою

$$\overline{\Delta t}_{прот} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2}, \quad (10.10)$$

якщо $(\Delta t_6 / \Delta t_m) \leq 2$,

або

$$\overline{\Delta t}_{\text{прот}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (10.11)$$

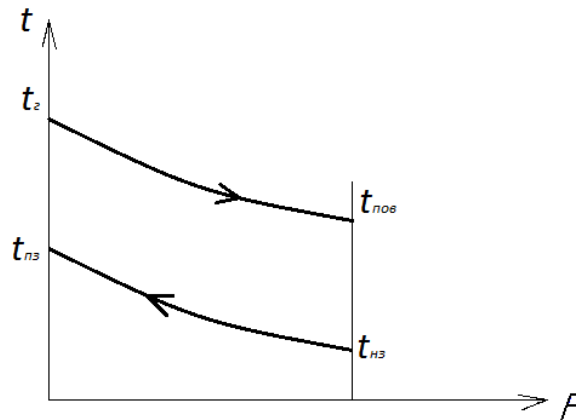


Рис. 10.9. До визначення температурного напору в калорифері

якщо $(\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}}) > 2$,

де $\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{под}} - t_{\text{п}}$ – більша різниця температур, °С; $\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{пов}} - t_{\text{н}}$ – менша різниця температур, °С.

Поправку на перехресну течію визначають за номограмами $\varepsilon_{\Delta t} = f(R, P)$, де

$$R = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{t_{\text{пр}} - t_{\text{пов}}}{t_{\text{п}} - t_{\text{н}}}; \quad (10.12)$$

$$P = \frac{\Delta t_2}{\Delta t_{\text{max}}} = \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{н}}}{t_{\text{пр}} - t_{\text{н}}}. \quad (10.13)$$

В практичних розрахунках калориферів можна брати орієнтовно $\varepsilon_{\Delta t} = 0,97$ [21].

8. Розраховують необхідну площу поверхні нагрівання калориферної установки, м²

$$F = \frac{Q_{\text{к}} \cdot 10^3}{K \Delta t} \quad (10.14)$$

10. Дійсна площа поверхні нагрівання $F_{\text{д}}$ завжди повинна перевищувати теоретично необхідну F .

Якщо $F_{\text{д}} < F$, то можна або збільшувати кількість обраних калориферів, або обрати іншу модель чи номер, і розрахунки повторити.

11. У разі, якщо $F_d > F$, то визначають запас дійсної поверхні нагрівання по відношенню до теоретично необхідної, %

$$\delta F = \frac{F_d - F}{F_d} 100 \quad (10.15)$$

Цей запас обумовлюється тим, що при визначенні коефіцієнта теплопередачі і розрахунку теоретичної площі поверхні нагріву не врахований термічний опір теплопровідності забруднень на внутрішніх і зовнішніх поверхнях стінок трубок калорифера, що зазвичай обумовлюється коефіцієнтом використання поверхні нагріву, який складає 0,8 – 0,9.

Таким чином величина δF повинна бути в інтервалі 10 – 20 %.

Якщо $\delta F < 10\%$, то можна або збільшувати кількість обраних калориферів, або обрати іншу модель чи номер, і розрахунки повторити.

Якщо $\delta F > 20\%$, то можна або зменшувати температуру подавальної води, або обрати іншу модель чи номер, і розрахунки повторити.

12. Визначають аеродинамічний опір калориферної установки ΔP_a , Па (для калориферів КВСБ-П і КВББ-П за табл. Д24 дод. в залежності від масової швидкості повітря $(\rho v)_{пв}^д$).

При послідовному розміщенні калориферів в установці опір одного з них, або паралельно розташованих за напрямком руху повітря, помножується на кількість послідовних калориферів по повітрю (n_p), тобто

$$\Delta P_a = \Delta P_1 n_p. \quad (10.16)$$

Аеродинамічний опір установки з калориферами КСк3 і КСк4 визначається за формулою Д25.2 з табл. Д25 дод.).

Слід зазначити, що перевагою послідовного розміщення калориферів за напрямком руху повітря є зменшення фронтального перерізу f , що призводить до збільшення коефіцієнта теплопередачі K і зменшенню площі теплопередавальної поверхні F . До недоліку такого розміщення калориферів відноситься збільшення їх аеродинамічного опору.

13. Визначають гідравлічний опір калориферної установки з

калориферами КВСБ-П і КВББ-П, кПа

$$\Delta P_r = A \dot{Q}_B n_B \quad (10.17)$$

де A – постійний коефіцієнт, який залежить від типу та номеру калорифера (див. табл. 10.2); n_B – кількість послідовно розміщених калориферів за напрямком руху води.

Таблиця 10.2. Значення коефіцієнта A

Тип калорифера	Номер типорозміру	Коефіцієнт A	Тип калорифера	Номер типорозміру	Коефіцієнт A
КВСБ-П	6	14,25	КВББ-П	6	12,63
	7	15,1		7	13,49
	8	15,96		8	14,34
	9	16,81		9	15,20
	10	18,52		10	16,91
	11	19,8		11	20,91
	12	31,36		12	34,61

Гідравлічний опір калориферної установки з калориферами КСк3 і КСк4, Па, визначається за формулою (Д 25.3) з табл. Д 25 дод.

Конструкція одного з калориферів наведена на рис. 10.10.



Рис. 10.10. Конструкція калорифера типу КСк

10.3. Аеродинамічні розрахунки повітропроводів. Вибір вентиляторів для переміщення повітря

Вимоги до повітропроводів:

- мінімальна шорсткість внутрішньої поверхні;
- мінімальна кількість поворотів, зміни форми поперечного перерізу і інших місцевих опорів;

- повітронепроникність;
- мінімальна теплопровідність матеріалу повітропроводу.

В системах механічної вентиляції громадських та промислових будівель припливні та витяжні повітропроводи можуть мати круглу, квадратну чи прямокутну форму поперечного перерізу.

З точки зору мінімальних витрат енергії на переміщення повітря перевага віддається круглим повітропроводам, у яких змочувальний периметр менше, тому зменшується аеродинамічний опір руху повітря. Але з точки зору компоновки більш доцільною формою є прямокутна.

Повітропроводи систем механічної вентиляції, що відокремлені від огорожувальних конструкцій можуть бути виготовлені з наступних матеріалів:

- тонкої листової сталі круглого або прямокутного перерізу (рис. 10.11) товщиною 0,5 – 1,4 мм – чорної, оцинкованої, покритої полівінілхлоридною плівкою;

- азбестових листів, які кріпляться до металевого каркасу;

- пластмаси – полівінілхлориду, вініпласту, поліетилену. Такі повітропроводи стійкі до агресивного середовища, але мають низьку термо- і механічну стійкість;

- металопластикові, які виготовляються безпосередньо на об'єкті з листового спіненого пластика, з обох сторін покритого шарами алюмінію. До переваг таких повітропроводів відноситься легкість та міцність;

- алюмінію, титанових сплавів, бетону, шлакобетону, залізобетону, вогнестійкої фанери, кераміки, склотканини і склопластику.

Неіржавіючу сталь, титанові сплави, алюміній, інколи використовують в повітропроводах витяжних систем при транспортуванні агресивних газів, парів і вологи, а також для вентиляції будівель, що потребують підвищеної довговічності. Для систем кондиціонування повітря і в будівлях культурно-побутового призначення використовують оцинковану сталь. Захист від



Рис. 10.11. Конструкції повітропроводів і фасонних частин

корозії повітропроводів з дахового заліза тонколистової сталі здійснюють фарбуванням її внутрішньої і зовнішньої поверхонь масляними фарбами і кислотостійкими сумішами.

Азбоцемент використовують для виготовлення повітропроводів громадських будівель, а з бетону і залізобетону виготовляють, як правило, під підлогові повітропроводи.

Також в системах вентиляції використовуються напівгнучкі та гнучкі повітропроводи, які виготовляються з багатошарової алюмінієвої фольги (див. рис. 10.11). Перевагою таких повітропроводів є те, що при транспортуванні і монтажі їх можна складати «гармошкою», а до недоліків -

підвищений аеродинамічний опір, викликаний нерівною внутрішньою по верхньою, тому їх використовують тільки на ділянках невеликої довжини.

В системах вентиляції житлових та адміністративних будівель також використовують повітропроводи у вигляді вентиляційних каналів, які виготовляють з щлакоалебастрових, шлакобетонних плит, цегли та бетону тощо (рис. 10.12).

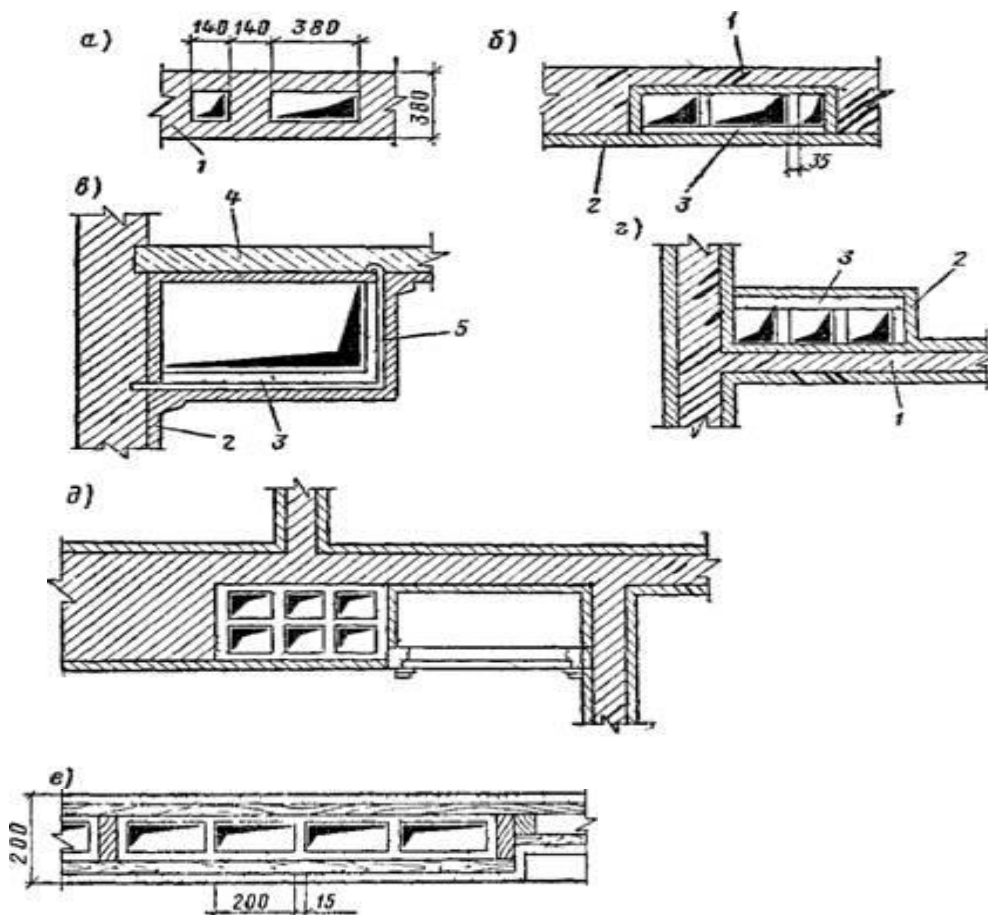


Рис. 10.12. Конструкції вентиляційних каналів:

- а) – в цегляній стіні; б) – в борозні стіни, що перекрита плитою;
- в) – підвісного горизонтального; г) – приставні вертикальні канали;
- д) – у внутрішніх стінах із вмонтованими шафами; е) – з сухої штукатурки в перегородках; 1 – цегляні стіни; 2 – штукатурка; 3 – гіпсошлакові плити;
- 4 – перекриття; 5 –сталева підвіска

Якщо в будинках зовнішні стіни виконані з цегли, то вентиляційні канали влаштовують у товщі стін або у борознах, які закладаються плитами. У зовнішніх стінах вентиляційні канали не влаштовують для виключення конденсації водяної пари, що міститься в повітрі. У випадку відсутності цегляних стін або їх товщина замала, то влаштовують приставні повітропроводи з блоків і плит. Приставні повітропроводи в приміщеннях з нормальною вологістю повітря виконують з гіпсошлакових і гіпсоволокнистих плит, а при підвищеній вологості – з шлакобетонних або бетонних плит. В окремих випадках доцільно виготовляти приставні повітропроводи з азбоцементних плит, листової сталі та пластмаси.

Вибір повітропроводів виконується за наступними параметрами:

- довжиною, м;
- площею поперечного перетину, м².

Довжина повітропроводу визначається за реальним розташуванням приміщень або за відповідними кресленнями.

Площу поперечного перерізу повітропроводу (м²) визначають за формулою

$$f_{\text{пв}} = \frac{L}{\rho_{\text{пв}} v_{\text{пв}}}, \quad (10.18)$$

де L – масова витрата повітря, кг/с (одержана із розрахунків повітрообміну); $\rho_{\text{п.в}}$ – густина повітря, кг/м³ (беруть з попередніх розрахунків); $v_{\text{п.в}}$ – швидкість повітря, м/с.

Аналіз рівняння (10.18) показує, що збільшення швидкості повітря сприятиме зменшенню площі поперечного перерізу повітропроводів і, відповідно, капіталовкладень на їх виготовлення. Але з іншого боку збільшення швидкості призведе до виникнення шуму при русі повітря, а також і до підвищення аеродинамічного опору повітропроводів. Тому в розрахунках беруть оптимальні швидкості повітря, які складають: для магістральних повітропроводів промислової вентиляції до 12 м/с, а в

відгалуженнях - до 6 м/с; для магістральних повітропроводів вентиляції громадських будівель та допоміжних приміщень промислових будівель до 8 м/с, а в відгалуженнях цих будівель – до 5 м/с).

В залежності від обраної форми за довідковими таблицями вибирають повітропровід з розмірами $(a \times b)$ – для квадратних та прямокутних або з внутрішнім діаметром $(d_{\text{вн}})$ – для круглих (табл. Д26, Д27 дод.), дійсний поперечний переріз якого $(f_{\text{пв}}^{\text{д}})$ наближений до розрахованого за формулою (10.18).

Якщо розрахована площа поперечного перерізу виходить за межі таблиць, то можна взяти декілька повітропроводів, розташованих паралельно.

В подальших розрахунках беруть стандартні розміри $[d_{\text{вн}} \text{ або } (a \times b)_{\text{ст}}]$ та дійсну площу поперечного перерізу $(f_{\text{пв}}^{\text{д}})$ повітропроводів.

Після вибору стандартних розмірів необхідно уточнити дійсну швидкість повітря в повітропроводі (м/с) за формулою

$$v_{\text{пв}}^{\text{д}} = \frac{L}{\rho_{\text{пв}} f_{\text{пв}}^{\text{д}}} . \quad (10.19)$$

Переміщення повітря в системах механічної вентиляції здійснюється вентиляторами, які можуть бути осьовими, якщо опір мережі не перевищує 200 Па, або радіальними, якщо опір мережі перевищує 200 Па (див. рис. 10.13).



Рис. 10.13. Конструкції мережевих вентиляторів:
а) – осьові; б) – радіальні

В залежності від створюваного тиску (P_B) радіальні вентилятори можуть бути :

- низького тиску, $P_B = 200 \dots 1000$ Па;
- середнього тиску, $P_B = 1000 \dots 3000$ Па;
- високого тиску, $P_B = 3000 \dots 12000$ Па.

В системах механічної вентиляції та кондиціонування повітря зазвичай застосовуються вентилятори низького та середнього тиску.

Вибір вентиляторів виконується за їх аеродинамічними характеристиками, які виражають залежності подачі (V_B , м³/год), тиску (P_B), коефіцієнта корисної дії – ККД (η), колової швидкості (v , м/с) та частоти обертання (n , 1/хв.).

Для вибору вентилятора заданими величинами повинні бути подача та необхідний тиск, за якими за індивідуальними графіками або зведеним графіком вибирають тип та номер вентилятора і решту його характеристик.

Методика вибору вентиляторів

1. Визначають подачу (об'ємну повітропродуктивність) вентилятора, м³/год, з урахуванням втрат або підсмоктів повітря в повітропроводах за формулою

$$V_B = K \frac{L}{\rho} 3600, \quad (10.20)$$

де K – поправковий коефіцієнт на розрахункову витрату повітря (беруть для сталевих або азбоцементних повітропроводів довжиною 50 м – 1,1, для решти – 1,15)

2. Визначають повний тиск вентилятора, Па

$$P_B = 1,1\Delta P_M + \Delta P_\phi + \Delta P_K, \quad (10.21)$$

де ΔP_M – аеродинамічний опір мережі повітропроводів, Па; ΔP_ϕ і ΔP_K – аеродинамічні опори повітряного фільтра і калорифера відповідно, Па, які були визначені раніше при виборі цього обладнання.

2.1. При розрахунку втрат тиску в мережі повітропроводів складається

схема системи (див. рис. 10.14), на якій позначаються ділянки (ділянка – це повітропровод відповідної довжини з постійною площею поперечного перерізу та постійною витратою повітря). На ділянках позначають довжину, об’ємну витрату повітря і діаметр (або розміри прямокутного перерізу). Серед ділянок обирають магістраль та відгалуження (магістраль – це сума довжин найбільш віддалених ділянок, обчислюючи від повітрязабірного пристрою).

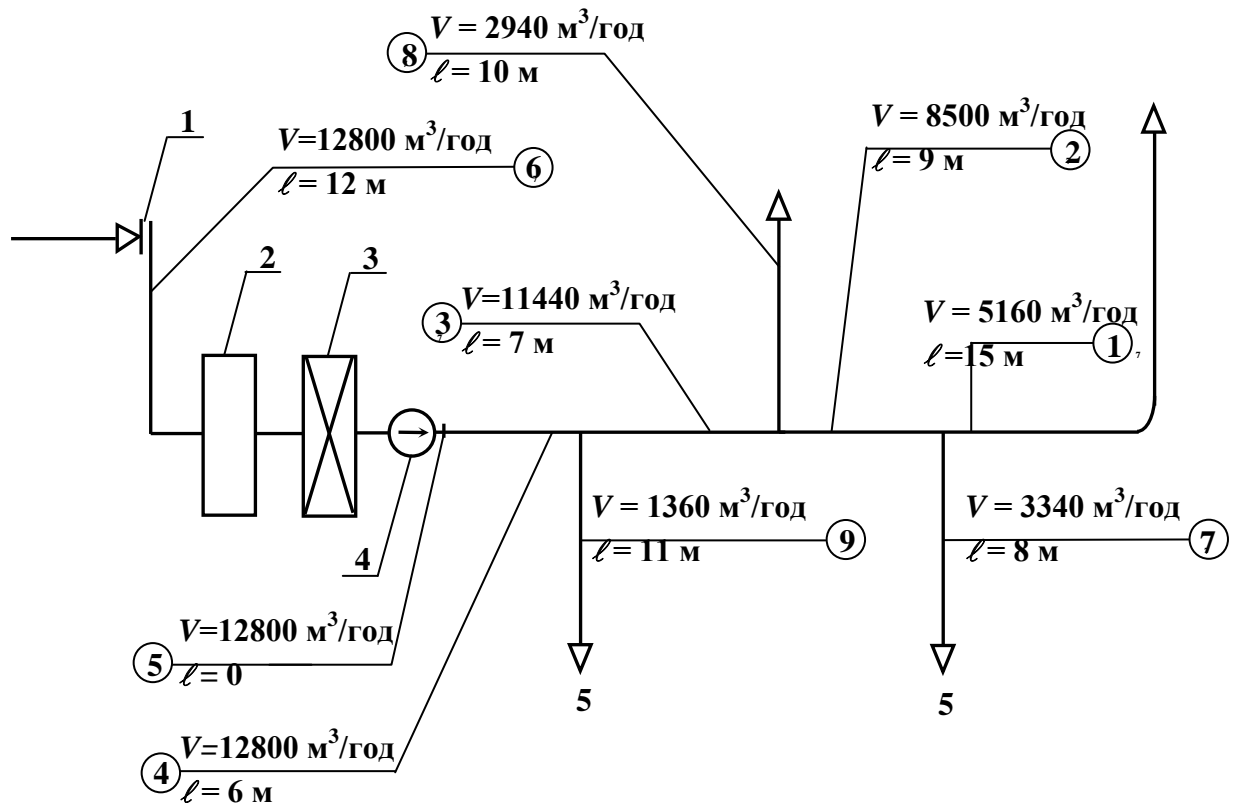


Рис. 10.14. Розрахункова схема системи вентиляції (приклад):

- 1 – повітрязабірний пристрій (ПП);
- 2 – повітряний фільтр;
- 3 – калорифер для нагрівання повітря;
- 4 – припливний вентилятор;
- 5 – повітророзподільні решітки в приміщеннях;
- 1 – 9 - номери ділянок

Згідно з рис. 10.14 магістралю буде сума ділянок (1+2+3+4+5+6+ПП), а відгалуження – ділянки 7,8,9.

2.2. Втрати тиску в мережі повітропроводів розраховують для магістралі за формулою

$$\Delta P_m = \sum_{i=1}^n (R\ell + Z), \quad (10.22)$$

де R – питомі втрати тиску на тертя на розрахунковій ділянці мережі, Па/м;
 ℓ – довжина ділянки повітропроводу, м; Z – втрати тиску на місцеві опори на розрахунковій ділянці, Па.

2.3. Питомі втрати тиску на тертя, Па/м, визначають за формулою

$$R = n\lambda \frac{\rho_{\text{пв}} v_{\text{пв}}^2}{2} \frac{\ell}{d_{\text{екв}}}, \quad (10.23)$$

де n – коефіцієнт шорсткості матеріалу повітропроводу (для сталевих повітропроводів, наприклад, беруть за 1; для решти повітропроводів – за довідковими таблицями); λ – коефіцієнт опору тертя; $d_{\text{екв}}$ – еквівалентний діаметр повітропроводу, м (для круглого повітропроводу $d_{\text{екв}} = d_{\text{вн}}$; для повітропроводів прямокутного та квадратного перерізу $d_{\text{екв}} = 2ab/(a + b)$).

2.4. Коефіцієнт опору тертя при числі Рейнольдса $Re > 2300$ визначають за формулою Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left[\left(K_{\text{екв}} / d_{\text{екв}} \right) + (68/Re) \right]^{0,25}, \quad (10.24)$$

де $K_{\text{екв}}$ – абсолютна еквівалентна шорсткість стінок повітропроводів, м, беруть, наприклад, за табл. 10.3.

Таблиця 10.3. Абсолютна еквівалентна шорсткість стінок повітропроводів

Матеріал стінок	Значення $K_{\text{екв}}$, мм
Листова сталь	0,1
Вініпласт	0,1
Азбоцементні плити або труби	0,11
Шлакоалебастрові плити	0,1
Шлакобетонні плити	1,5
Цегла	4
Штукатурка (по металевій сітці)	10

2.5. Визначають число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{v_{\text{пв}} d_{\text{екв}}}{\nu}, \quad (10.25)$$

де ν – кінематична в'язкість повітря, $\text{м}^2/\text{с}$, визначається за довідковими таблицями в залежності від температури повітря на відповідній ділянці (наприклад, при $t_{\text{пв}} = 20^\circ\text{C}$, $\nu = 1,5 \cdot 10^{-5}$, $\text{м}^2/\text{с}$).

2.6. Втрати тиску на місцеві опори, Па, визначають за формулою

$$Z = \sum \xi \frac{\rho_{\text{пв}} v_{\text{пв}}^2}{2}, \quad (10.26)$$

де $\sum \xi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів на розрахунковій ділянці.

В повітропроводах зустрічаються різні місцеві опори – відводи, трійники, звуження, розширення, запірно-регулюючі пристрої, вхідні та вихідні пристрої та ін. Коефіцієнти місцевих опорів наведені в довідниках.

2.7. *Втрати тиску в відгалуженні ($\Delta P_{\text{вг}}$) та сумарні втрати тиску в магістралі від її кінця (найбільш віддаленої від вентилятора ділянки) до місця підключення відгалуження ($\Delta P_{\text{м}}$) повинні задовільняти співвідношенню $\Delta P_{\text{м}} \geq \Delta P_{\text{вг}}$.*

Невідповідність цього співвідношення допускається при умові

$$\frac{\Delta P_{\text{вг}} - \Delta P_{\text{м}}}{\Delta P_{\text{м}}} 100 \leq 10\%.$$

Для вирівнювання розрахункових втрат тиску $\Delta P_{\text{м}}$ та $\Delta P_{\text{вг}}$ на відгалуженні встановлюють діафрагму, опір якої, Па

$$P_{\text{д}} = \Delta P_{\text{м}} - \Delta P_{\text{вг}}.$$

Розміри отворів діафрагм вибирають за довідковими таблицями в залежності від діаметра або розмірів повітропроводу та коефіцієнта місцевого опору діафрагми, який розраховують за формулою

$$\xi_{\text{д}} = \frac{P_{\text{д}}}{\left(\frac{\rho_{\text{пв}} v_{\text{пв}}^2}{2} \right)} \quad (10.27)$$

Діафрагму не встановлюють, якщо

$$\frac{\Delta P_M - \Delta P_{\text{вг}}}{\Delta P_M} 100 \leq 10\% .$$

2.8. Отже за розрахованими подачею (сумарною об'ємною витратою повітря $V_{\text{в}}$, м³/год та тиску $P_{\text{в}}$, Па, за індивідуальними або зведеними характеристиками вибирають радіальний вентилятор, для якого знаходять: дійсну продуктивність ($V_{\text{д}}$, м³/год), дійсний тиск ($P_{\text{д}}$, Па), ККД (η), частоту обертання (n , 1/хв.) та колову швидкість (u , м/с).

2.9. Потім визначають розрахункову потужність вентилятора на переміщення повітря по мережі повітропроводів, кВт

$$N = \frac{LP_{\text{в}}}{1000\rho_{\text{пв}}\eta_{\text{в}}\eta_{\text{п}}}, \quad (10.28)$$

де L – сумарна масова витрата повітря, кг/с; $\eta_{\text{п}}$ – ККД передачі ($\eta_{\text{п}} = 1$ – при безпосередньому з'єднанні колеса вентилятора з електродвигуном; $\eta_{\text{п}} = 0,98$ – при використанні муфти для сполучення вентилятора і електродвигуна; $\eta_{\text{п}} = 0,95$ – при клиноремінній передачі).

2.10. Встановлена потужність електродвигуна, кВт

$$N_{\text{вст}} = KN, \quad (10.29)$$

де K – коефіцієнт запасу потужності на перевантаження при пуску, визначається в залежності від розрахованої потужності N (табл. 10.4.)

Таблиця 10.4. Коефіцієнт запасу потужності

Потужність на валу електродвигуна, кВт	Коефіцієнт запасу для вентилятора	
	радіального	осьового
До 0,5	1,5	1,2
Від 0,51 до 1,0	1,3	1,15
Від 1,01 до 2,0	1,2	1,1
Від 2,01 до 5,0	1,15	1,05
Більше 5,0	1,1	1,05

За довідковими таблицями вибирають тип електродвигуна, для якого також визначають встановлену потужність та частоту обертання.

Широкого застосування в припливно-витяжних побутових і промислових системах механічної вентиляції набули каналні вентилятори (рис. 10.15): радіальні для каналів круглого поперечного перерізу діаметром від 100 до 400 мм (рис. 10.15 а) і повітропроводів

а)

б)

в)

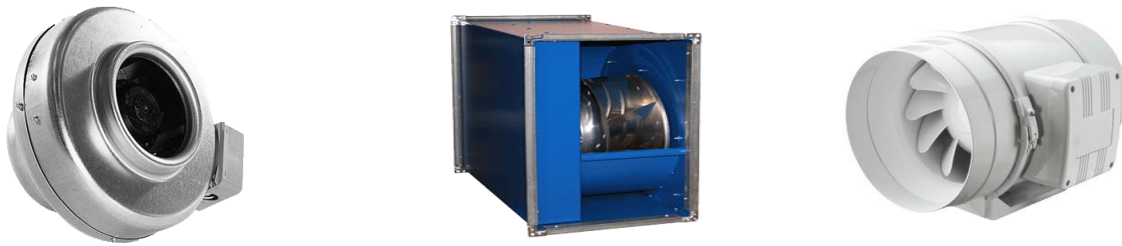


Рис. 10.15. Канальні вентилятори:

а) –радіальні для круглих повітропроводів;

б) –радіальні для прямокутних повітропроводів;

в) – змішаного типу (радіально-осьові) для круглих повітропроводів

прямокутного поперечного перерізу від 300 x 150 до 1000 x 500 мм (рис. 10.15 б).

Загальний вигляд каналної установки Vento зображено на рис. 10.16.



Рис.10.16. Канальна вентиляційна установка Vento

В останні роки в каналних побутових і напівпромислових вентиляційних системах з круглими повітропроводами широке застосування отримали вентилятори змішаного типу (радіально-осьові вентилятори) (рис. 10.15 в). Завдяки спеціальній конструкції таких вентиляторів повітря під впливом радіальної сили спрямовується вздовж осі двигуна, що призводить до збільшення створюваного ними тиску. Останнє дозволяє

використовувати такі вентилятори в системах з повітропроводами більшої протяжності, ніж для осьових вентиляторів.

Для видалення повітря з приміщень з температурою до 60°C на безгорищних перекриттях виробничих і громадських будівель можуть бути встановлені дахові вентилятори (рис.10.17) – осьові або радіальні.

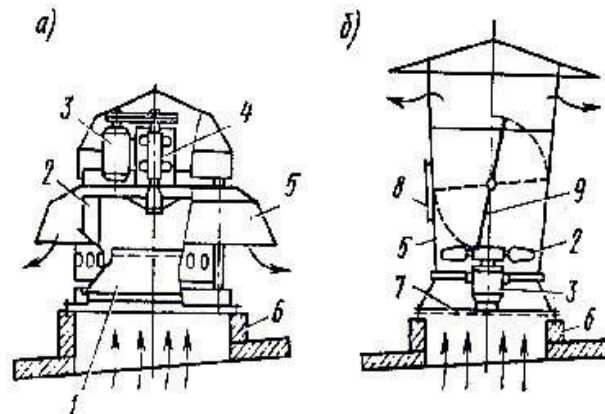


Рис. 10.17. Дахові вентилятори:

а) – радіальний; б) – осьовий;

1 – вхідний патрубок; 2 – робоче колесо; 3 – електродвигун;

4 – підшипники; 5 – кожух; 6 – залізобетонний стакан;

7 – запобіжна решітка; 8 – люк; 9 – клапан

Такі вентилятори використовуються замість великої кількості витяжних шахт, що дозволяє економити корисну площу будівлі.

Для видалення корозійних газоповітряних сумішей використовуються дахові вентилятори з неіржавіючої сталі і титанових сплавів.

10.4. Конструктивні деталі вентиляційних систем

10.4.1. Повітрозабірні пристрої

Повітрозабірні пристрої припливних вентиляційних систем розташовують приставними зовні до будівлі або виносять у зелену зону на деяку відстань від будівлі. Місце встановлення повітрозабірних пристроїв обумовлюється умовами надходження в систему незабрудненого зовнішнього повітря. Їх розташовують на відстані не менше ніж 10 – 12 м по горизонталі та не менше ніж 6 м по вертикалі від джерел шкідливих

викидів забруднення по горизонталі та на висоті не менше за 2 м, а в зеленій зоні - не нижче 1 м від рівня землі (див. рис. 10.18).

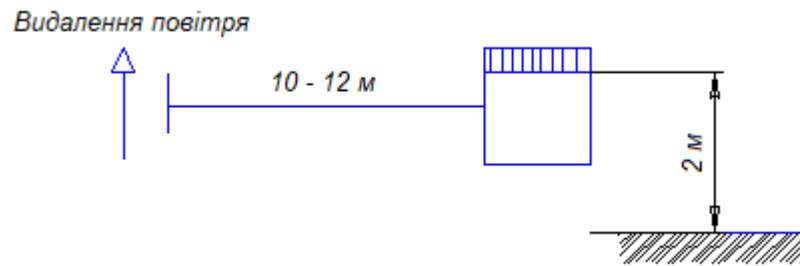


Рис. 10.18. Розташування повітрозабірного пристрою

Для систем вентиляції, в яких припливні камери розташовуються у підвальних приміщеннях, повітрозабірні пристрої виконують у вигляді окремої виносної або приставної шахти (рис. 10.19, б, в). Для припливних камер, які розташовані на площадках промислових підприємств, повітрозабірні пристрої вмонтовуються в зовнішні стіни (рис. 10.19, а).

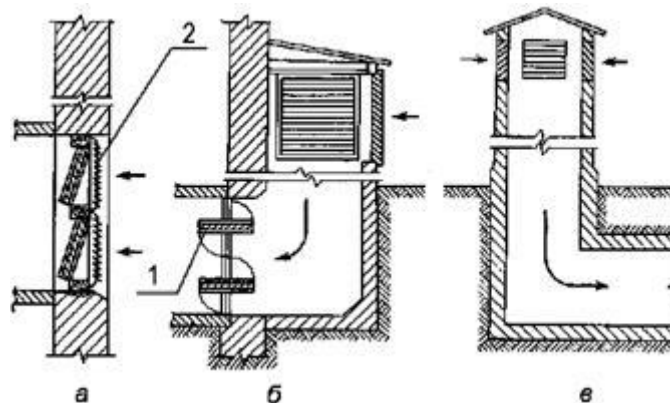


Рис. 10.19. Повітрозабірні пристрої:

а – вмонтований пристрій у зовнішній стіні; б – приставна шахта;
в – виносна шахта; 1 – утеплювальний клапан; 2 – жалюзійна решітка

В сучасних системах припливно-витяжної вентиляції при розташуванні припливних камер в підвалі будівлі або на даху повітрозабірні пристрої у вигляді решітки чи сітки на повітрозабірному повітропроводі можуть розташовуватися на даху, а при їх розташуванні на будь-якому поверсі – в стіні цього ж поверху.

Вибір *повітрозабірних пристроїв* здійснюється за типовими

конструкціями в залежності від об'ємної витрати повітря, при цьому швидкість повітря в них беруть в межах 2 ... 5 м/с.

10.4.2. Припливні та витяжні пристрої

Пристрої, через які повітря надходить у приміщення із припливних вентиляційних систем, зветься *повітророзподільниками*, а для видалення повітря використовують приймальні отвори витяжного і рециркуляційного повітря, що обладнані витяжними елементами.

За конструктивним виконанням припливні та витяжні пристрої можуть бути наступними (див. рис. 10.20): решітки, плафони, панелі і т. ін.

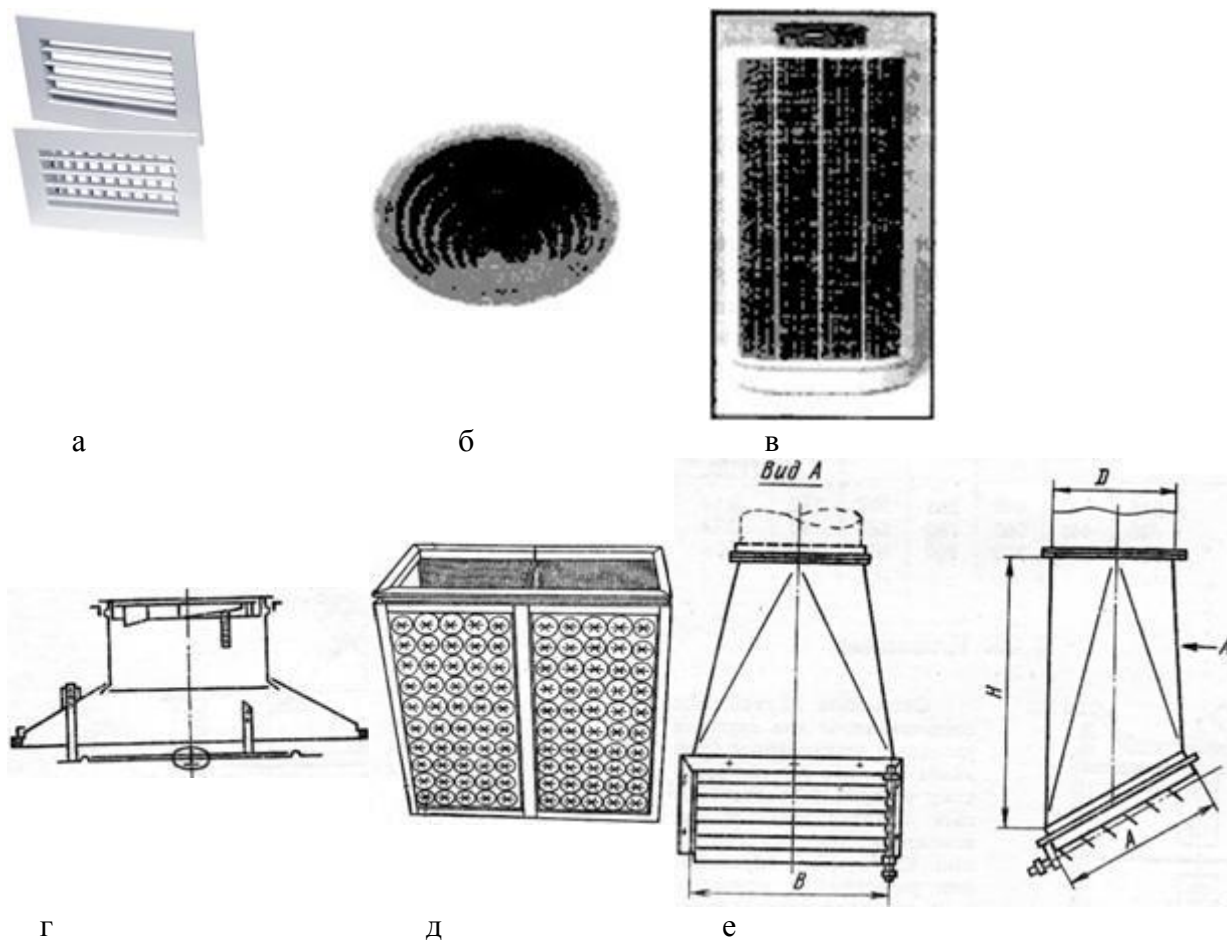


Рис. 10.20. Припливні та витяжні пристрої:
а – решітки; б – плафон; в – перфорована панель; г – повітророзподільник ВДУМ; д – повітророзподільна панель; е – місцевий припливний патрубок

Решітки можуть бути припливні і витяжні; регульовані і нерегульовані; круглого або прямокутного поперечного перерізу; стельові або настінні;

металеві або пластмасові; спеціальні – для роботи у вологих та агресивних середовищах.

Для під'єднання повітророзподільної решітки до повітропроводу в сучасних системах вентиляції і кондиціонування повітря використовується адаптер, який являє собою прямокутний короб з круглим патрубком (див. рис.10.21 а), до якого під'єднується повітропровід (для гнучких повітропроводів патрубок може бути овальної форми). В лицьову (відкриту) частину короба вставляється і фіксується підпружинена пластинами решітка. Для більш рівномірного розподілу повітряного струменя бажано під'єднання повітропроводу до бокової сторони короба.

При необхідності м'якого розподілу повітря без направлених потоків на виході з розподільника використовують спеціальний адаптер (камера статичного тиску) (див. рис. 10.21 б). У такому адаптері відбувається зниження тиску, розсіювання і стабілізація повітряного потоку на перфорованій пластині, завдяки чому на виході утворюється низькошвидкісний потік з низьким рівнем шуму, який розподілений рівномірно за всією площею решітки. Як правило, камери статичного тиску комплектуються дросель-клапанами для регулювання витрати повітря.



Рис. 10.21. Конструкції адаптерів:
а – звичайний; б - спеціальний

Швидкості руху повітря в припливних та витяжних пристроях беруть наступними: для припливних решіток механічної вентиляції біля стелі 1 – 3 м/с, біля підлоги – 0,2 – 0,5 м/с; для витяжних решіток механічної вентиляції в межах 1,5 – 3 м/с, природної вентиляції – 0,5 – 1 м/с.

Відомо, наприклад, що для житлових будівель забезпечення нормального санітарно-гігієнічного стану приміщень чисте припливне повітря надходить до житлових кімнат, а видалення забрудненого здійснюється з кухонь, та санітарних вузлів. Для нормального функціонування такої системи необхідно забезпечити безперешкодний рух повітря з кімнат в коридори, а з коридорів – до санвузлів. Для цього зазвичай всі внутрішні двері мають невеликий зазор (7 – 10 мм) між їх нижньою поверхнею і підлогою (порогом). Якщо ж з будь-яких причин такий зазор відсутній, то в двері або тонкі стіни встановлюють *перетічні решітки* (див. рис. 10.22), які дозволяють перетікати повітря з кімнат в коридори, а звідти – на кухні чи в санвузли. Перетічна решітка складається з двох частин, які встановлюються з обох боків отвору.



Рис. 10.22. Перетічна решітка

Форма та кут нахилу ламелів решітки підбирається таким чином, щоби виключити можливість наскрізного огляду.

Витяжні шахти розміщуються на технічному поверсі або на горищі будівлі, їх обирають за типовими конструкціями у залежності від витрати повітря, що видаляється. Швидкість руху повітря у витяжних шахтах складає 1,5 – 8 м/с. Для видалення повітря в системах витяжної механічної вентиляції можуть застосовуватися осьові або радіальні вентилятори.

Витяжні шахти систем вентиляції житлових будівель з природним спонуканням проектуються з об'єднаними або окремими каналами.

Конструкції місцевого витяжного обладнання зображені на рис. 10.23.

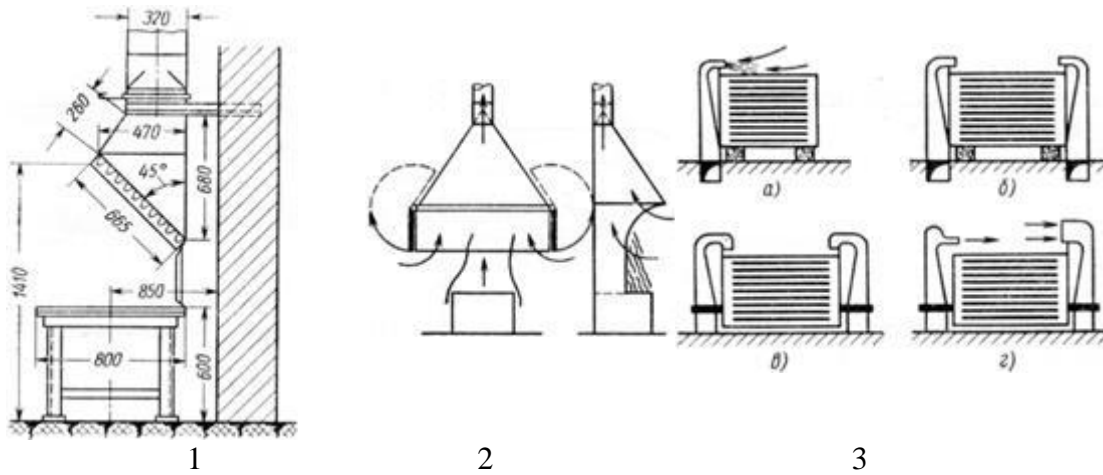


Рис. 10.23. Обладнання місцевої витяжної вентиляції:

1 – панель рівномірного всмоктування; 2 – витяжні зонти над робочими місцями; 3 – бортові відсмоктувачі від ванн: а) – однобічний; б), в) – двобічний; г) – зі здувом

10.4.3. Регулювальні пристрої

На кінцевих ділянках повітропроводів, які прокладені до приміщень, встановлюються дросель-клапани (див. рис. 10.24), що є повітряними клапанами з ручним управлінням. Вони в процесі пуско-налагоджувальних робіт дозволяють налаштувати визначену в розрахунках витрату повітря у кожному приміщенні (балансування здійснюється при максимальній повітропродуктивності вентилятора).

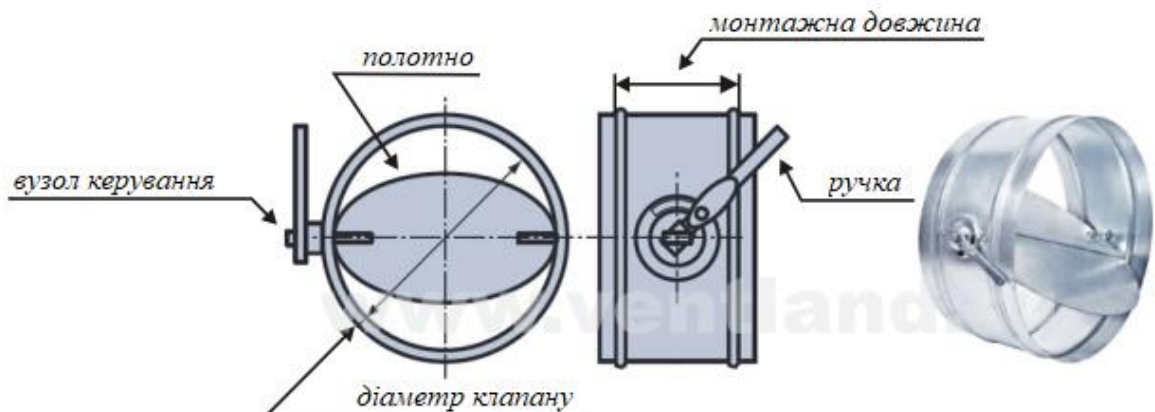


Рис. 10.24. Дросель-клапан

В системах вентиляції з плавним регулюванням витрати повітря балансувальні дросель-клапани можна на встановлювати, оскільки

об'ємна витрата повітря в таких системах регулюється індивідуально для кожної зони.

Дросель-клапани виготовляються з наступними видами з'єднання: круглий фланцевий, прямокутний фланцевий, прямокутний без фланцевий, ніпельний.

Слід зазначити, що дросель-клапан не призначений для 100 % перекривання повітряного потоку, оскільки навіть при вертикальному розташуванні полотна через клапан проходить біля 10 % потоку повітря.

Для регулювання витрати повітря також встановлюються шиберні засувки (див. рис. 10.25), за допомогою яких можна змінювати величину поперечного перерізу повітропроводу шляхом переміщення заслінки. Їх встановлюють на нагнітальному боці вентилятора і зазвичай використовують для відключення вентиляційних камер у випадку зупинки вентилятора.

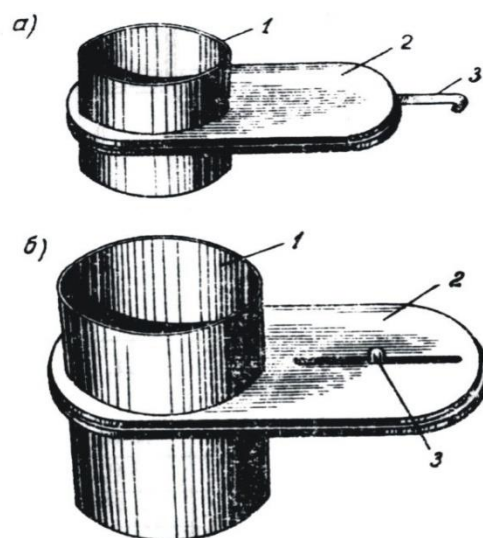


Рис. 10.25. Конструкції шиберних засувок в конвертах:

а) – з висувною ручкою; б) - з прихованою ручкою:

1 – повітропровід; 2 – конверт; 3 – ручка

Для автоматичного перекриття повітропроводу з метою забезпечення руху повітря тільки в одному напрямку і попередження руху в зворотньому встановлюють зворотні клапани (див. рис. 10.26). Згідно з зображеною конструкцією зворотнього клапана при русі повітря в напрямку, що

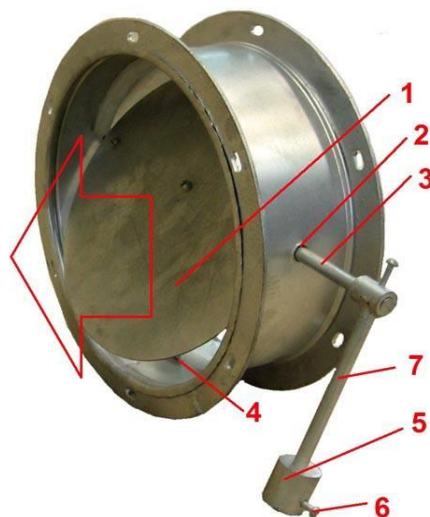


Рис. 10.26. Конструкція круглого зворотнього клапана:
 1- заслінка; 2- корпус; 3 – металева вісь; 4 – фіксатор; 5 – вантаж;
 6 – гвинт; 7 – допоміжна штанга

позначений стрілкою, відкривається заслінка 1, що закріплена на металевій осі 3, яка встановлена в отворах корпусу 2. Під дією сили, яку створює вантаж 5, диск повертається у вихідне положення і закриває переріз повітропроводу для руху повітря у зворотньому напрямку. За допомогою гвинта 6 цю деталь можна розташувати у потрібному місці допоміжної штанги 7 для зміни чутливості пристрою. У нижньому положенні диск спирається на фіксатор 4.

Зворотні клапани можуть бути виготовлені з пластика, тонкої оцинкованої сталі, комбіновані – зі сталі і пластмаси; а в залежності від конструкції можуть бути пелюстковими, з гравітаційними ґратами, мембранними, метеликовими.

10.4.4. Шумоглушники

Шумоглушники (див. рис. 10.27) призначені для зменшення акустичного шуму від вентилятора і застосовуються в каналних вентиляційних системах з повітропроводами як круглого так і прямокутного поперечного перерізу.

Виготовляються шумоглушники, як правило, з оцинкованої сталі. Круглі



а



б

Рис. 10.27. Конструкції шумоглушників:
а – прямокутний; б – трубчастий

містять у собі два циліндри з прошарком шумопоглинаючого матеріалу між ними, причому внутрішній циліндр перфорований. Шумоглушники прямокутного перерізу бувають двох типів. Перші з них мають конструкцію, що подібна до круглих, а другі мають усередині набірні поперечні або поздовжні пластини з шумопоглинального матеріалу. Шумоглушники другого типу мають більш високу ефективність поглинання, але характеризуються збільшеним аеродинамічним опором.

Вибір шумоглушників здійснюється за таблицями технічних характеристик у залежності від обраних розмірів повітропроводів у поперечному перерізі. Для з'єднання з повітропроводами прямокутні шумоглушники, наприклад, комплектуються фланцями з шинорейками відповідних розмірів.

10.4.5. Теплоутилізатори

Для утилізації теплоти витяжного повітря і використання її для попереднього підігріву припливного у холодний період року, що загалом спричиняє зменшення витрат теплоти на вентиляцію, використовуються теплоутилізатори (див. рис. 10.28), найпоширенішими серед яких є пластинчасті рекуператори, рекуператори з проміжним теплоносієм і роторні регенератори.

В *пластинчастих рекуператорах* (рис. 10.28) потоки витяжного і припливного повітря рухаються вузькими каналами, причому передача теплоти між цими потоками здійснюється через тонкі стінки.



Рис. 10.28. Схема та загальний вигляд пластинчатого рекуператора

Відсутність рухомих частин в пластинчастих рекуператорах дозволяє збільшити термін їх експлуатації та зменшити капітальні витрати на виготовлення. Потоки припливного та видалюваного повітря в пластинчастих рекуператорах можуть рухатися за прямоструминною, протиструминною та перехресною схемами.

До недоліків пластинчастих рекуператорів відноситься можливість перетоків забрудненого видалюваного повітря до свіжого зовнішнього, а також утворення конденсату на пластинах та його замерзання при від'ємних температурах зовнішнього повітря. Тому в рекуператорах, як і в інших тепло утилізаторах, необхідно передбачити заходи з попередження інеєутворення, що може бути досягнуто за рахунок періодично їх відключення за потоком припливного повітря, якщо це не порушує режиму роботи приміщень, або подачі на рекуператор частини зовнішнього повітря (так званий байпас), або попередній підігрів припливного повітря перед рекуператором до температур, що виключає інеєутворення.

Ефективність пластинчастих рекуператорів складає біля 50 – 70 %, але при використанні заходів з попередження інеєутворення вона, відповідно, зменшується.

Регенеративні теплоутилізатори (рис. 10.29) є найбільш ефективними. Роторна насадка цих регенераторів утворена плоскими і гофрованими стрічками, що чергуються, виконаними з тонкої алюмінієвої фольги.

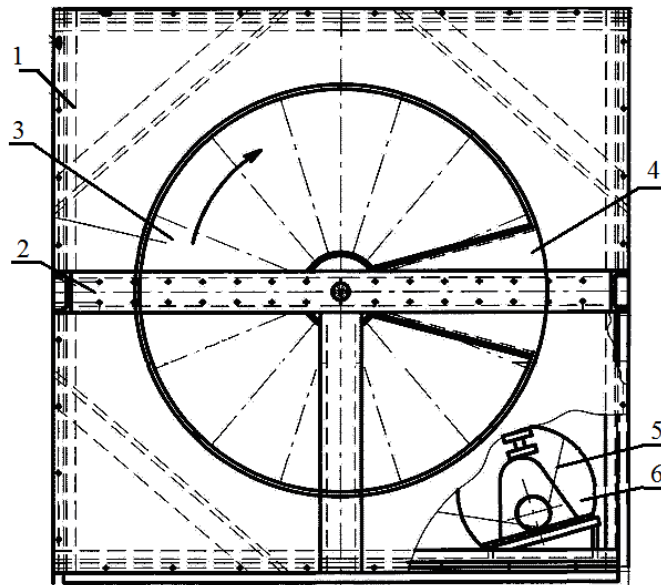


Рис. 10.29. Основні елементи роторного регенератора:
 1 - корпус; 2 – розділяючі перетинка; 3 – роторна насадка;
 4 – продувальний сектор; 5 – ремінь приводу; 6 – мотор-редуктор

Згідно з зображеною конструкцією насадка по черзі обмивається потоком повітря, що видаляється, та припливним зовнішнім повітрям. У першому випадку насадка нагрівається, тобто акумулює теплоту, а у другому – охолоджується, нагріваючи припливне повітря.

Важливим моментом при конструюванні регенераторів є попередження механічного перенесення в каналах видалюваного (забрудненого) повітря у потік припливного (чистого) повітря. Для цього застосовується спеціальний пристрій – продувальний сектор.

В теплоутилізаторах з проміжним теплоносієм використовуються дві групи рекуперативних рідинно-повітряних теплообмінників. Одна з них розміщується в каналах видалюваного повітря, а інша - в припливних установках. Обидві групи теплообмінників з'єднані трубопроводами в замкнутий циркуляційний контур, яким за допомогою насоса переміщується проміжний теплоносій (вода або незамерзаючий розчин етиленгліколю, хлористого кальцію і т.ін.).

Теплообмінники в каналах видалюваного повітря призначені для

нагрівання проміжного теплоносія за рахунок охолодження цього повітря, а в теплообмінниках припливних установок нагрівається зовнішнє повітря за рахунок охолодження нагрітого проміжного теплоносія.

До переваг таких утилізаторів відноситься відсутність перенесення забрудненого видалюваного повітря у потік припливного чистого, а до недоліків - підвищені капіталовкладення та менша ефективність у порівнянні з пластинчастими та регенеративними тепло утилізаторами.

Вибір типу та кількості теплоутилізаторів, кінцевих параметрів повітряних потоків та витрати утилізованої теплоти здійснюють на основі розрахунків за спеціальними методиками.

10.4.6. Припливні камери

Обране обладнання (фільтри, калорифери, вентилятори та теплоутилізатори) розташовуються в припливних камерах.

Зазвичай припливні камери можуть застосовуватись у якості вентиляційних та опалювально-охолодних установок у системах вентиляції, кондиціонування і опалення, а також у технологічних установках.

Припливні агрегати, в залежності від комплектації, дозволяють виконувати будь-які операції з оброблення повітря: основну (грубу) очистку, фінішну та спеціальну очистку з різними ступенями, знезараження, підігрів та охолодження, рециркуляцію та утилізацію теплоти і холоду повітря, що видаляється з приміщення.

Припливні установки можуть працювати як на зовнішньому повітрі, так і у режимі повної або часткової рециркуляції.

В залежності від конструктивного виконання припливні та припливно-витяжні установки бувають моноблочними та набірними.

На відміну від моноблочних, набірні установки комплектуються під конкретні умови експлуатації, а вибір обладнання здійснюється за вище наведеними методиками.



Рис. 10.30. Елементи набірної припливної камери

До складу моноблочних установок входять фільтр, калорифер, вентилятор, теплоутилізатор. Всі елементи розміщують в одному блоці.

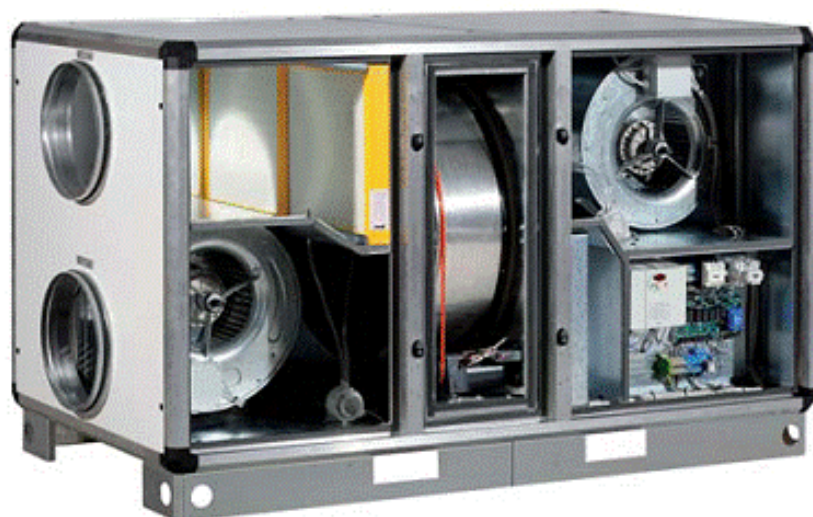


Рис. 10.31. Конструкція моноблочної припливної установки

Моноблочні установки мають перевагу у використанні ефективного місця для установки системи у порівнянні з набірними, але вибір припливної чи припливно-витяжної установки можливий лише з наявного типоряду.

Запитання та завдання для самоконтролю

1. Яким параметром характеризується ступінь очищення повітря в системах механічної вентиляції і кондиціонування?
2. Надайте характеристики класів фільтрів для очищення повітря від пилу.
3. Назвіть основні показники для вибору повітряних фільтрів в системі механічної вентиляції.
4. Охарактеризуйте калорифер для нагрівання повітря як теплообмінний апарат.
5. Чому при виборі калориферів потрібно забезпечити запас дійсної поверхні нагріву по відношенню до теоретично необхідної і яка величина у відсотках цього запасу?
6. Які переваги і недоліки паралельного і послідовного встановлення калориферів?
7. Від яких факторів залежать втрати тиску на тертя і в місцевих опорах повітропроводів?
8. Дайте характеристику осьових і радіальних вентиляторів.
9. Де потрібно розташовувати повітрозабірні пристрої в системі механічної вентиляції?
10. Охарактеризуйте основні типи теплоутилізаторів витяжного повітря, що використовуються для попереднього нагрівання припливного повітря.
11. Надайте порівняльні характеристики моноблочних і набірних припливних камер.

Частина четверта

СИСТЕМИ І УСТАНОВКИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

РОЗДІЛ ОДИНАДЦЯТИЙ

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ

11.1. Основні поняття про кондиціювання повітря

Стан вологого повітря у приміщеннях змінюється в залежності від надходження до них теплоти та вологи і параметрів зовнішнього повітря.

Для ряду приміщень необхідно забезпечувати постійність температури та відносної вологості незалежно від параметрів зовнішнього повітря та надходжень теплоти і вологи до цих приміщень, тобто $t_{\text{вн}}, \varphi_{\text{вн}} = \text{Const} \neq f(t_{\text{н}}; \varphi_{\text{н}}; \sum Q_{\text{пр}}; \sum W_{\text{пр}})$. Це може бути забезпечено за допомогою систем кондиціювання повітря.

Під кондиціюванням повітря будемо вважати процеси тепло- вологісного оброблення повітря (охолодження, осушки, нагрівання та зволоження), очистка його від пилу, іонізація, дегазація, автоматичне підтримання необхідних параметрів повітря у приміщенні.

За допомогою *h-d* діаграми визначимо, які процеси тепло- вологісного оброблення повітря здійснюють в теплий та холодний періоди року.

Теплий період

В *h-d* діаграмі (див. рис. 11.1) нанесемо точки, які характеризують стан зовнішнього (Н), припливного (П) та внутрішнього (В) повітря.

Щоби дістатися з точки Н до точки П, не вказуючи зараз шляхи цього потрапляння, зовнішнє повітря необхідно охолодити та осушити.

Таким чином, основними процесами тепло-вологісного оброблення повітря для теплого періоду року в класичному варіанті є його охолодження та осушка.

Холодний період

В *h-d* діаграмі (див. рис. 11.2) також нанесемо точки, які характеризують

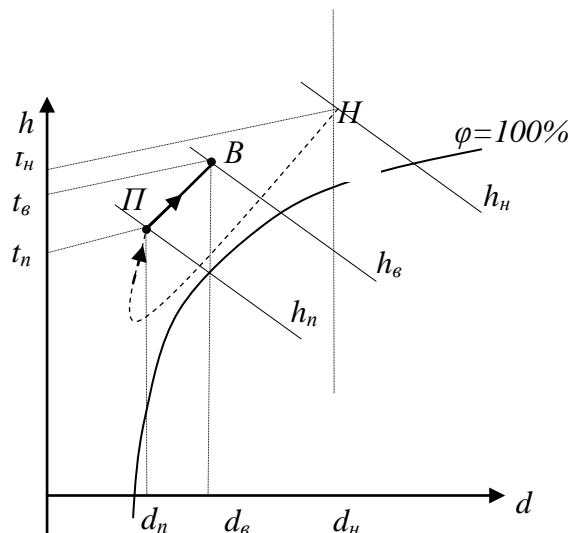


Рис. 11.1. Стани повітря у теплий період року

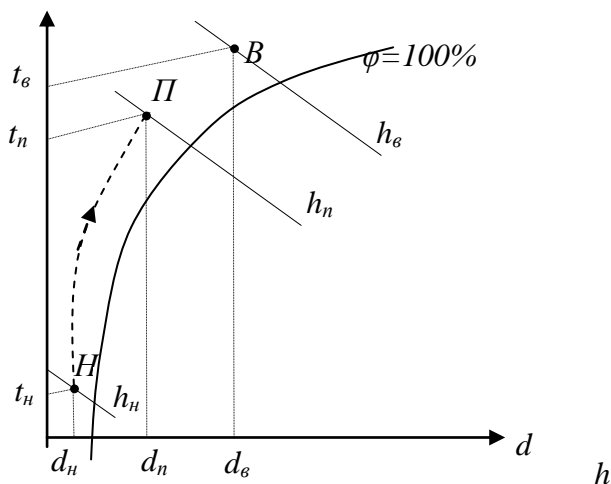


Рис. 11.2. Стани повітря у холодний період року

стан зовнішнього (Н), припливного (Π) та внутрішнього (В) повітря.

Щоби дістатися з точки Н до точки Π повітря необхідно підігріти та зволожити.

Таким чином, основними процесами тепло- вологісного оброблення повітря у холодний період року в класичному варіанті є його *нагрівання та зволоження*.

11.2. Процеси теплового та вологісного оброблення повітря

В процесах теплового та вологісного оброблення повітря до нього можуть бути підведені або відведені від нього відповідні потоки теплоти та вологи, при цьому розрізняють так звану «явну» теплоту $Q_{\text{я}}$ та «приховану» $Q_{\text{прих}}$.

На прикладі випаровування води з відкритих поверхонь резервуарів (див. рис. 11.3) наведемо формули для визначення величин $Q_{\text{я}}$ та $Q_{\text{прих}}$.

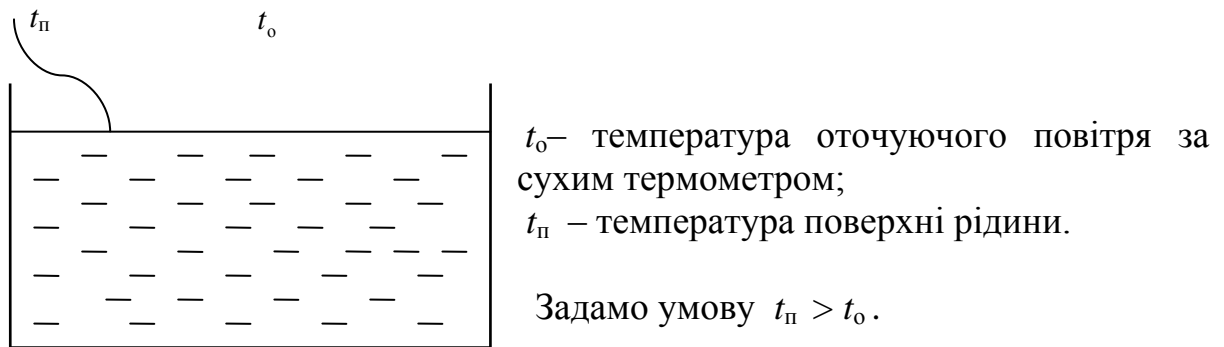


Рис. 11.3. Резервуар з водою

«Явна» теплота – це теплота, яка надходить до повітря за рахунок різниці температур $(t_n - t_o)$. Величина потоку цієї теплоти визначається за формулою

$$Q_{\text{я}} = \bar{\alpha} F_{\text{п}} (t_n - t_o), \quad (11.1)$$

де $\bar{\alpha}$ – сумарний коефіцієнт тепловіддачі конвекцією та випромінюванням, Вт/(м²·К); $F_{\text{п}}$ – площа поверхні рідини, м².

Прихована теплота – це теплота, яка надходить до приміщення з вологою, що випаровується, наприклад, в резервуарі

$$Q_{\text{прих}} = W r, \quad (11.2)$$

де W – масова витрата вологи, або пари, що надходить до приміщення з резервуару, кг/с; r – теплота фазового переходу, Дж/кг.

Величина W обчислюється за рівнянням Дальтона

$$W = \beta F_{\text{п}} (\rho_{\text{п}} - \rho_o) \frac{P_{\text{п}}}{P_{\text{б}}}, \quad (11.3)$$

де β – коефіцієнт масообміну, м/с; $\rho_{\text{п}}$ – концентрація (густина) насиченої водяної пари в повітрі у поверхні рідини, кг/м³; (визначається при температурі $t_{\text{п}}$); ρ_0 – концентрація (густина) водяної пари у повітрі далеко від поверхні тепло- і масообміну, кг/м³ (визначається за температурою за сухим термометром t_0 та парціальному тиску водяної пари $P_{\text{п}}$); $P_{\text{н}}$ і P_0 – нормальний та дійсний барометричний тиск повітря, Па.

Наведемо методику визначення величин $\bar{\alpha}$ і β .

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі

$$\bar{\alpha} = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{в}}, \quad (11.4)$$

де $\alpha_{\text{к}}$ – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією, Вт/(м²·К); $\alpha_{\text{л}}$ – коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням, Вт/(м²·К).

Для розрахунку $\alpha_{\text{л}}$ можна використати наступну формулу

$$\alpha_{\text{л}} = \frac{\varepsilon_{\text{п}} C_0}{(t_{\text{п}} - t_0)} \left[\left(\frac{t_{\text{п}} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_0 + 273}{100} \right)^4 \right], \quad (11.5)$$

де $\varepsilon_{\text{п}}$ – приведена ступінь чорноти (для системи повітря-пара можна брати цю величину 0,9); C_0 – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, беремо 5,67 Вт/(м²·К⁴); $t_{\text{п}}$ і t_0 – температури поверхні рідини і оточуючого повітря за сухим термометром відповідно, °С.

У разі спільного протікання процесів тепло- і масообміну визначення конвективного коефіцієнта тепловіддачі ($\alpha_{\text{к}}$) та коефіцієнта масообміну (β) здійснюється за відповідними критеріальними рівняннями з використанням наступних безрозмірних критеріїв та чисел подібностей:

$Nu = (\alpha_{\text{к}} l_0) / \lambda$ – термічне число Нуссельта;

$Re = (\omega l_0) / \nu$ – число Рейнольдса;

$Pr = \nu / a$ – критерій Прандтля;

$Ar = [(g l_0^3) / \nu^2] [(\rho_1 - \rho_2) / \rho_1]$ – критерій Архімеда;

$Nu_{\text{м}} = (\beta l_0) / D$ – дифузійне число Нуссельта;

$Sr = [P_0 / (P_{\text{п.п}} - P_{\text{п.о}})] \ln [(P_0 - P_{\text{п.о}}) / (P_0 - P_{\text{п.п}})]$ – параметр Стефана (враховує вплив поперечного потоку повітря);

$Pr_{\text{м}} = \nu / D$ – дифузійний критерій Прандтля;

$Gu = (T_o - T_m) / T_o$ – параметричний критерій Гухмана (враховує термодинамічні властивості вологого повітря та інтенсивність випаровування води);

$\Theta = T_o / T_n$ – температурний фактор;

$Lo = Ar / Re^2$ – число Ломоносова (враховує співвідношення гравітаційних сил та вимушеної конвекції),

де l_o – визначальний розмір, м; λ – теплопровідність повітря, Вт/(м·К); ω – швидкість руху повітря, м/с; ν – кінематична в'язкість повітря, м²/с; a – температуропровідність повітря, м²/с; g – прискорення вільного падіння, м/с²; ρ_1 і ρ_2 – густина вологого повітря в оточуючому середовищі і у поверхні рідини відповідно, кг/м³; β – коефіцієнт масообміну, м/с; D – коефіцієнт дифузії, м²/с; P_o – барометричний тиск, Па; $P_{п.п}$ і $P_{п.о}$ – парціальні тиски водяної пари у повітрі над поверхнею води та в оточуючому повітрі відповідно, Па; T_o і T_m та T_n – абсолютні температури оточуючого повітря за сухим і мокрим термометром та поверхні рідини відповідно, К.

Коефіцієнт дифузії визначається із співвідношення

$$D = D_o (T_n / 273)^{1,89} (P_n / P_o), \quad (11.6)$$

де D_o – коефіцієнт дифузії при нормальних умовах, м²/с (для системи повітря-водяна пара $D_o = 2,1 \cdot 10^{-5}$ м²/с); P_n – нормальний барометричний тиск, Па.

Емпіричні залежності для обчислення термічного (Nu) та дифузійного (Nu_m) чисел Нуссельта [22]:

- у разі тепломасообміну з плоскої поверхні

а). при вільній конвекції

$$Nu = 5(Ar Pr)^{0,104} \quad (\text{при } Ar Pr = 3 \cdot 10^6 - 2 \cdot 10^8) \quad (11.7)$$

$$Nu_m = 0,66(Ar Pr_m)^{0,26} \quad (\text{при } Ar Pr_m = 3 \cdot 10^6 - 2 \cdot 10^8) \quad (11.8)$$

б). при вимушеній конвекції

$$Nu = A Re^n Pr^{0,33} Gu^{0,175} \Theta^2 \quad (11.9)$$

$$\text{Nu}_m = A \text{Re}^m \text{Pr}_m^{0,33} \text{Gu}^{0,135} \Theta^2 \quad (11.10)$$

Коефіцієнти A , B , n , наведені в табл. 11.1.

Таблиця 11.1. Значення постійних коефіцієнтів до формул (11.9), (11.10)

Re	A	n	B	m
$3,15 \cdot 10^3 - 2,2 \cdot 10^4$	0,51	0,61	0,49	0,61
$2,2 \cdot 10^4 - 3,15 \cdot 10^5$	0,027	0,90	0,0248	0,90

За визначальний розмір в формулах (11.7) – (11.10) беруть сторону квадрата, рівновеликого за площею поверхні тепло- і масообміну (F), тобто $l_0 = \sqrt{F}$ при вільній конвекції, або розмір у напрямку руху повітря при вимушеній конвекції.

- у разі тепло- і масообміну з поверхні крапель при вимушеному русі повітря (при $Re = 1 - 220$)

$$\text{Nu} = 2 + 1,07 \text{Re}^{0,48} \text{Pr}^{0,33} \text{Gu}^{0,175} \quad (11.11)$$

$$\text{Nu}_m = 2 + \text{Re}^{1,52} \text{Pr}_m^{0,33} \text{Gu}^{0,135} \quad (11.12)$$

В формулах (11.11), (11.12) за визначальний розмір беруть діаметр краплі.

Для процесів випаровування при вимушеному русі повітря, які відбуваються при неізотермічних умовах, з урахуванням вільної конвекції, використовуються наступні залежності

$$\text{Nu} = 0,113[1 + 0,5\text{Lo}^{-0,5}](\text{Ar Pr})^{0,33} \quad (11.13)$$

$$\text{Nu}_m = 0,1386[1 + 0,5\text{Lo}^{-0,5}](\text{Ar Pr}_m)^{0,33} \quad (11.14)$$

(при $Re < 2 \cdot 10^4$; $\text{Ar Pr} > 6 \cdot 10^7$)

$$\text{Nu} = 0,0337[1 + 0,18(1 + \text{Lo}^{0,5}) \text{Lo}^{0,25}] \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,33} \quad (11.15)$$

$$\text{Nu}_m = 0,0398[1 + 0,18(1 + \text{Lo}^{0,5}) \text{Lo}^{0,25}] \text{Re}^{0,8} \text{Pr}_m^{0,33} \quad (11.16)$$

(при $Re > 2 \cdot 10^4$; $\text{Lo} \leq \text{Pr}^{0,33}$).

Якщо рівень води, що випаровується, нижче кромки ємності, то в формули (11.13) – (11.16) вводиться поправковий множник, з урахуванням якого

$$\text{Nu}_{\bar{H}} = \text{Nu} \bar{H}^{0,25} \quad (11.17)$$

$$\text{Nu}_{m\bar{H}} = \text{Nu}_m \bar{H}^{0,25} \quad (11.18)$$

де $\bar{H} = (1 + \Delta h/l)$ – геометричний фактор, який враховує вплив розташування рівня води відносно кромки ємності на інтенсивність випаровування; Δh – відстань від кромки ємності до поверхні рідини, м; l – довжина ємності за напрямком руху повітря, м.

Для врахування впливу поперечного потоку на величину коефіцієнта масообміну, обчислені коефіцієнти масообміну необхідно помножити на параметр Стефана (Sp).

За визначальну температуру (t_w) при обчисленні фізичних властивостей повітря беруть середню температуру між поверхнею рідини (t_n) та оточуючого повітря (t_o), тобто

$$t_w = 0,5(t_n + t_o). \quad (11.19)$$

Температура поверхні рідини для процесів її випаровування з відкритої поверхні невідома, окрім адіабатного процесу (при його протіканні відсутній градієнт температури в прикордонному шарі, тому температура поверхні дорівнює температурі рідини, Тому в результаті теоретичного вирішення диференційного рівняння теплового балансу на межі розділу фаз вода-повітря, а також експериментальних досліджень, для практичного користування рекомендується наступне рівняння стосовно температури поверхні рідини

$$t_n = t_{\text{рід}} - \frac{A \text{Nu}_{m\bar{H}} \left(\sqrt{1 + \frac{544 l_o B}{A^2 \text{Nu}_{m\bar{H}}}} - 1 \right)}{272 l_n}, \quad (11.20)$$

де $t_{\text{рід}}$ - температура рідини, °С; А,Б – параметричні коефіцієнти

$$A = 0,86 b\lambda + 859,2 r m D; \quad (11.21)$$

$$B = 0,86 b\lambda (t_{\text{рід}} - t_o) + 859,2 r m D (t_{\text{рід}} - t_p); \quad (11.22)$$

b – постійний коефіцієнт (при $Re < 2 \cdot 10^4$; $Ar Pr > 2 \cdot 10^6$ величина $b = 0,858$; при $Re > 2 \cdot 10^4$; $Lo \leq Pr^{0,33}$ величина $b = 0,89$); t_p – температура точки роси оточуючого повітря, °C; r – теплота фазового переходу, кДж/кг; m – коефіцієнт пропорційності, кг/(м³·К).

Коефіцієнт пропорційності визначається із співвідношення

$$m = (\rho_{\text{п}} - \rho_o) / (t_{\text{п}} - t_p). \quad (11.23)$$

Оскільки температура $t_{\text{п}}$ невідома, то попередньо її величину задають, або з деяким припущенням параметр m визначають за формулою

$$m = (\rho_{\text{рід}} - \rho_o) / (t_{\text{рід}} - t_p), \quad (11.24)$$

де $\rho_{\text{рід}}$ – концентрація (густина) насиченої водяної пари в повітрі при температурі рідини ($t_{\text{рід}}$), кг/м³.

Задача. Визначити надходження теплоти та вологи в оточуюче повітря приміщення з відкритої поверхні ємності з водою. Розміри ємності: довжина $l = 2$ м; ширина $b = 1$ м (поверхня $F_{\text{п}} = l \times b = 2$ м²). температура рідини в ємності $t_{\text{рід}} = 30$ °C. Рівень води знаходиться на відстані $\Delta h = 80$ мм від кромки ємності. Швидкість руху повітря у поверхні ємності дорівнює $\omega = 1,2$ м/с. Повітря рухається упродовж більшої сторони ємності. У приміщенні підтримуються параметри повітря $t_o = 19$ °C, $\phi = 55$ %. Барометричний тиск оточуючого повітря $P_o = 750$ мм рт. ст. (100000 Па).

Розв'язок

1. За $h-d$ –діаграмою визначаємо решту термодинамічних властивостей оточуючого повітря:

- ентальпія $h_o = 38,4$ кДж/кг с.п;
- вологовміст $d_o = 7,6$ г/кг с.п;
- температура за мокрим термометром $t_{\text{м.о}} = 14,4$ °C;
- температура точки роси $t_{\text{р.о}} = 9,8$ °C;

- парціальний тиск водяної пари $P_{п.о} = 9,05$ мм рт. ст. = 1209 Па.

2. Орієнтовно беремо температуру поверхні рідини на 2 °С менше температури в глибині рідини, тобто

$$t_{п} = t_{під} - 2 = 30 - 2 = 28 \text{ °С.}$$

За обчисленою температурою визначаємо парціальний тиск насиченої водяної пари в повітрі у поверхні рідини, величина якого становить $P_{п.п} = 30$ мм рт. ст. = 4005 Па.

3. За формулою (11.19) обчислюємо визначальну температуру

$$t_w = 0,5(28 + 19) = 23,5 \text{ °С.}$$

За цією температурою визначаємо фізичні властивості повітря:

- кінематична в'язкість $\nu_{w.o} = 15,39 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

- теплопровідність $\lambda_w = 2,62 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$;

- критерій Прандтля $Pr_w = 0,702$.

Для кінематичної в'язкості врахуємо поправку на барометричний тиск $\nu_w = \nu_{w.o} (P_{п} / P_0) = 15,39 \cdot 10^{-6} (760/750) = 15,595 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

4. За формулою (11.6) визначаємо коефіцієнт дифузії

$$D_w = 2,1 \cdot 10^{-5} [(23,5 + 273)/273]^{1,89} (750/760) = 2,49 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с},$$

після чого обчислюється дифузійний критерій Прандтля

$$Pr_m = \nu_w / D_w = 15,595 \cdot 10^{-6} / 2,49 \cdot 10^{-5} = 0,626.$$

5. Визначаємо густину вологого повітря в оточуючому середовищі (ρ_1) і у поверхні рідини (ρ_2) за залежністю

$$\rho_i = \rho_{pi} (1 + d_i \cdot 10^{-3}) / d_i \cdot 10^{-3}, \quad (11.25)$$

де ρ_{pi} – густина водяної пари в повітрі, $\text{кг}/\text{м}^3$.

$$\rho_{pi} = P_{pi} / (R_{п} T_{pi}), \quad (11.26)$$

де $R_{п}$ – газова стала для водяної пари, яка дорівнює $461 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$.

а). для оточуючого повітря

$$\rho_{п.о} = 1209 / [461(273 + 19)] = 8,98 \cdot 10^{-3} \text{ кг}/\text{м}^3;$$

$$\rho_1 = 8,98 \cdot 10^{-3} (1 + 7,6 \cdot 10^{-3}) / 7,6 \cdot 10^{-3} = 1,19 \text{ кг}/\text{м}^3;$$

б). для повітря у поверхні рідини (при повному насиченні)

$$\begin{aligned}
 d_2 = d_s &= 622 \varphi_{п.п} P_{п.п} / (P_6 - \varphi_{п.п} P_{п.п}) = \\
 &= 622 \cdot 1 \cdot 4005 / (101325 - 1 \cdot 4005) = 25,95 \text{ г/кг с.п;} \\
 \rho_{п.п} &= 4005 / [461(273 + 28)] = 2,89 \cdot 10^{-2} \text{ кг/м}^3; \\
 \rho_2 &= 2,89 \cdot 10^{-3} (1 + 25,95 \cdot 10^{-3}) / 25,95 \cdot 10^{-3} = 1,14 \text{ кг/м}^3.
 \end{aligned}$$

6. Визначаємо безрозмірні критерії та числа подібностей при визначальному розмірі $l_0 = 2$ м (рух повітря упродовж більшої сторони ємності):

$$- \text{число Рейнольдса } Re = (1,2 \cdot 2) / 15,595 \cdot 10^{-6} = 1,539 \cdot 10^5;$$

- Критерій Архімеда

$$Ar = [(9,81 \cdot 2^3) / (15,595 \cdot 10^{-6})^2] [(1,19 - 1,14) / 1,19] = 1,36 \cdot 10^{10};$$

$$- \text{Критерій Ломоносова } Lo = 1,36 \cdot 10^{10} / (1,539 \cdot 10^5)^2 = 0,574;$$

$$- Pr^{0,33} = 0,702^{0,33} = 0,889.$$

Оскільки $Re (1,539 \cdot 10^5) > 2 \cdot 10^4$, а $Lo (0,574) < Pr^{0,33} (0,889)$, то процес тепло- і масообміну відбувається при переважному впливі вимушеної конвекції, тому для обчислення термічного та дифузійного чисел Нуссельта використовуються формули (11.15) та (11.16) відповідно.

7. Термічне число Нуссельта

$$Nu = 0,0337 [1 + 0,18 (1 + 0,574^{0,5}) 0,574^{0,25}] (1,539 \cdot 10^5)^{0,8} 0,702^{0,33} = 524,4.$$

8. Геометричний фактор, який враховує вплив глибини розташування рівня води на інтенсивність її випаровування

$$\bar{H} = (1 + \Delta h/l) = (1 + 0,08/2) = 1,04.$$

З урахуванням геометричного фактора термічне число Нуссельта визначається за формулою (11.19)

$$Nu_{\bar{H}} = 524,4 \cdot 1,04^{0,25} = 529,2.$$

9. Визначається конвективний коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_k = (Nu_{\bar{H}} \lambda) / l_0 = (529,2 \cdot 0,0262) / 2 = 6,93 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

10. Дифузійне число Нуссельта

$$Nu_m = 0,0398 [1 + 0,18 (1 + 0,574^{0,5}) 0,574^{0,25}] (1,539 \cdot 10^5)^{0,8} 0,702^{0,33} = 595,6.$$

З урахуванням геометричного фактора див. формулу (11.18)

$$Nu_{m\bar{H}} = 595,6 \cdot 1,04^{0,25} = 601,5.$$

11. Перевірка прийнятого значення температури поверхні рідини здійснюється за формулою (11.20):

- за формулою Фільнея обчислюється теплота фазового переходу при $t_n = 28^\circ\text{C}$

$$r = 2500 - 2,38 t_n = 2500 - 2,38 \cdot 28 = 2433,4 \text{ кДж/кг};$$

- за формулою (11.23) визначається коефіцієнт пропорційності

$$m = (2,89 \cdot 10^{-2} - 8,98 \cdot 10^{-3}) / (28 - 9,8) = 0,00109 \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{К});$$

- за формулами (11.21), (11.22) визначаються параметричні коефіцієнти А і Б відповідно, при цьому, оскільки $Re > 2 \cdot 10^4$, а $Lo < Pr^{0,33}$, постійний коефіцієнт $b = 0,89$:

$$A = 0,86 \cdot 0,89 \cdot 0,0262 + 859,5 \cdot 2433,4 \cdot 0,00109 \cdot 2,49 \cdot 10^{-5} = 7,68 \cdot 10^{-2};$$

$$B = 0,86 \cdot 0,89 \cdot 0,0262(30 - 19) + 859,2 \cdot 2433,4 \cdot 0,00109 \cdot 2,49 \cdot 10^{-5} (30 - 9,8) = 1,367;$$

$$t_n = 30 - \frac{7,68 \cdot 10^{-2} \cdot 601,5 \left(\sqrt{1 + \frac{544 \cdot 2 \cdot 1,367}{(7,68 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 601,5}} - 1 \right)}{272 \cdot 2} = 28,34^\circ\text{C}.$$

Отримана температура поверхні рідини незначно відрізняється від прийнятої раніше ($t_n = 28^\circ\text{C}$).

12. Обчислюється значення параметра Стефана

$$Sp = [750 / (30 - 9,05)] \ln [(750 - 9,05) / (750 - 30)] = 1,027.$$

13. Обчислюється коефіцієнт масообміну

$$\beta = [(Nu_{m\bar{H}} D_w / l_0)] Sp = [(601,5 \cdot 2,49 \cdot 10^{-5}) / 2] 1,027 = 7,691 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}.$$

14. За формулою (11.3) визначається витрата води, що випаровується з поверхні ємності і надходить до повітря у вигляді пари

$$W = 7,691 \cdot 10^{-3} \cdot 2 (2,89 \cdot 10^{-2} - 8,98 \cdot 10^{-3}) \frac{760}{750} = 3,1 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}.$$

15. За формулою (11.2) визначається потік прихованої теплоти, що надходить до повітря з водяними парами

$$Q_{\text{прих}} = 3,1 \cdot 10^{-4} \cdot 2433,4 \cdot 10^3 = 754,4 \text{ Вт}.$$

16. За формулою (11.5) визначається коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням

$$\alpha_{\text{л}} = \frac{0,9 \cdot 5,67}{(28,34 - 19)} \left[\left(\frac{28,34 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{19 + 273}{100} \right)^4 \right] = 5,33 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

17. За формулою (1.37) визначається сумарний коефіцієнт тепловіддачі

$$\bar{\alpha} = 6,93 + 5,33 = 12,26 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

18. За формулою (11.1) визначається потік явної теплоти, що надходить до повітря

$$Q_{\text{я}} = 12,26 \cdot 2 (28,34 - 19) = 229 \text{ Вт}.$$

19. Потік повної теплоти, що надходить до повітря з поверхні води

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{я}} + Q_{\text{прих}} = 229 + 754,4 = 983,4 \text{ Вт}.$$

11.3. Методи охолодження і нагрівання, осушки та зволоження повітря, що використовуються в техніці кондиціонування

• Охолодження повітря

Охолодження повітря здійснюють у повітроохолоджувачах, які бувають двох типів:

- «сухі» поверхневого типу;
- «мокрі» контактного типу.

Поверхневі повітроохолоджувачі

На рис. 11.4 зображений окремий елемент поверхневого повітроохолоджувача.

Необхідною умовою для забезпечення охолодження повітря є те, щоби температура поверхні трубки ($t_{\text{пов}}$) була менша за температуру повітря за сухим термометром на вході ($t_{\text{с1}}$), тобто $t_{\text{пов}} < t_{\text{с1}}$.

Для охолодження повітря використовується охолоджуюче середовище: холодна вода з холодильної станції, проміжний холодоносій – розсіл хлористого натрію або хлористого кальцію, холодоагент – фреон, аміак, та ін.

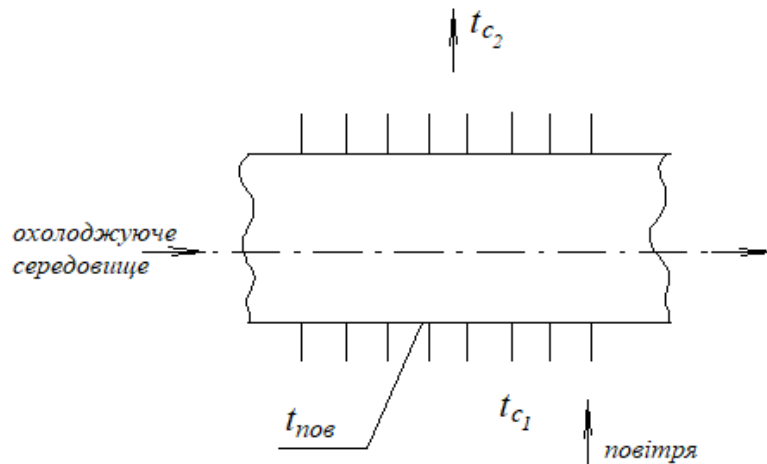


Рис. 11.4. Елемент поверхневого повітроохолоджувача

Розглянемо основні температурні режими в поверхневих охолоджувачах повітря.

Режим 1: температура поверхні повітроохолоджувача більша за температуру точки роси повітря початкового стану, тобто $t_{c1} \geq t_{пов} \geq t_{p1}$ – див. рис. 11.5, де $t_{пов} = t_{p1}$.

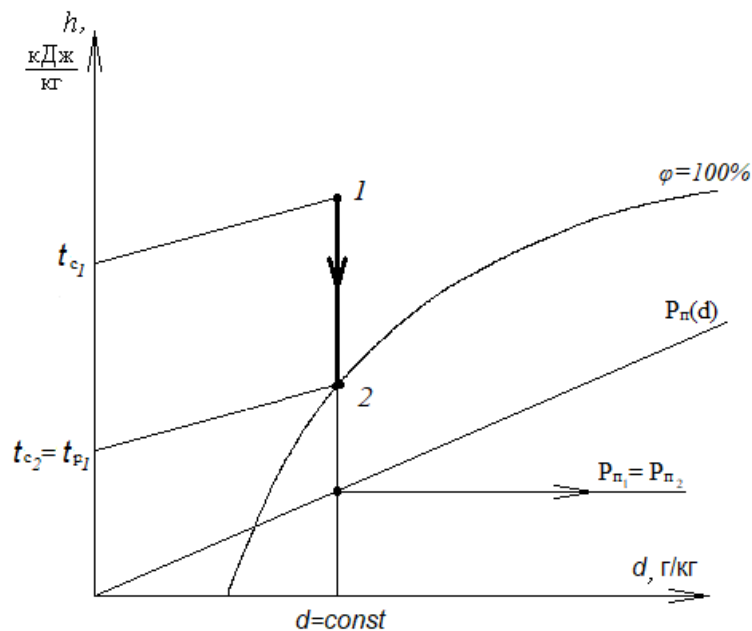


Рис. 11.5. Процес охолодження повітря при $d = \text{Const}$

При розгляді процесу зміни стану повітря беремо, що температура кінцевого стану повітря дорівнює температурі поверхні повітроохолоджувача, тобто $t_2 = t_{пов}$.

За рахунок різниці температур ($t_{c1} - t_{пов}$) від повітря буде відводитися «явна» теплота Q_y , а оскільки різниця парціальних тисків повітря кінцевого і початкового стану $\Delta P_n = (P_{n1} - P_{n2}) = 0$, то потік прихованої теплоти повітря $Q_{прих} = 0$. Повітря в цьому процесі буде тільки охолоджуватися при $d = \text{Const}$.

Режим 2: $t_{c1} \geq t_{пов} < t_{p1}$ - див. рис. 11.6 .

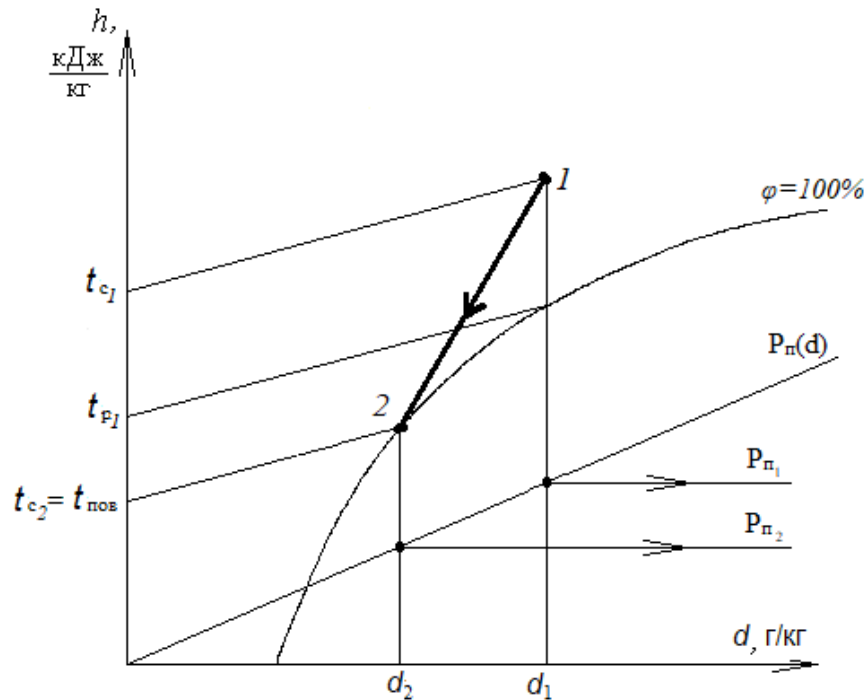


Рис. 11.6. Процес охолодження та осушки повітря

Внаслідок наявності різниці температур ($t_{c1} - t_{пов}$) повітря буде охолоджуватися за рахунок відведення «явної» теплоти Q_y . Окрім цього, оскільки парціальний тиск водяної пари в точці 1 (P_{n1}) буде більший за парціальний тиск водяної пари в точці 2 (P_{n2}), тобто є різниця парціальних тисків $\Delta P_n = (P_{n1} - P_{n2}) > 0$, то від повітря відводиться і прихована теплота $Q_{прих}$. Таким чином процес 1-2 є процесом спільного охолодження і осушки повітря.

Повітроохолоджувачі контактного типу

На рис. 11.7 зображений повітроохолоджувач контактного типу, де відбувається безпосередній контакт повітря з водою, що розпилюється за допомогою форсунок.

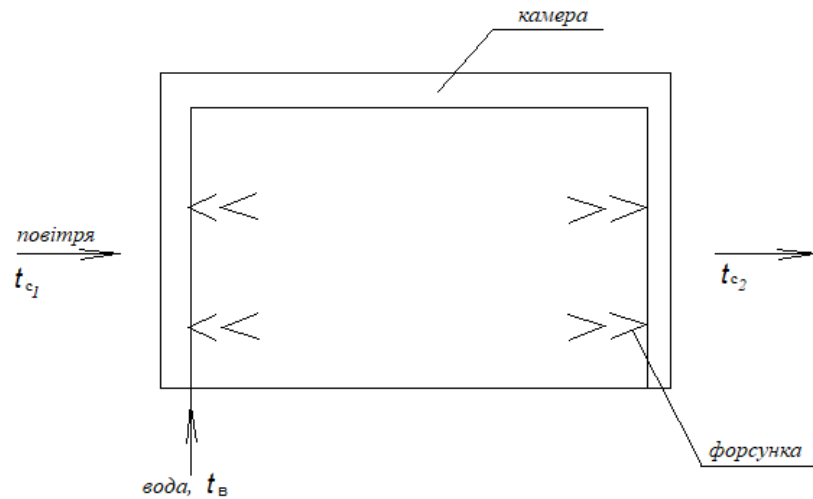


Рис. 11.7. Схема контактної повітроохолоджувача

Необхідною умовою для забезпечення охолодження повітря є те, щоби температура води (t_B) була менша за температуру повітря за сухим термометром на вході (t_{c1}), тобто $t_B < t_{c1}$.

Розглянемо основні температурні режими в контактних повітроохолоджувачах.

Режим 1: $t_{c1} > t_B = t_{M1}$ – див. рис. 11.8.

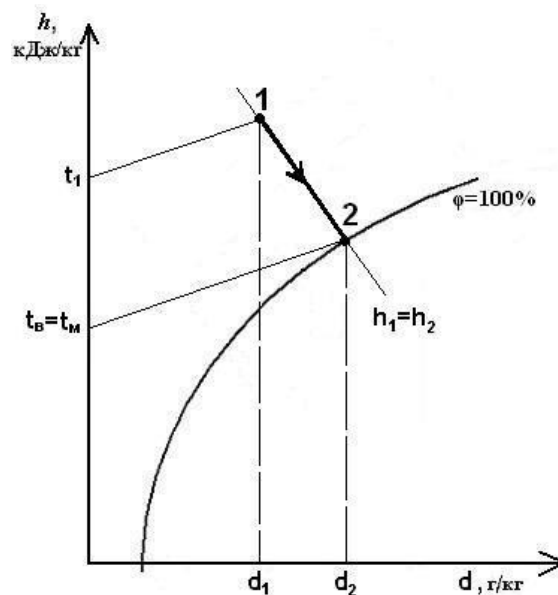


Рис. 11.8. Процес адиабатного зволоження повітря

На рис. 11.8 позначимо точку 1, що характеризує початковий стан повітря. Визначимо в цій точці температуру повітря за мокрим термометром t_{M1} .

Оскільки $t_{c1} > t_B$, то потік «явної» теплоти $Q_{\text{я}}$ направлений від повітря до води. «Явна» теплота витрачається на випаровування води; утворена пара (W) переноситься до повітря, при цьому до нього надходить «прихована» теплота $Q_{\text{прих}}$. Це підтверджується тим, що $P_{п2} > P_{п1}$, а утворені пари збільшують вологовміст повітря до d_2 .

Внаслідок процесу теплообміну між повітрям і водою та надходженню до води «явної» теплоти температура повітря зменшується, що також стосується і ентальпії повітря, але при надходженні до повітря водяних парів і збільшенні вологовмісту ентальпія приймає початковий стан. Температура води зберігає практично постійне значення, тобто теплота до води не надходить ($Q_B = 0$) – див рис. 11.9.

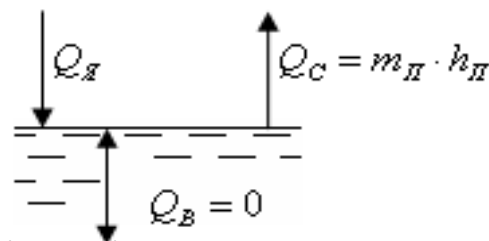


Рис.11.9. Сутність адиабатного зволоження повітря

Після встановлення термодинамічної рівноваги можна записати рівняння

$$M_{\text{пов}} c_p (t_{c1} - t_{c2}) = M_{\text{пов}} \frac{(d_2 - d_1)}{1000} r + W c_B t_B, \quad (11.27)$$

де $M_{\text{пов}}$ – масова витрата повітря, кг/с; c_p – теплоємність вологого повітря, Дж/(кг·К); c_B – теплоємність води, Дж/(кг·К).

В рівнянні (11.27) фігурує складова ($W c_B t_B$), яка свідчить про деяке підвищення кінцевої ентальпії повітря, але цією складовою нехтують і вважають процес адиабатним, тобто рівняння теплового балансу для цього процесу має вигляд

$$M_{\text{пов}} c_p (t_{c1} - t_{c2}) = M_{\text{пов}} \frac{(d_2 - d_1)}{1000} r, \quad (11.28)$$

або $Q_{\text{я}} = Q_{\text{прих}}$. Процес зміни стану повітря буде відбуватися за постійною ентальпією $h = \text{Const}$, тобто цей процес має назву адиабатного зволоження

повітря, при цьому повітря буде ще й охолоджуватися до температури за мокрим термометром, тобто $t_{c2} = t_{m1}$.

Режим 2 : $t_{m1} > t_b > t_{p1}$ – див. рис. 11.10.

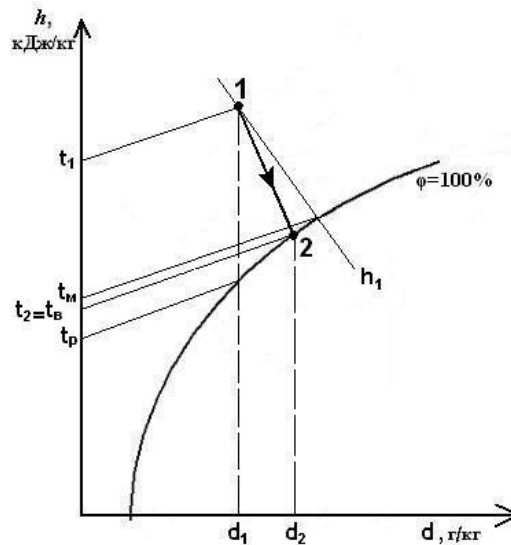


Рис. 11.10. Процес охолодження та зволоження повітря

На рис. 11.10 позначимо точку 1, що характеризує початковий стан повітря. В цій точці визначимо температуру точки роси (t_{p1}) та температуру повітря за мокрим термометром (t_{m1}). Точка 2 буде характеризувати кінцевий стан повітря і для ідеального процесу буде знаходитися на лінії $\varphi = 100\%$ між температурами t_{p1} та t_{m1} .

Унаслідок наявності різниці температур ($t_b < t_{c1}$) повітря буде охолоджуватися за рахунок відведення від нього «явної» теплоти Q_y . Наявність різниці парціальних тисків $\Delta P_{п} = (P_{п2} - P_{п1})$ призводить до того, що до повітря повертається прихована теплота $Q_{прих}$ з парами води, яка розпилюється в контактній камері.

Оскільки $t_b < t_{m1}$, то $Q_y > Q_{прих}$, тобто надлишок «явної» теплоти надійде до води, температура якої підвищиться. В даному процесі відбувається охолодження повітря при незначному зволоженні.

Режим 3: $t_{c1} > t_b > t_{m1}$ – див. рис. 11.11.

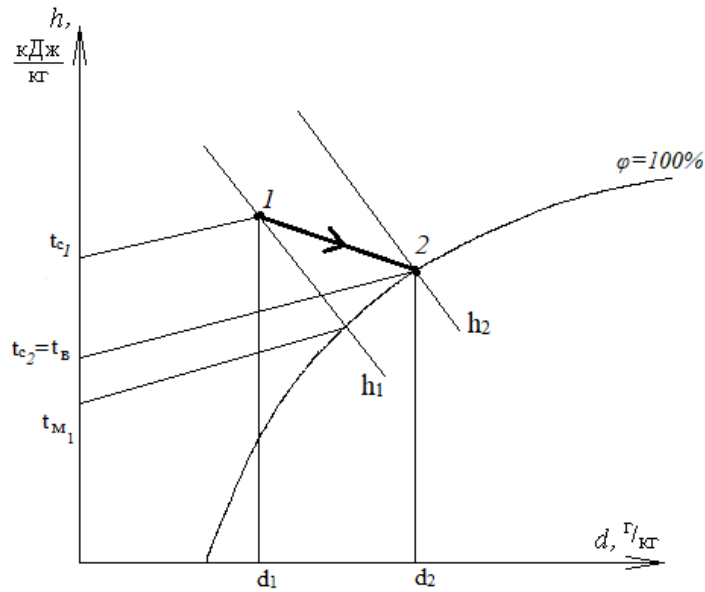


Рис. 11.11. Процес охолодження та зволоження повітря

На рис. 11.11 позначимо точку 1, що характеризує початковий стан повітря. В цій точці визначимо температуру повітря за мокрим термометром (t_{m1}). Точка 2 буде характеризувати кінцевий стан повітря і буде знаходитися на лінії $\varphi = 100\%$ вище температури t_{m1} .

Унаслідок наявності різниці температур ($t_B < t_{c1}$) повітря буде охолоджуватися за рахунок відведення від нього «явної» теплоти Q_y .

Наявність різниці парціальних тисків $\Delta P_n = (P_{n2} - P_{n1})$ призводить до того, що до повітря повертається прихована теплота $Q_{прих}$ з парами води, яка розпилюється в контактній камері.

Оскільки $t_B > t_{m1}$, то $Q_{прих} > Q_y$, тобто надлишок «прихованої» теплоти надійде до повітря, ентальпія якого підвищиться. В даному процесі відбувається незначне охолодження повітря при значному зволоженні.

Режим 4: $t_B = t_{p1}$.

Зміна стану повітря буде аналогічна процесу, що відбувається у поверхневих повітроохолоджувачах при $t_{пов} = t_{p1}$ (див. рис. 11.5), тобто повітря буде охолоджуватися при постійному вологовмісті.

Режим 5: $t_B < t_{p1}$.

Зміна стану повітря буде аналогічна процесу, що відбувається у поверхневих повітроохолоджувачах при $t_{пов} < t_{p1}$ (див. рис. 11.6), тобто

повітря буде охолоджуватися і осушуватися.

● **Нагрівання повітря**

Нагрівання повітря здійснюється у повітрянагрівачах, які можуть бути поверхневого та контактного типу.

У *поверхневих повітрянагрівачах* $t_{\text{пов}} > t_{\text{с1}}$, нагрів повітря здійснюється в процесі $d = \text{Const}$ – див. рис. 11.12 (такі процеси мають місце в калориферах системи механічної вентиляції та повітрянагрівачах кондиціонерів).

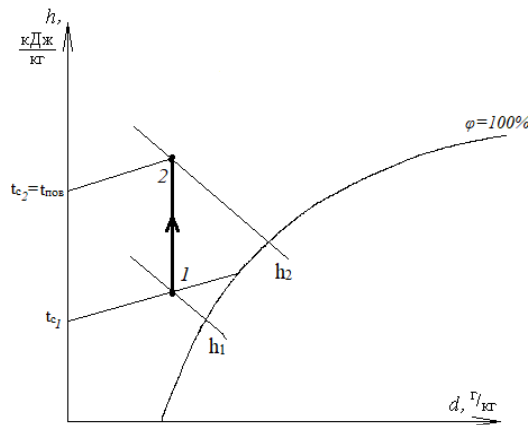


Рис. 11.12. Нагрівання повітря в поверхневих повітрянагрівачах

В *контактних повітрянагрівачах* нагрівання повітря здійснюється гарячою водою, при цьому можливі два температурних режими:

Режим 1: $t_{\text{с1}} = t_{\text{в}} > t_{\text{м1}}$ – див. рис. 11.13.

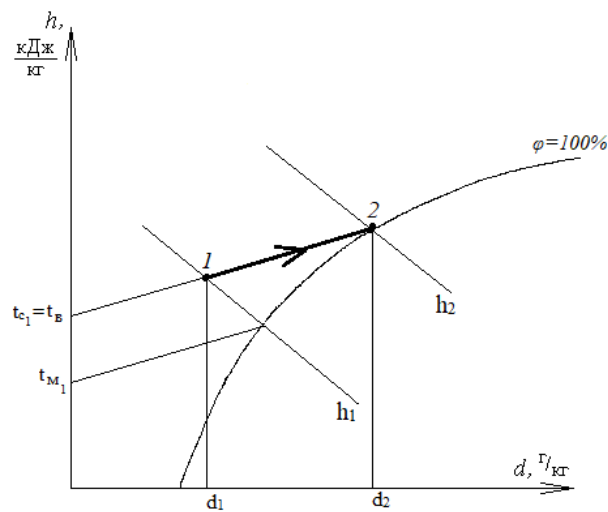


Рис. 11.13. Ізотермічний процес нагрівання повітря в контактних повітрянагрівачах

Оскільки $t_{c1} = t_b$, то потік «явної теплоти» $Q_y = 0$. Парціальний тиск водяних парів в повітрі біля води, що розпилюється ($P_{п.в}$), більший ніж ($P_{п1}$) і внаслідок того, що $(P_{п.в} - P_{п1}) > 0$, утворена при випаровуванні води водяна пара (W) та відповідно і «прихована» теплота $Q_{прих}$ надійдуть до повітря, в результаті повітря зволожується та збільшується його ентальпія.

Режим 2: $t_{c1} < t_b > t_{M1}$ – див. рис. 11.14.

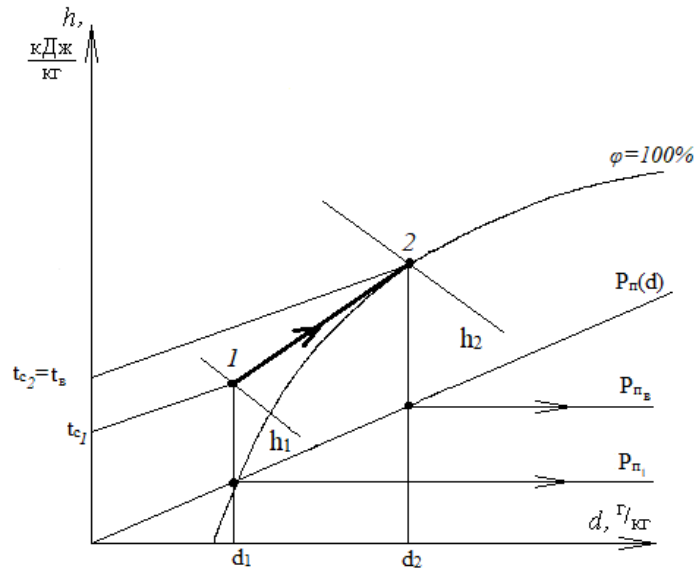


Рис. 11.14. Неізотермічний процес нагрівання та зволоження повітря

Оскільки $t_b > t_{c1}$, то потік «явної теплоти» Q_y буде спрямований від води до повітря, а внаслідок того, що $P_{п.в} > P_{п1}$, до повітря також надійде і «прихована» теплота $Q_{прих}$ з водяними парами, що утворюються при випаровуванні води, в результаті повітря нагрівається і зволожується.

Для нагрівання та зволоження повітря можна також використати суху насичену водяну пару або перегріту пару, але внаслідок специфічного запаху перегрітої пари такі процеси широко в техніці кондиціонування повітря не застосовують.

11.4. Класифікація систем кондиціонування повітря

Системи кондиціонування повітря за ступенем забезпечення метеорологічних умов поділяються на три класи:

I – забезпечення необхідних для технологічного процесу параметрів згідно з нормативними документами;

II – забезпечення оптимальних санітарно-гігієнічних норм або потрібних технологічних норм;

III – забезпечення припустимих норм, що не можуть бути забезпечені вентиляцією в теплий період року без штучного охолодження повітря.

Класифікацію систем кондиціонування повітря здійснюють за наступними признаками:

1. За призначенням:
 - 1.1. Технологічні (для забезпечення необхідних параметрів, що необхідні для здійснення технологічного процесу);
 - 1.2. Комфортні (для забезпечення нормального комфорту у приміщеннях для людини);
 - 1.3. Комфортно-технологічні.
2. За місцем розташування кондиціонера відносно приміщення, що обслуговується:
 - 2.1. Центральні;
 - 2.2. Місцеві.
3. За принципом дії:
 - 3.1. Прямоплинні;
 - 3.2. Рециркуляційні;
 - 3.3. Комбіновані.
4. За наявністю джерела холоду та теплоти:
 - 4.1. Автономні;
 - 4.2. Неавтономні (це більше відноситься до місцевих систем, оскільки в центральних системах холод виробляється централізовано).
5. За кількістю приміщень, що обслуговуються:
 - 5.1. Однозональні;
 - 5.2. Багатозональні.

6. За тиском, що розвиває вентилятор:

6.1. Низького – до 1000 Па;

6.2. Середнього – до 3000 Па;

6.3. Високого – більше як 3000 Па.

7. По типу об'єктів, що обслуговуються:

7.1. Побутові;

7.2. Напівпромислові;

7.3. Промислові.

Запитання та завдання для самоконтролю

1. Які процеси зміни стану повітря характерні для теплого та холодного періодів року при влаштуванні системи кондиціонування?

2. Дайте характеристику «явної» і «прихованої» теплоти.

3. Охарактеризуйте особливості оброблення повітря в поверхневих і контактних повітроохолоджувачах.

4. Які температури поверхні (поверхневі апарати), або води (контактні апарати) необхідно забезпечити для охолодження і осушки повітря?

5. Дайте характеристику процесу адіабатного зволоження повітря.

6. Як змінюється стан повітря, що нагрівається, в контактних повітронагрівачах?

7. Яка різниця між автономними і неавтономними системами кондиціонування повітря?

ЦЕНТРАЛЬНІ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

12.1. Загальна характеристика

За класифікацією центральні системи кондиціонування відносяться до промислових, вони влаштовуються для великих приміщень, а самі кондиціонери розташовуються за межами приміщень, що обслуговуються: на даху будівлі (зовнішнє виконання агрегату), на технічних поверхах, в підвалах. Постачання теплотою і холодом їх здійснюється від центральних джерел тепло- та холодопостачання, що розташовані за межами кондиціонера.

Центральні кондиціонери можна розділити на 4 класи [20]:

- прямоструминні;
- з перемінною витратою повітря;
- з рециркуляцією повітря;
- з рекуперацією теплоти (холоду).

До основних параметрів центральних кондиціонерів відносяться:

- витрата повітря;
- тиск, що створюється вентилятором;
- тепло (холодо) продуктивність;
- ступінь фільтрації повітря;
- ефективність утилізації теплоти (при наявності теплоутилізатора);
- споживана електрична потужність;
- рівень звукового тиску;
- питомі масо- габаритні характеристики.

Підвід і відвід повітря в кондиціонер і розподіл в приміщеннях здійснюється за повітропроводами.

Центральні кондиціонери складаються з секцій, кожна з яких виконує відповідні функції:

- змішування потоків повітря;
- фільтрацію;

- нагрівання;
- охолодження або охолодження і осушку;
- зволоження.

Для зменшення рівня шуму, що розповсюджується повітропроводами, центральні кондиціонери мають шумоглушники.

Кондиціонери споруджують на базі уніфікованих типових секцій (модулів), які можна комплектувати в різних комбінаціях у залежності від вимог технічного завдання.

Повітропродуктивність центральних кондиціонерів складає 10 ... 250 тис. м³/год.

В Україні центральні кондиціонери, наприклад, типу КТЦ-3м випускаються ПрАТ «Інтеркондиціонер» (м. Харків) з наступними схемами:

- з камерою зрошення;
- з блоком тепло- і масообміну;
- з блоком теплоутилізації.

Компоновка цих кондиціонерів визначається спеціальним проектом, який розробляють проектні організації.

На ринку України можна зустріти і інші типи центральних кондиціонерів. Наприклад, російська компанія «Інновайт» випускає центральні кондиціонери типу КПКЦ продуктивністю за повітрям до 135 тис. м³/год. Також можна зустріти кондиціонери Klimair 2 (Словенія), польські, італійські, американські, і т. ін.

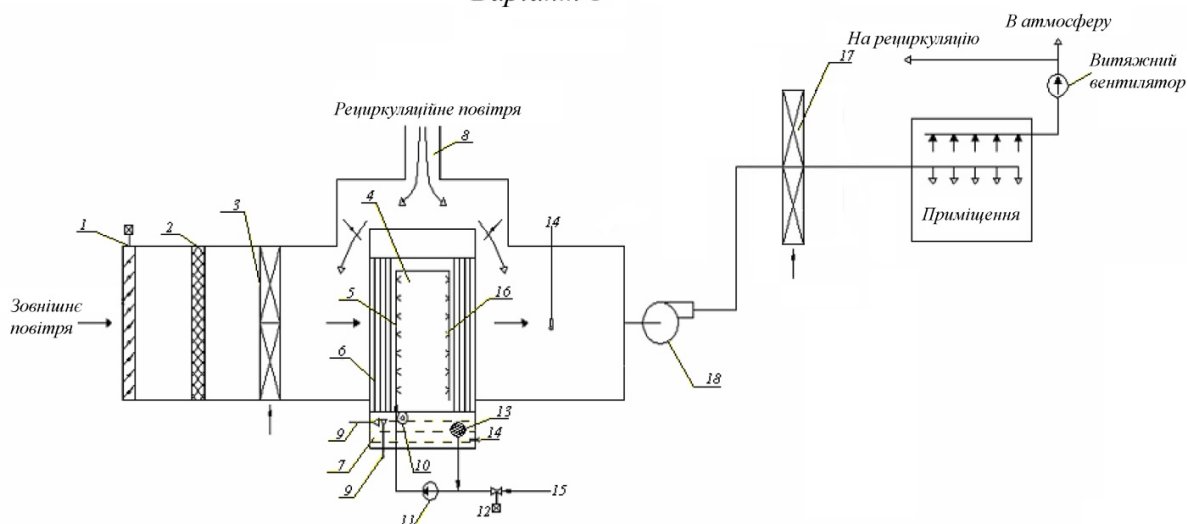
12.2. Принципова схема системи кондиціювання повітря з центральним кондиціонером КТЦ-3м

Схема системи кондиціювання з камерою зрошення в центральному кондиціонері зображена на рис. 12.1(варіанти 1,2).

Схеми оброблення повітря можуть бути:

- прямоструминна;
- з першою рециркуляцією;

Варіант 1



Варіант 2

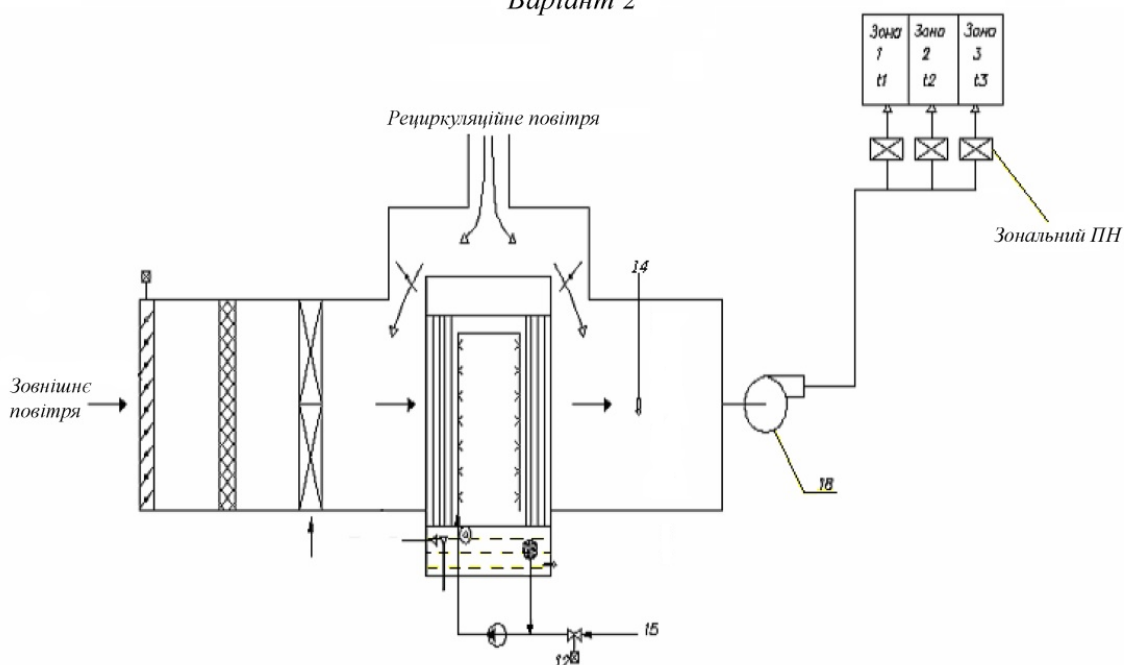


Рис. 12.1. Схема системи кондиціонування повітря з центральним кондиціонером:

- 1 – приймальний клапан; 2 – повітряний фільтр; 3 – повітрянагрівач першого підігріву; 4 – зрошувальна камера; 5 – трубні гребінки; 6 – сепаратор-розподільувач повітря; 7 – ємність для зрошувальної води; 8 – рециркуляційний повітропровід; 9 – переливний пристрій; 10 – кульовий поплавковий регулятор рівня; 11 – циркуляційний насос зрошувальної води; 12 – змішувальний клапан; 13 – сітчастий фільтр; 14 – датчики температури; 15 – охолоджена вода з холодильної станції; 16 – форсунки; 17 – повітрянагрівач другого підігріву; 18 – припливний вентилятор

- з першою та другою рециркуляцією.

Схему оброблення вибирають на основі розрахунків теплового та вологісного режиму у приміщенні.

Опис схеми спочатку розглядається для варіанта 1

Зовнішнє повітря всмоктується припливним вентилятором 18 і проходить через все обладнання, яке розташоване на його шляху.

У фільтрі 2 повітря очищується від пилу, а у повітронагрівачі першого підігріву 3 – здійснюється його нагрівання у холодний період року.

У разі використання прямоструминної схеми кондиціонер повністю працює на зовнішньому повітрі.

При роботі системи з першою рециркуляцією до зовнішнього повітря перед зрошувальною камерою підмішується частина видаляемого з приміщення повітря (так зване рециркуляційне повітря) через рециркуляційний повітропровід та відкриту заслінку перед зрошувальною камерою.

При роботі системи з першою та другою рециркуляцією рециркуляційне повітря підмішується до зовнішнього перед зрошувальною камерою та до обробленої в зрошувальній камері суміші після неї через рециркуляційний повітропровід та відповідні відкриті заслінки.

Для охолодження та осушки повітря (при повному кондиціюванні) або адіабатного зволоження (неповне кондиціювання) у теплий період року використовується зрошувальна камера. У холодний період року в ній здійснюється зволоження повітря.

Зрошувальні камери можуть бути форсункові (як зображено на рисунку) – ЗКФ та сітчасті – ЗКС.

В теплий період року при охолодженні та осушці повітря вода частково подається з холодильної станції, а частково забирається з ємності зрошувальної води (масові витрати холодної та рециркуляційної води визначаються розрахунком) через сітчастий фільтр 13. Суміш води насосом

11 подається на розпил до форсунок. Надлишок отепленої води повертається до холодильної станції.

Окрім цього, для охолодження та осушки повітря можливе встановлення поверхневого повітроохолоджувача, тоді буде розглядатися схема з блоком тепло- і масообміну.

У холодний період року при зволоженні повітря (це стосується і неповного кондиціонування у теплий період року) ємність 7 заповнюється звичайною водопровідною водою і в результаті її багатократної циркуляції в зрошувальній камері (клапан 12 закритий) вода приймає температуру, яка наближена до температури повітря за мокрим термометром. Підживлення води здійснюється через кульовий клапан, оскільки частина вологи сприймається повітрям. Надлишок води зливається з ємності через переливний пристрій.

Повітронагрівач другого підігріву працює в холодний період року, а також в деяких режимах і в теплий період року.

Якщо один кондиціонер обслуговує декілька приміщень, або декілька зон одного і того ж приміщення, де потрібно підтримувати різну температуру повітря, то замість повітронагрівача другого підігріву 17 у кожному приміщенні встановлюються так звані зональні повітронагрівачі (див. схему варіанту 2).

12.3. Вибір розрахункових параметрів зовнішнього та внутрішнього повітря

За аналогією з розглянутими вище системами механічної вентиляції зазначимо, що параметри мікроклімату усередині приміщень та рекомендації щодо вибору параметрів зовнішнього повітря наведені в розділі 2.

Зовнішнє повітря

З точки зору роботи системи кондиціонування повітря, як і механічної вентиляції, розрізняють три періоди року:

- *холодний*, коли середньодобова температура зовнішнього повітря $t_3 < 8 \text{ }^\circ\text{C}$;

- *теплий*, коли $t_3 > 8 \text{ }^\circ\text{C}$;

- *перехідний*, коли $t_3 = 8 \text{ }^\circ\text{C}$.

Температуру зовнішнього повітря t_{zi} , $^\circ\text{C}$, в розрахунках систем кондиціонування та охолодження повітря обирають для заданого населеного пункту за табл. Д1 дод.:

- у теплий період року – для найжаркішої доби забезпеченістю 0,95;

- у холодний період року – для найхолоднішої п'ятиденки забезпеченістю 0,92, що відповідає розрахунковій температурі зовнішнього повітря на опалення $t_{p.o}$;

- допускається для систем кондиціонування та охолодження повітря приміщень будівель у сільській місцевості в теплий період року брати розрахункову температуру зовнішнього повітря для найжаркішої п'ятиденки забезпеченістю 0,99;

- при проектуванні систем кондиціонування та охолодження повітря будівель у містах з населенням більше 100 тисяч, а також при розташуванні приймальних пристроїв зовнішнього повітря на південно-східному, південному або південно-західному фасадах будівлі рекомендується приймати температуру зовнішнього повітря в теплий період року до $3 \text{ }^\circ\text{C}$ більшою за розрахункову;

Відносну вологість зовнішнього повітря φ_{zi} , %, та розрахункову швидкість v_z , м/с, для заданого населеного пункту беруть за табл. Д1 дод.: у холодний період року для січня місяця, а у теплий – для липня.

Вологовміст d_{zi} , г/кг с.п, та ентальпію h_{zi} , кДж/кг, зовнішнього повітря у теплий чи холодний період року визначають при обраних температурі t_{zi} і відносній вологості φ_{zi} або за $h - d$ –діаграмою, або за аналітичними залежностями (див. розділ 1).

- температуру зовнішнього повітря для перехідних умов року слід брати

не менше ніж 8 °С, але не вище ніж 14 °С.

Внутрішнє повітря

Температуру та відносну вологість внутрішнього повітря при проектуванні систем кондиціонування та охолодження повітря задають у залежності від призначення приміщень (див. табл. 2.1, 2.4, 2.6, 2.7). Слід зазначити, що ці параметри в теплий період року беруть в межах оптимальних норм для всіх будівель за вказаними вище таблицями, а відносну вологість в робочій зоні або в зоні обслуговування допускається брати за допустимими нормами.

12.4. Розрахунки основних схем оброблення повітря з центральними кондиціонерами

12.4.1. Адіабатне зволоження повітря в теплий період року (неповне кондиціонування)

Ця схема має широке застосування, наприклад, на підприємствах текстильної промисловості, де має місце суттєве надходження теплоти та незначна кількість вологи (практично кутовий промінь процесу зміни стану повітря у приміщенні $\varepsilon_{\text{пр}} = \infty$). Також схему можна використати і для громадських будівель у районах з сухим і жарким кліматом.

а). прямоструминна схема (див. рис. 12.2)

Згідно з зображеною схемою зовнішнє повітря вступає в контакт в зрошувальній камері з водою, що розпилюється. Вода має температуру, яка наближена до температури за мокрим термометром ($t_{\text{вод}} \approx t_{\text{м}}$). Повітря при цьому приймає стан, що наближений до повного насичення його водяною парою. Але оскільки процес зміни стану повітря відбувається не ідеально, то кінцеве значення відносної вологості складає біля 92 – 97 %, тобто кінцеве значення відносної вологості повітря після зрошувальної камери $\varphi_{\text{к}} = 0,92 – 0,97$. В практичних розрахунках зазвичай беруть $\varphi_{\text{к}} = 0,95$ (95 %).

Джерелом теплоти у зрошувальній камері є повітря, оскільки $t_3 > t_{\text{вод}}$, а потенціалом переносу теплоти від повітря до води є психрометрична

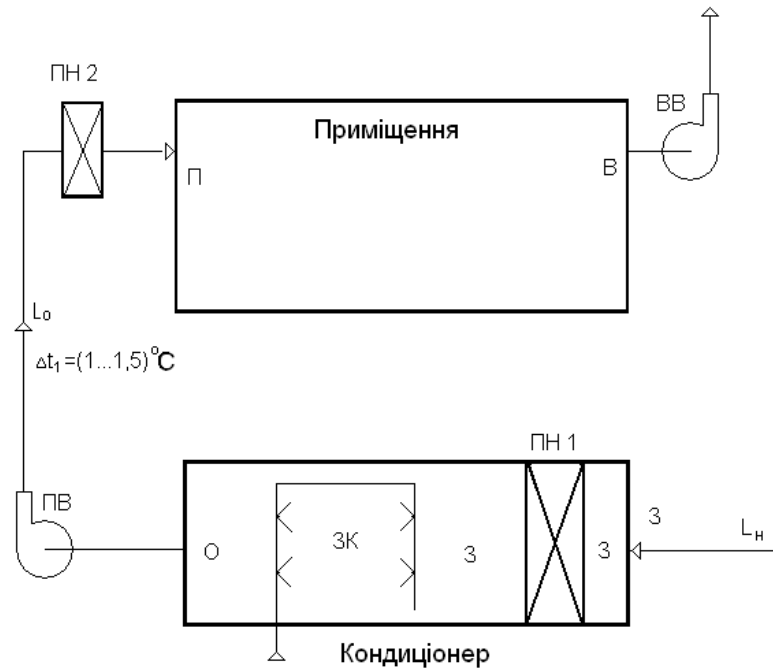


Рис. 12.2. Прямоструминна схема адиабатного зволоження повітря в теплий період року:

ПН1 - повітронагрівач першого підігріву; ЗК – зрошувальна камера; ПВ – припливний вентилятор; ПН2 – повітронагрівач другого підігріву; ВВ – витяжний вентилятор.

Стани повітря: З – зовнішнє; О – оброблене в зрошувальній камері; П – припливне; В – видалюване з приміщення (внутрішнє)

різниця температур $t_3 - t_m$. Відбувається процес тепло- і масообміну між повітрям та водою, при цьому повітря віддає воді «явну» теплоту, в результаті температура його зменшується. Вода при контакті з повітрям приймає температуру, яка наближена до температури повітря за мокрим термометром t_m .

З загальної кількості розприскуваної води випаровується не більше як 3 – 5 %, а решта – потрапляє в ємність і насосом знову подається до форсунок. Підживлення ємності водою здійснюється автоматично за допомогою кульового клапану або вручну з водопроводу.

Вихідні дані до розрахунків:

- населений пункт;
- потік теплоти, що надходить до приміщення, $\Sigma Q_{пр}$, кВт;
- потік вологи, що надходить до приміщення, $\Sigma W_{пр}$, кг/с;

- граничне значення відносної вологості повітря у приміщенні $\phi_B \leq 70 \%$.

Визначити:

- параметри повітря у вузлових точках схеми (З, П, О, В);

- необхідний повітрообмін для приміщення L_0 , кг/с;

- масову витрату води, яка сприймається повітрям у зрошувальній камері $W_{\text{вол}}$, кг/с.

Розрахунки та побудова процесів в $h-d$ діаграмі:

1. За заданим населеним пунктом згідно з рекомендаціями підрозділу 12.3 визначають температуру t_3 і відносну вологість ϕ_3 зовнішнього повітря. За цими характеристиками в $h-d$ діаграмі зображається точка З (див. рис. 12.3), в якій додатково визначається ентальпія h_3 , кДж/кг, і вологовміст d_3 , г/кг с.п, зовнішнього повітря.

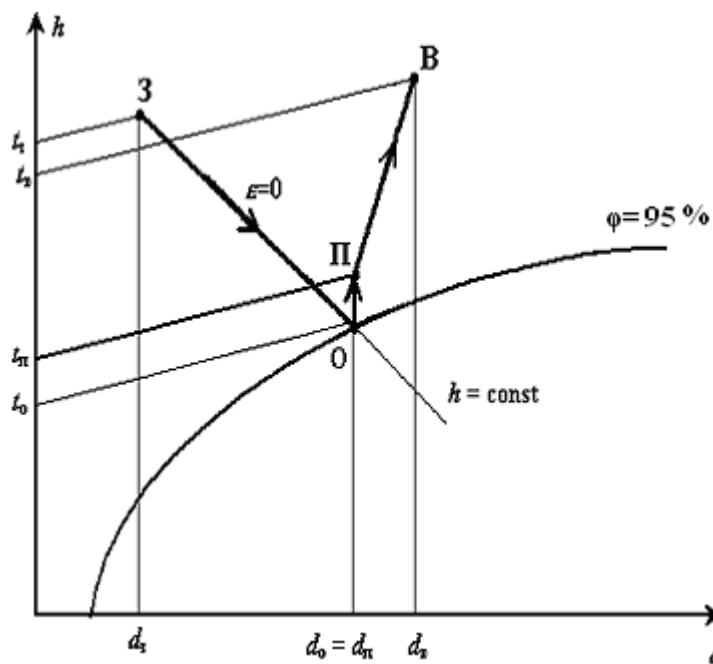


Рис. 12.3. Зображення процесів зміни стану повітря при адиабатному зволоженні у $h-d$ діаграмі (прямоструминна схема)

2. В зрошувальній камері процес зміни стану повітря характеризується лінією ZO ($\epsilon = 0$) і закінчується перетином цього променя процесу з лінією відносної вологості $\phi_0 = 95 \%$, при цьому температура t_0 є мінімально

можливою температурою, яку можливо досягти при адіабатному зволоженні повітря. В отриманій точці О визначається вологовміст d_o , ентальпія h_o та температура t_o обробленого в зрошувальній камері повітря.

3. При транспортуванні повітря від припливного вентилятора до приміщення воно нагрівається на $1 \dots 1,5$ °С за рахунок тертя у вентиляторі та внаслідок того, що температура у приміщенні, де прокладений повітропровід, вища за температуру обробленого повітря в зрошувальній камері. Процес нагрівання повітря відбувається при $d_o = Const$. Таким чином, отримавши температуру припливного повітря як $t_{\Pi} = t_o + (1 \dots 1,5)$, °С, в точці перетину ізотерми t_{Π} з вологовмістом припливного повітря ($d_{\Pi} = d_o$) отримуємо точку П та характеристики повітря в ній (додатково до обчислених величин t_{Π} та d_{Π} визначаємо ентальпію припливного повітря h_{Π}).

4. Визначаємо температуру внутрішнього повітря

$$t_B = t_{\Pi} + 3, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (12.1)$$

5. Обчислюємо кутовий коефіцієнт променя процесу, який характеризує зміну стану припливного повітря у приміщенні, кДж/кг вологи

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \Sigma Q_{\text{пр}} / \Sigma W_{\text{пр}}, \quad (12.2)$$

який проводиться через точку П.

6. Перетин кутового коефіцієнта променю процесу $\varepsilon_{\text{пр}}$ з ізотермою температури внутрішнього повітря t_B дає точку В, що характеризує стан внутрішнього повітря. В точці В додатково визначаються вологовміст d_B , ентальпія h_B та відносна вологість ϕ_B внутрішнього повітря.

Якщо отримана величина $\phi_B \leq 70$ %, то побудову процесів можна вважати закінченою, після чого визначається необхідна масова витрата вентиляційного повітря для приміщення, кг/с

$$L_o = \Sigma Q_{\text{пр}} / (h_B - h_{\Pi}). \quad (12.3)$$

Визначається масова витрата вологи, яка сприймається повітрям у зрошувальній камері, кг/с

$$W_{\text{вол}} = L_o \frac{d_o - d_3}{1000} \quad (12.4)$$

Величина $W_{\text{вол}}$ необхідна для визначення витрати водопровідної води на підживлення ємності (див. рис. 12.1).

На практиці у ряді випадків значення відносної вологості повітря в точці В перевищує припустимі межі, тобто більше як 70 %. У цьому випадку застосовують схему, яка передбачає часткове підмішування зовнішнього повітря після зрошувальної камери до повітря, яке зволожено в зрошувальній камері, тобто схему з байпасом.

б). схема з байпасом (див. рис. 12.4)

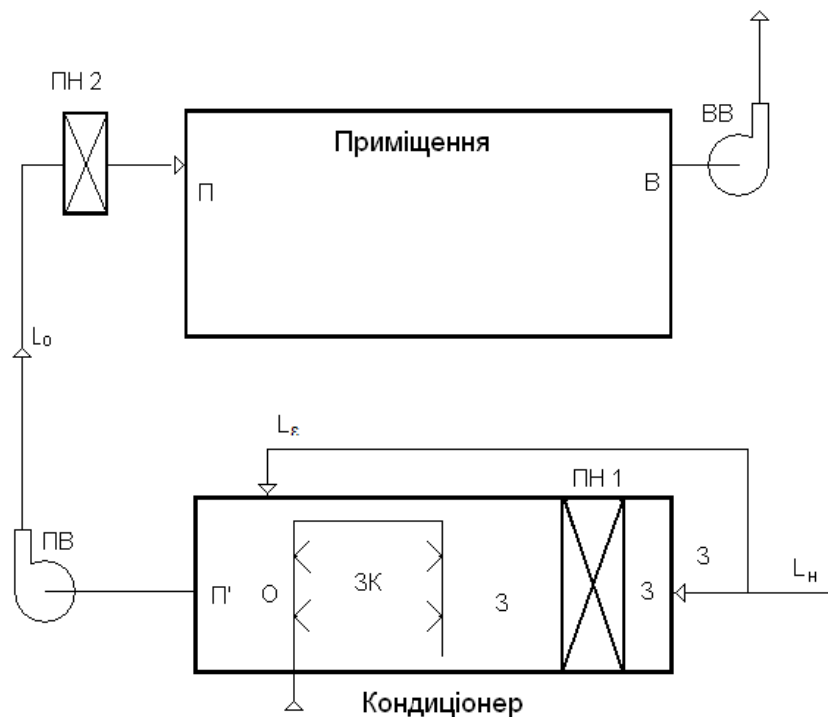


Рис. 12.4. Схема з байпасом адиабатного зволоження повітря в теплий період року:

ПН1; ЗК; ПВ; ПН2; ВВ – ті самі елементи, що й на рис. 12.2.

З; О; П; В – ті самі стани повітря, що й на рис. 12.2; П' - суміш зовнішнього повітря і обробленого в зрошувальній камері повітря

Обробка повітря у зрошувальній камері не відрізняється від розглянутої прямої схеми. Далі суміш зовнішнього повітря і повітря, що пройшло обробку у зрошувальній камері (точка П'), припливним вентилятором ПВ подається до приміщення.

На додаток до величин, що задані у попередній схемі, беруть t_v такою ж, якою вона була отримана у попередній прямоточній схемі; задається також конкретна величина φ_v .

Визначаються ті ж самі величини, що і в попередній схемі, а також витрати повітря, що байпасується (L_6) і того, що проходить обробку у зрошувальній камері ($L_{зк}$).

Побудова процесів в $h-d$ діаграмі провадиться у відповідності з рис. 12.5.

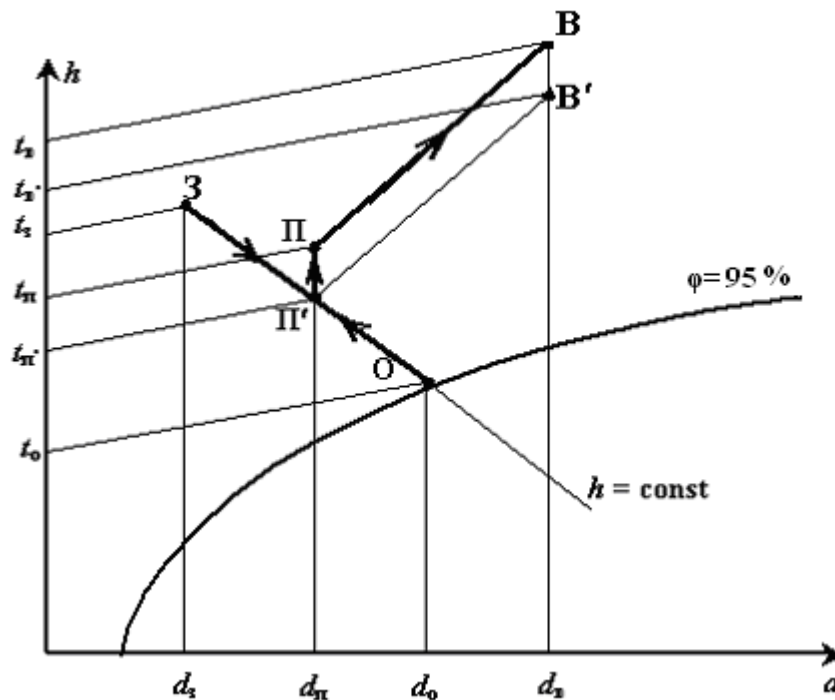


Рис. 12.5. Зображення процесів зміни стану повітря при адіабатному зволоженні у $h - d$ діаграмі (схема з байпасом)

1. За визначеними величинами t_3 і φ_3 в $h - d$ діаграмі зображається точка 3, через яку проводиться ізоентальпія h_3 до перетину з лінією відносної вологості $\varphi_0 = 95 \%$, отримуючи таким чином точку O.

2. За параметрами t_v , φ_v в $h - d$ діаграмі зображають точку B, від якої за $d_v = \text{const}$ через $1-1,5^\circ\text{C}$ вниз відкладається додаткова точка B'.

3. Через точку B' проводиться кутовий коефіцієнт променя процесу $\varepsilon_{пр}$ до перетину з ентальпією 3O, отримуємо таким чином точку II'.

4. Від точки II' за постійним вологовмістом на відстані, що дорівнює

відрізку ВВ', відкладають точку П, яка з'єднується з точкою В.

5. За рівнянням (12.3) визначають необхідну масову витрату вентиляційного повітря для приміщення L_o , кг/с.

6. Масову витрату повітря, що байпасується, кг/с, визначають за наступним співвідношенням

$$L_6 = L_o (П'О/3О). \quad (12.5)$$

7. Масова витрата повітря, що проходить обробку у зрошувальній камері, кг/с

$$L_{зк} = L_o - L_6. \quad (12.6)$$

8. Визначається масова витрата вологи, яка сприймається повітрям у зрошувальній камері, кг/с

$$W_{вол} = L_{зк} \frac{d_o - d_3}{1000}. \quad (12.7)$$

12.4.2. Схеми повного кондиціювання для теплого періоду року

а). прямо струминна схема (див. рис. 12.6)

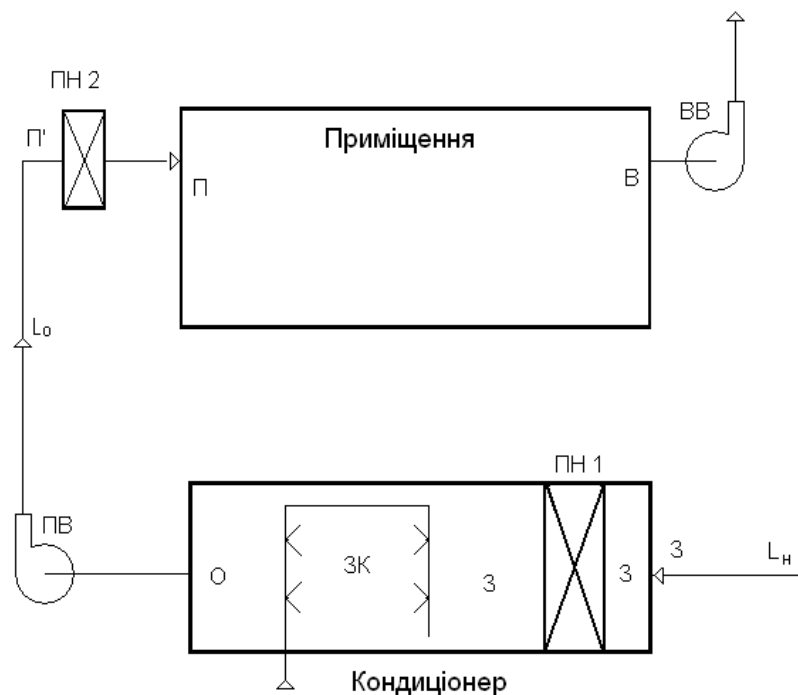


Рис. 12.6. Прямо струминна схема оброблення повітря в теплий період року (повне кондиціювання):

ПН1; ЗК; ПВ; ПН2; ВВ – ті самі елементи, що й на рис. 12.2.

З; О; П; В – ті самі стани повітря, що й на рис. 12.2; П' - стан повітря перед повітрянагрівачем другого підігріву

Прямоструминні центральні кондиціонери складаються з припливної та витяжної частин.

Припливна частина включає в себе повітряні заслонки, припливний фільтр; секції нагріву і охолодження, вентиляторну секцію; шумоглушник. Витяжна частина складається з вентилятора і повітряної заслонки. Повітряні заслонки виконуються багатостворчастими з паралельними лопатками і управляються сервоприводом синхронно: витрата повітря, що надходить до приміщення повинна дорівнювати витраті повітря, що видаляється з нього.

Прямоструминні схеми застосовують у тих випадках, коли за умовами запиленості або загазованості використати рециркуляційне повітря неможливо і кондиціонери працюють тільки на зовнішньому повітрі.

Зовнішнє повітря (при не працюючому повітрянагрівачі першого підігріву) охолоджується та осушується в зрошувальній камері, в якій розприскується вода з температурою, що нижча за температуру точки роси зовнішнього повітря. Після зрошувальної камери повітря, відносна вологість якого сягає $\phi_0 = 95 \%$, нагрівається у вентиляційній системі на $1 \dots 1,5 \text{ }^\circ\text{C}$ і якщо його температура нижча за необхідну температуру припливного повітря $t_{\text{п}}$, то в роботу включається повітрянагрівач другого підігріву до досягнення необхідної температури. Надалі припливне повітря подається до приміщення, а відпрацьоване – видаляється з нього витяжним вентилятором.

Побудова процесів в $h-d$ діаграмі провадиться у відповідності з рис. 12.7.

Вихідні дані до розрахунків:

- населений пункт;
- потік теплоти, що надходить до приміщення, $\Sigma Q_{\text{пр}}$, кВт;
- потік вологи, що надходить до приміщення, $\Sigma W_{\text{пр}}$, кг/с;
- температура $t_{\text{в}}$, $^\circ\text{C}$, та відносну вологість $\phi_{\text{в}}$, %, внутрішнього повітря.

Визначити:

- параметри повітря у вузлових точках схеми (З, О, П, П', В);
- необхідний повітрообмін для приміщення L_0 , кг/с;

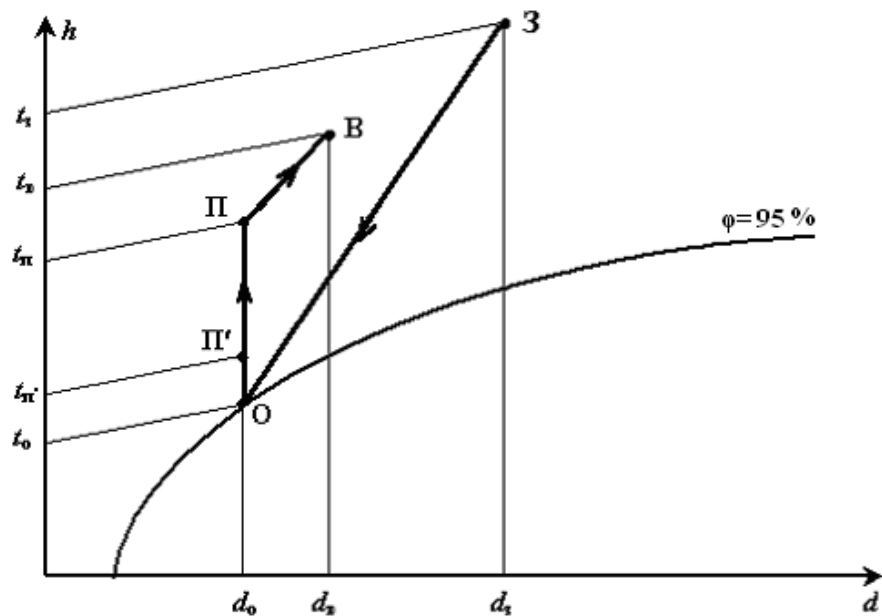


Рис. 12.7. Зображення процесів зміни стану повітря при прямоструминній схемі повного кондиціювання у теплий період

- охолоджуючу потужність зрошувальної камери $Q_{\text{хол}}$, кВт;
- витрати теплоти на нагрівання повітря у повітрянагрівачі другого підігріву $Q_{\text{ПН2}}$, кВт.

Розрахунки:

1. За формулою (12.2) обчислюється кутовий коефіцієнт променя процесу, який проводиться через зображену точку В (відомі величини t_b , ϕ_b). Одночасно визначається ентальпія та вологовміст повітря в точці В відповідно h_b , кДж/кг; d_b , г/кг с.п.

2. Визначають температуру припливного повітря, °С

$$t_{\Pi} = t_b - 3. \quad (12.8)$$

3. Перетинаючи ізотерму t_{Π} з напрямком кутового коефіцієнта променя процесу $\epsilon_{\text{пр}}$, отримуємо точку Π , що характеризує стан припливного повітря. В точці Π додатково визначається вологовміст d_{Π} , г/кг с.п, та ентальпія h_{Π} , кДж/кг.

4. За формулою (12.3) визначається необхідна масова витрата вентиляційного повітря для приміщення L_o , кг/с.

5. Перетинаючи вологовміст припливного повітря d_{Π} з лінією відносної

вологості $\phi_0 = 95\%$, отримуємо точку O , яка характеризує стан суміші повітря після зрошувальної камери. В точці O додатково визначається температура t_0 та ентальпія h_0 , а величина $d_0 = d_{\text{п}}$.

6. Визначається температура повітря перед повітрянагрівачем другого підігріву $t_{\text{п}}' = t_0 - (1 \dots 1,5)$, °С. Перетин ізотерми $t_{\text{п}}'$ з вологовмістом $d_{\text{п}} = d_{\text{п}}'$ дає точку Π' , що характеризує стан повітря перед повітрянагрівачем другого підігріву. У цій точці додатково визначаємо ентальпію $h_{\text{п}}'$, кДж/кг.

7. За заданим населеним пунктом визначають температуру t_3 і відносну вологість ϕ_3 зовнішнього повітря. За цими характеристиками в $h - d$ діаграмі зображається точка Z , в якій додатково визначається ентальпія h_3 , кДж/кг, і вологовміст d_3 , г/кг с.п, зовнішнього повітря.

8. Визначаємо охолоджуючу потужність зрошувальної камери, кВт

$$Q_{\text{хол}} = L_0 (h_3 - h_0). \quad (12.9)$$

9. Визначаємо витрати теплоти на нагрівання повітря у повітрянагрівачі другого підігріву, кВт

$$Q_{\text{ПН2}} = L_0 (h_{\text{п}} - h_{\text{п}}'). \quad (12.10)$$

Недоліком прямо струминних центральних кондиціонерів є необхідність великих потужностей нагрівальної та охолоджувальної секцій, а також подача повітря з однаковою температурою до всіх приміщень. Ліквідувати цей недолік дозволяє використання прямо струминної схеми VAV (Variable Air Volume) з перемінною витратою повітря [20]. У цьому випадку в кожному приміщенні встановлюється окремі датчики температури, які управляють заслінками на вході і виході повітря в кожне приміщення.

Система VAV дає можливість підтримувати задану температуру за рахунок зміни витрати нагрітого (охолодженого) повітря, що подається до приміщення. Але це інколи не погоджується з вимогами стандартів до витрати повітря. Тому в центральних кондиціонерах влаштовують рециркуляцію повітря (підмішування частини витяжного повітря до припливного).

б). Схема оброблення повітря з першою рециркуляцією (повне кондиціонування) для теплого періоду року (див. рис. 12.8)

Центральні кондиціонери, що працюють з рециркуляцією повітря, комплектуються змішувальною камерою, що дозволяє регулювати витрату свіжого і рециркуляційного повітря, яке подається до приміщення. рециркуляція повітря дозволяє скоротити затрати на охолодження і нагрів повітря на 30 – 40 %. Але такі схеми застосовуються тільки там, де рециркуляція припустима за санітарними нормами або технологічними умовами.

Для схеми з першою рециркуляцією, що розглядається, згідно з вимогами санітарних норм задається масова витрата зовнішнього повітря L_H у частках до сумарної витрати L_0 , тобто $L_H = x L_0$, кг/с.

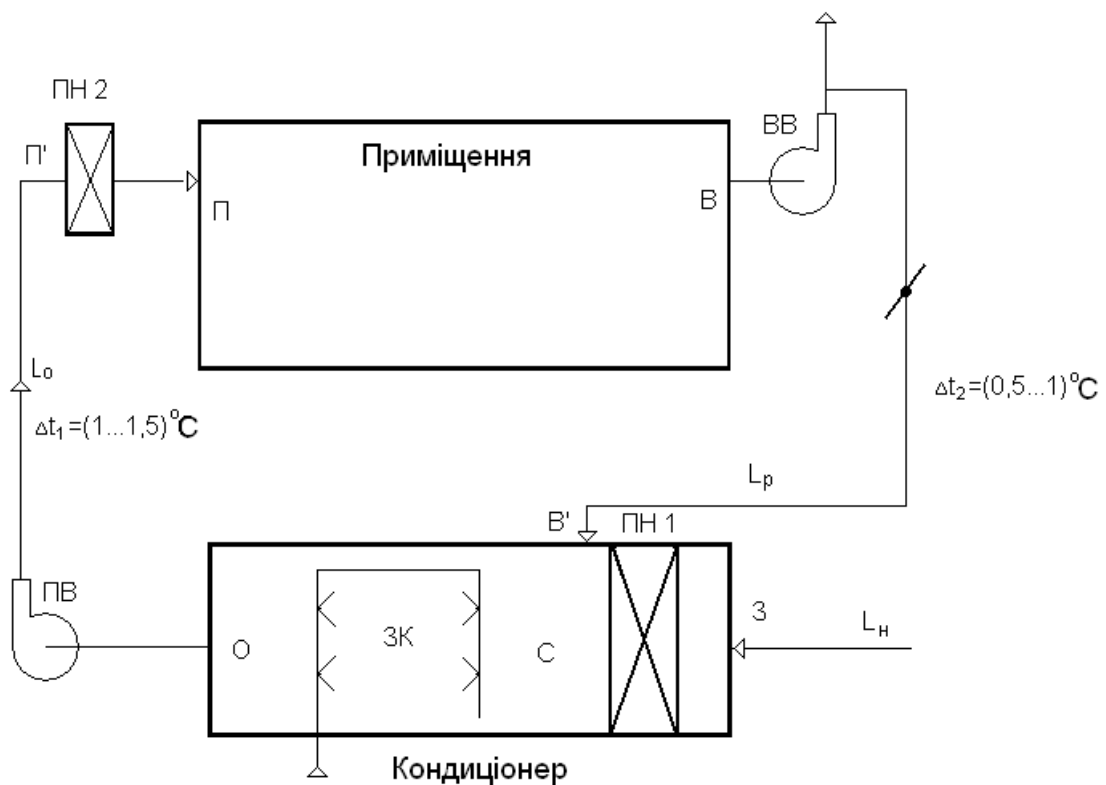


Рис. 12.8. Схема оброблення повітря з першою рециркуляцією у теплий період року:

ПН1; ЗК; ПВ; ПН2; ВВ – ті самі елементи, що й на рис. 12.2.
 Н 3; О; П; В; П' – ті самі стани повітря, що й на рис. 12.2 і 12.6; В' - стан рециркуляційного повітря на вході в кондиціонер; С – суміш зовнішнього повітря і повітря першої рециркуляції

Перед зрошувальною камерою до зовнішнього повітря підмішується рециркуляційне повітря масовою витратою L_p , після чого суміш повітря масовою витратою $L_o = L_n + L_p$ надходить у зрошувальну камеру, де охолоджується та осушується. В зрошувальній камері розприскується вода з температурою, яка нижча за температуру точки роси суміші повітря. Після зрошувальної камери суміш повітря (відносна вологість її сягає $\phi_o = 95\%$) нагрівається у вентиляційній системі на $1 \dots 1,5^\circ\text{C}$ і якщо його температура нижча за необхідну температуру припливного повітря t_n , то в роботу включається повітрянагрівач другого підігріву до досягнення необхідної температури.

Рециркуляційне повітря (L_p) з температурою в точці В, яке надходить з приміщення на рециркуляцію, підвищує свою температуру на $0,5 \dots 1,0^\circ\text{C}$ (точка В').

Для розрахунку схеми необхідно *задати* наступні величини:

- населений пункт;
- температуру $t_b, ^\circ\text{C}$, та відносну вологість $\phi_b, \%$, внутрішнього повітря;
- надходження теплоти $\Sigma Q_{пр}, \text{кВт}$, та вологи $\Sigma W_{пр}, \text{кг/с}$, до приміщення;
- масову витрату зовнішнього повітря L_n у частках від L_o , тобто $L_n = x L_o, \text{кг/с}$.

Визначити:

- параметри повітря у вузлових точках схеми (З, С, О, П', П, В, В');
- необхідний повітрообмін для приміщення $L_o, \text{кг/с}$;
- охолоджуючу потужність зрошувальної камери $Q_{хол}, \text{кВт}$;
- витрату рециркуляційного повітря $L_p, \text{кг/с}$;
- витрати теплоти на нагрівання повітря у повітрянагрівачі другого підігріву $Q_{пн2}, \text{кВт}$.

Розрахунки:

1. За заданим населеним визначають температуру t_3 і відносну вологість φ_3 зовнішнього повітря. За цими характеристиками в $h - d$ діаграмі зображається точка З (див. рис. 12.9), в якій додатково визначається ентальпія h_3 , кДж/кг, і вологовміст d_3 , г/кг с.п, зовнішнього повітря.

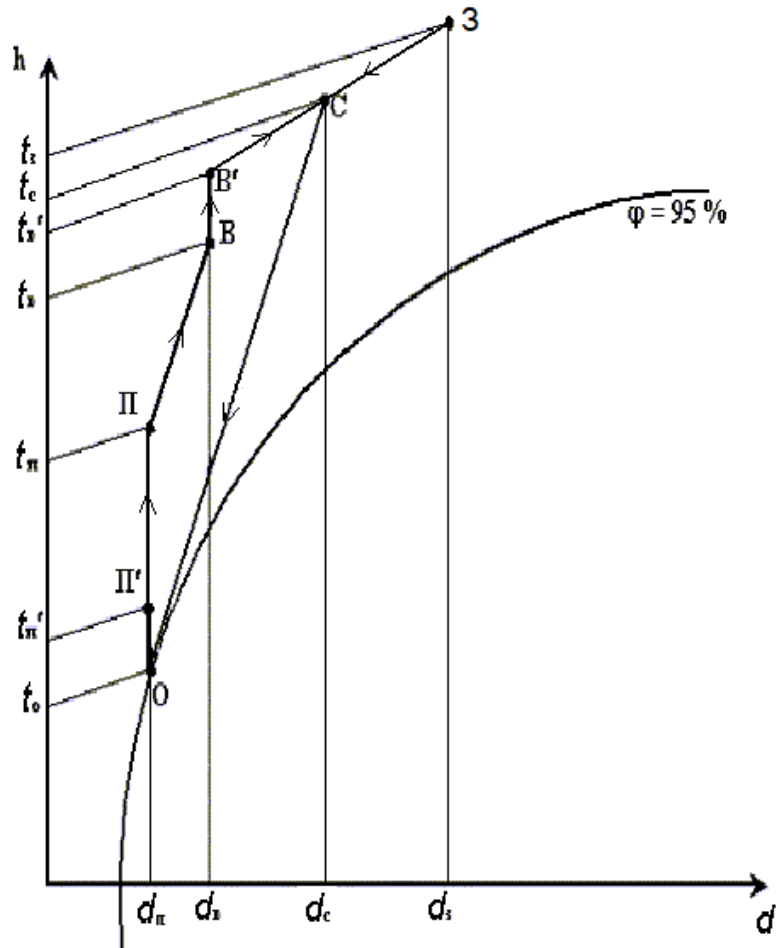


Рис. 12.9. Зображення процесів оброблення повітря у $h - d$ діаграмі для схеми з першою рециркуляцією в теплий період року

2. За заданою температурою t_b та відотною вологістю φ_b внутрішнього повітря в $h - d$ діаграмі позначається точка В, в якій додатково визначається вологовміст d_b , г/кг с.п, та ентальпія h_b , кДж/кг, внутрішнього повітря.

3. За формулою (12.2) обчислюється кутовий коефіцієнт променя процесу, що характеризує зміну стану припливного повітря у приміщенні $\varepsilon_{пр}$, кДж/кг води, який проводиться через точку В.

4. За формулою (12.8) визначається температура припливного повітря $t_{п}$, °С.

5. Перетинаючи ізотерму $t_{\text{п}}$ з напрямком кутового коефіцієнта променя процесу $\varepsilon_{\text{пр}}$, отримуємо точку П, що характеризує стан припливного повітря. В точці П додатково визначається вологомiст $d_{\text{п}}$, г/кг с.п, та ентальпія $h_{\text{п}}$, кДж/кг.

6. За формулою (12.3) визначається необхідна масова витрата вентиляційного повітря для приміщення L_0 , кг/с.

7. Перетинаючи вологовміст припливного повітря $d_{\text{п}}$ з лінією відносної вологості $\varphi_0 = 95\%$, отримуємо точку О, яка характеризує стан суміші повітря після зрошувальної камери. В точці О додатково визначається температура t_0 та ентальпія h_0 , а величина $d_0 = d_{\text{п}}$.

8. Визначається температура повітря перед повітронагрівачем другого підігріву $t_{\text{п}}' = t_0 - (1 \dots 1,5)$, °С. Перетин ізотерми $t_{\text{п}}'$ з вологовмістом $d_{\text{п}} = d_{\text{п}}'$, дає точку П', що характеризує стан повітря перед повітронагрівачем другого підігріву. У цій точці додатково визначаємо ентальпію $h_{\text{п}}'$, кДж/кг.

9. Визначається температура рециркуляційного повітря перед зрошувальною камерою $t_{\text{в}}' = t_{\text{в}} + (0,5 \dots 1,0)$, °С. Перетин ізотерми $t_{\text{в}}'$ з вологовмістом внутрішнього повітря $d_{\text{в}} = d_{\text{в}}'$ дає точку В', що характеризує стан рециркуляційного повітря перед зрошувальною камерою. В точці В' додатково визначаємо ентальпію $h_{\text{в}}'$, кДж/кг.

10. З'єднавши точки В' та З прямою лінією, отримуємо пряму суміші зовнішнього та рециркуляційного повітря, після чого визначаємо положення точки суміші з наступного співвідношення

$$L_0 / В'З = L_{\text{н}} / В'С,$$

звідки визначаємо довжину відрізка

$$В'С = (L_{\text{н}} / L_0) В'З.$$

Відрізок В'С відкладаємо на прямій суміші від точки В', отримуючи таким чином точку суміші С. В точці С визначаємо температуру t_c , °С, ентальпію h_c , кДж/кг, та вологовміст d_c , г/кг с.п, суміші.

11. Визначаємо витрату рециркуляційного повітря $L_{\text{р}} = L_0 - L_{\text{н}}$, кг/с.

12. З'єднавши прямою лінією точки С та О, отримуємо процес охолодження суміші у зрошувальній камері.

13. Визначаємо охолоджуючу потужність зрошувальної камери, кВт

$$Q_{\text{хол}} = L_o (h_c - h_o). \quad (12.11)$$

14. За формулою (12.10) визначаємо витрати теплоти на нагрівання повітря у повітронагрівачі другого підігріву $Q_{\text{ПН2}}$, кВт.

Перевагою схеми з рециркуляцією є те, що в ній зменшується охолоджуюча потужність зрошувальної камери порівняно з прямоструминною схемою.

Застосування схеми з 1 та 2 рециркуляцією дозволяє відключати повітронагрівач другого підігріву, оскільки його роль буде виконувати рециркуляційне повітря другої рециркуляції.

в). Схема оброблення повітря з першою і другою рециркуляцією (повне кондиціонування) для теплої періоду року (див. рис. 12.10)

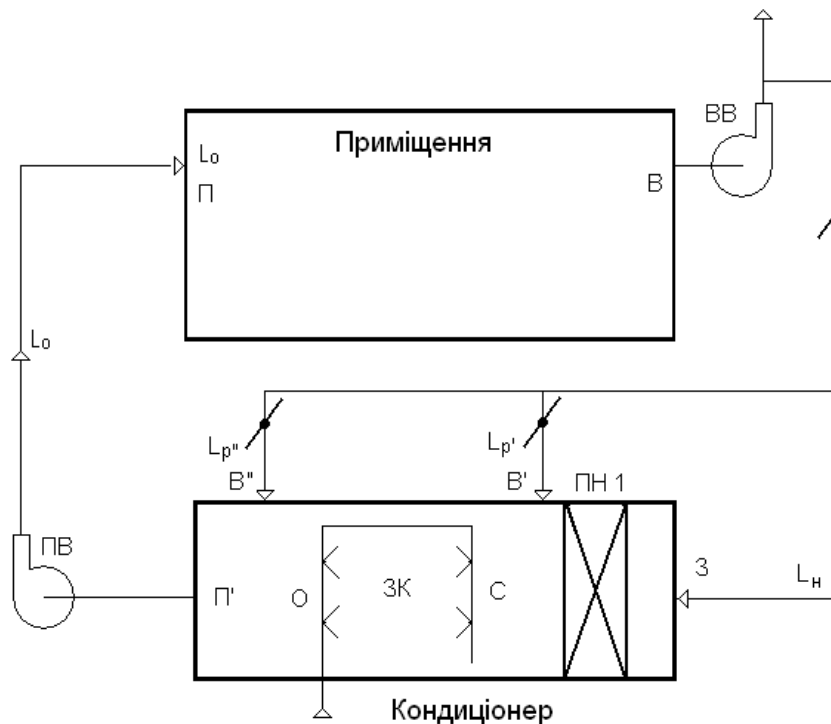


Рис. 12.10. Схема оброблення повітря з першою і другою рециркуляцією у теплий період року:

ПН1; ЗК; ПВ; ПН2; ВВ – ті самі елементи, що й на рис. 12.2. З; О; П; В; В'; С – ті самі стани повітря, що й на рис. 12.2, 12.6 і 12.8; П' – стан суміші обробленого в зрошувальній камері повітря і повітря другої рециркуляції

Суміш зовнішнього повітря та повітря першої рециркуляції (при не працюючому повітрянагрівачі першого підігріву) аналогічно попередній схемі охолоджується і осушується у зрошувальній камері. Потім оброблене у зрошувальній камері повітря змішується з повітрям другої рециркуляції і припливним вентилятором подається до приміщення, перед яким нагрівається у вентиляторі та повітропроводах на $1-1,5^{\circ}\text{C}$. Витяжний вентилятор частину повітря подає на рециркуляцію, а частину видаляє в довкілля. При цьому рециркуляційне повітря нагрівається в повітропроводах на $0,5-1^{\circ}\text{C}$.

Побудова процесів в $h-d$ діаграмі провадиться у відповідності з рис. 12.11.

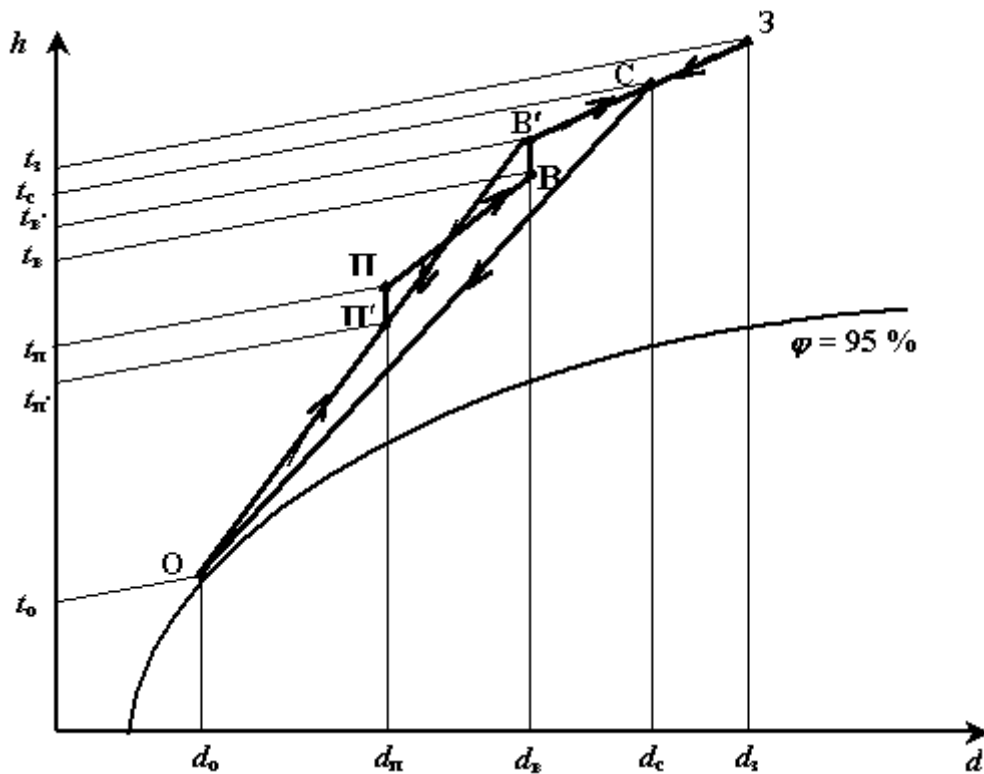


Рис. 12.11. Зображення процесів оброблення повітря у $h-d$ діаграмі для схеми з першою та другою рециркуляцією в теплий період року

Для розрахунку схеми необхідно задати наступні величини:

- населений пункт;
- температуру $t_{\text{в}}$, $^{\circ}\text{C}$, та відносну вологість $\varphi_{\text{в}}$, %, внутрішнього повітря;

- надходження теплоти $\Sigma Q_{\text{пр}}$, кВт, та вологи $\Sigma W_{\text{пр}}$, кг/с, до приміщення;
- масову витрату зовнішнього повітря $L_{\text{н}}$ у частках від L_0 , тобто $L_{\text{н}} = x L_0$, кг/с.

Визначити:

- параметри повітря у вузлових точках схеми (З, С, О, П', П, В, В');
- необхідний повітрообмін для приміщення L_0 , кг/с;
- витрати повітря першої та другої рециркуляції, кг/с, відповідно $L_{\text{р1}}$ і $L_{\text{р2}}$;
- охолоджуючу потужність зрошувальної камери $Q_{\text{хол}}$, кВт;

Розрахунки:

1. За заданим населеним пунктом визначають температуру t_3 і відносну вологість ϕ_3 зовнішнього повітря. За цими характеристиками в $h - d$ діаграмі зображається точка З (див. рис. 12.11), в якій додатково визначається ентальпія h_3 , кДж/кг, і вологовміст d_3 , г/кг с.п, зовнішнього повітря.

2. За заданою температурою $t_{\text{в}}$ та відотною вологістю $\phi_{\text{в}}$ внутрішнього повітря в $h - d$ діаграмі позначається точка В, в якій додатково визначається вологовміст $d_{\text{в}}$, г/кг с.п, та ентальпія $h_{\text{в}}$, кДж/кг, внутрішнього повітря.

3. За формулою (12.2) обчислюється кутовий коефіцієнт променя процесу, що характеризує зміну стану припливного повітря у приміщенні $\epsilon_{\text{пр}}$, кДж/кг вологи, який проводиться через точку В.

4. За формулою (12.8) визначається температура припливного повітря $t_{\text{п}}$, °С.

5. Перетинаючи ізотерму $t_{\text{п}}$ з напрямком кутового коефіцієнта променя процесу $\epsilon_{\text{пр}}$, отримуємо точку П, що характеризує стан припливного повітря. В точці П додатково визначається вологовміст $d_{\text{п}}$, г/кг с.п, та ентальпія $h_{\text{п}}$, кДж/кг.

6. За формулою (12.3) визначається необхідна масова витрата вентиляційного повітря для приміщення L_o , кг/с.

7. Визначають точку В', яка лежить від точки В вгору на відстані $0,5-1^\circ\text{C}$ при $d_v = \text{const}$, а також точку П', яка лежить від точки П вниз на відстані $1-1,5^\circ$ при $d_{\text{п}} = \text{const}$. Через точки В' і П' проводиться пряма лінія суміші обробленого в зрошувальній камері повітря з повітрям другої рециркуляції до перетину з $\phi = 95\%$, отримуючи таким чином точку О.

8. Масова витрата повітря другої рециркуляції, кг/с

$$L_{p2} = L_o \frac{OP'}{OB'} \quad (12.12)$$

9. Масова витрата повітря, яке проходить обробку у зрошувальній камері, кг/с

$$L_{зк} = L_o - L_{p2} \quad (12.13)$$

10. Масова витрата повітря першої рециркуляції, кг/с

$$L_{p1} = L_{зк} - L_3 \quad (12.14)$$

11. Точку, що характеризує стан зовнішнього повітря З, з'єднують з точкою В', отримуючи лінію суміші зовнішнього повітря з повітрям першої рециркуляції.

Визначають відрізок

$$B'C = ZB' \frac{L_3}{L_{зк}},$$

який відкладається на прямій суміші З В', отримуючи таким чином точку С.

12. Точки С і О з'єднують прямою лінією, що характеризує процес охолодження повітря в зрошувальній камері, і визначають охолоджуючу потужність зрошувальної камери, кВт

$$Q_{\text{хол}} = L_{зк} (h_c - h_o) \quad (12.15)$$

Перевагою даної схеми порівняно зі схемою з першою рециркуляцією є зменшення витрати холоду на охолодження повітря, а також відсутність, як зазначалося вище, витрати теплоти на нагрівання повітря у повітрянагрівачі

другого підігріву.

До недоліку даної схеми відноситься те, що порівняно зі схемою з першою рециркуляцією в зрошувальній камері повітря необхідно охолоджувати до більш низької температури. Також дану схему на практиці застосувати неможливо, якщо лінія В'П' не перетинається з лінією відносної вологості $\phi_0 = 95\%$, або перетинається в області від'ємних температур, що унеможливорює використання води для охолодження повітря.

12.4.3. Схеми оброблення повітря для холодного періоду року

а). прямотруминна схема (див. рис. 12.12)

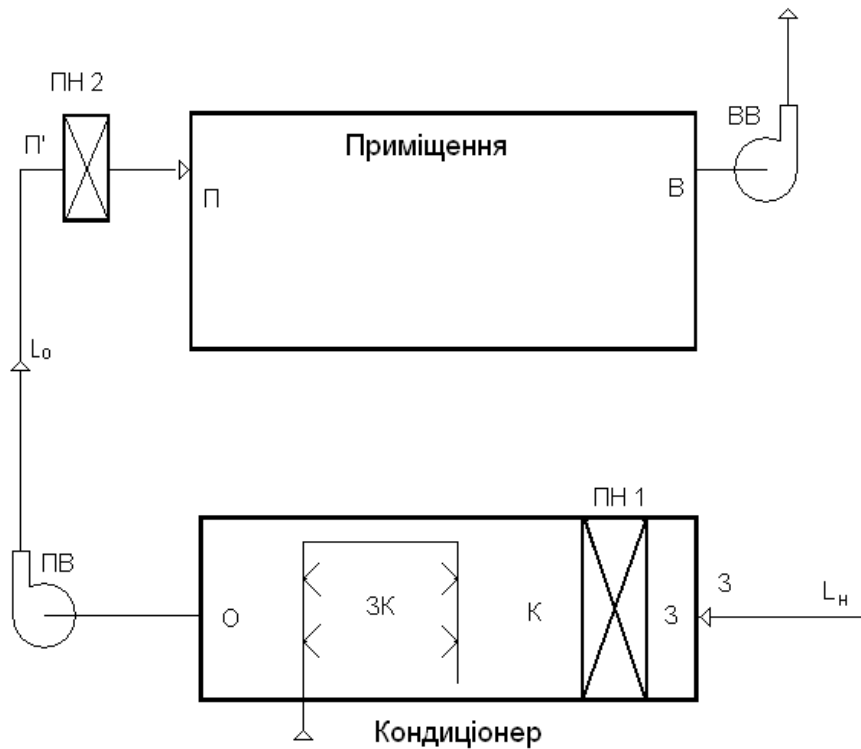


Рис. 12.12. Прямотруминна схема оброблення повітря для холодного періоду року:

ПН1; ЗК; ПВ; ПН2; ВВ – ті самі елементи, що й на рис. 12.2.

З; О; П; В – ті самі стани повітря, що й на рис. 12.2; К – стан повітря після повітрянагрівача першого підігріву

Зовнішнє повітря масовою витратою L_n підігрівається у повітрянагрівачі першого підігріву до стану, що визначається точкою К. Надалі це повітря надходить у зрошувальну камеру, де відбувається процес адіабатного зволоження до заданого вологовмісту припливного повітря при

відносній вологості $\varphi_0 = 95 \%$.

Оскільки в зрошувальній камері при зволоженні повітря відбувається і його охолодження, то підігрів повітря до температури припливного повітря здійснюється у повітронагрівачі другого підігріву, після чого повітря надходить у приміщення. Видалення забрудненого повітря з приміщення провадиться витяжним вентилятором.

Нагрівання повітря в повітропроводі від кондиціонера до приміщення не враховується, тобто $\Delta t_1 = 0^\circ \text{C}$, оскільки різниця температур повітря в повітропроводі та приміщенні незначна.

Для розрахунку схеми необхідно задати наступні величини:

- населений пункт;
- температуру $t_b, ^\circ \text{C}$, та відносну вологість $\varphi_b, \%$, внутрішнього повітря;
- надходження теплоти $\Sigma Q_{\text{пр}}, \text{кВт}$, та вологи $\Sigma W_{\text{пр}}, \text{кг/с}$, до приміщення;
- масову витрату повітря для приміщення L_o , що дорівнює витраті зовнішнього повітря L_n (беруть з розрахунку теплого періоду для цієї схеми).

Визначити:

- параметри повітря у вузлових точках схеми (З, К, О, П, В);
- витрату теплоти на нагрівання повітря у повітронагрівачах першого ($Q_{\text{пн1}}$) та другого ($Q_{\text{пн2}}$) підігріву, кВт;

масову витрату вологи, яка сприймається повітрям у зрошувальній камері $W_{\text{вол}}, \text{кг/с}$.

Розрахунки:

1. За заданим населеним пунктом визначають температуру t_3 і відносну вологість φ_3 зовнішнього повітря. За цими характеристиками в $h - d$ діаграмі зображається точка З (див. рис. 12.13), в якій додатково визначається ентальпія $h_3, \text{кДж/кг}$, і вологовміст $d_3, \text{г/кг с.п.}$, зовнішнього

повітря. Нагадаємо, що для холодного періоду року температура зовнішнього повітря дорівнює розрахунковій на опалення ($t_z = t_{p.o}$), а відносна вологість визначається для січня місяця.

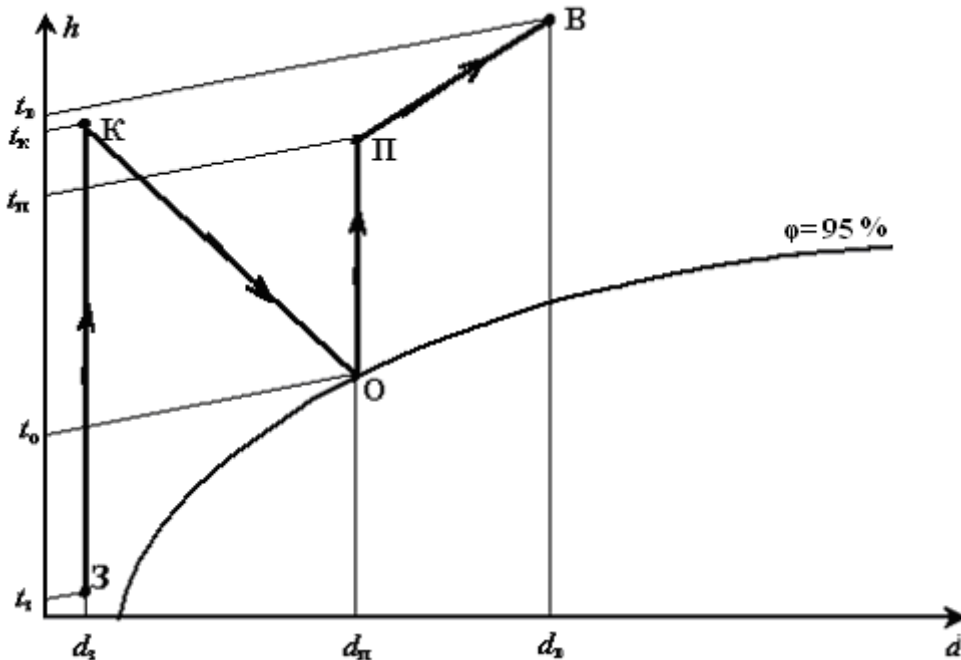


Рис. 12.13. Зображення процесів оброблення повітря у $h - d$ діаграмі для прямоструминної схеми в холодний період року

2. За заданою температурою t_B та відносною вологістю ϕ_B внутрішнього повітря в $h - d$ діаграмі позначається точка В, в якій додатково визначається вологовміст d_B , г/кг с.п, та ентальпія h_B , кДж/кг, внутрішнього повітря.

3. За формулою (12.2) обчислюється кутовий коефіцієнт променя процесу, що характеризує зміну стану припливного повітря у приміщенні, кДж/кг вологи, який проводиться через точку В.

4. Визначається асимілююча спроможність припливного повітря за вологою, г/кг с.п

$$\Delta d = d_B - d_{\Pi} = (\Sigma W_{\text{пр}} / L_o) 1000, \quad (12.16)$$

а надалі – вологовміст припливного повітря $d_{\Pi} = d_B - \Delta d$.

5. Перетин $d_{\text{п}}$ з величиною $\varepsilon_{\text{пр}}$ дає точку П, а з лінією $\phi_0 = 95\%$ - точку О. В точках П та О визначаємо вологовміст та ентальпію відповідно: $d_{\text{п}}$, $h_{\text{п}}$ та d_0 , h_0 .

6. Перетинаючи ізоентальпію $h_0 = \text{Const}$ з вологовмістом зовнішнього повітря d_3 отримуємо точку К (стан повітря після повітрянагрівача першого підігріву), в якій визначаємо також і температуру $t_{\text{к}}$.

9. Витрати теплоти на нагрівання повітря у повітрянагрівачах першого та другого підігріву відповідно, кВт

$$Q_{\text{ПН1}} = L_0 (h_{\text{к}} - h_3); \quad (12.17)$$

$$Q_{\text{ПН2}} = L_0 (h_{\text{п}} - h_0). \quad (12.18)$$

10. Масова витрата вологи, що сприймається повітрям у зрошувальній камері, кг/с

$$W_{\text{вол}} = L_0 \frac{d_0 - d_3}{1000}. \quad (12.19)$$

б). Схема оброблення повітря з першою рециркуляцією – підмішування рециркуляційного повітря до повітрянагрівача першого підігріву (див. рис. 12.14)

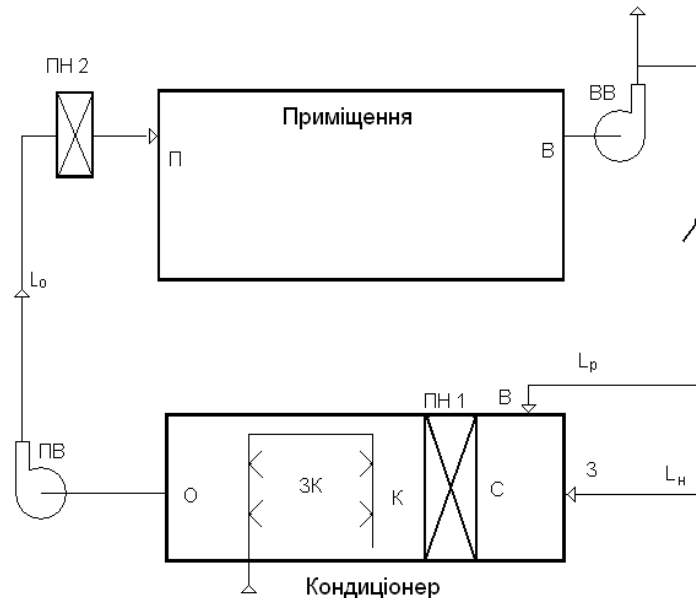


Рис. 12.14. Схема з першою рециркуляцією для холодного періоду року – підмішування рециркуляційного повітря до повітрянагрівача першого підігріву: ПН1; ЗК; ПВ; ПН2; ВВ – ті самі елементи, що й на рис. 12.2; З; О; П; В; К – ті самі стани повітря, що й на рис. 12.2 і 12.12; С – суміш зовнішнього і рециркуляційного повітря

Суміш зовнішнього та внутрішнього повітря підігрівається в повітронагрівачі першого підігріву, зволожується за $h = const$ у зрошувальній камері і припливним вентилятором, після підігріву у повітронагрівачі другого підігріву, подається до приміщення. Витяжний вентилятор частину повітря подає на рециркуляцію, а частину видаляє в довкілля.

Нагрівання повітря в повітропроводах від кондиціонера до приміщення та в рециркуляційному повітропроводі не враховується, тобто $\Delta t_1 = \Delta t_2 = 0$ °С, оскільки різниця температур повітря в повітропроводах та приміщенні незначна.

Для розрахунку схеми необхідно задати наступні величини:

- населений пункт;
- температуру t_b , °С, та відносну вологість ϕ_b , %, внутрішнього повітря;
- надходження теплоти $\Sigma Q_{пр}$, кВт, та вологи $\Sigma W_{пр}$, кг/с, до приміщення;
- масові витрати повітря для приміщення L_o , зовнішнього L_n та рециркуляційного L_p повітря (беруть з розрахунку теплого періоду для цієї схеми).

Визначити:

- параметри повітря у вузлових точках схеми (З, С, К, О, П, В);
- витрату теплоти на нагрівання повітря у повітронагрівачах першого ($Q_{пн1}$) та другого ($Q_{пн2}$) підігріву, кВт;

масову витрату вологи, яка сприймається повітрям у зрошувальній камері $W_{вол}$, кг/с.

Розрахунки:

1. За аналогією з пряموструминною схемою визначається кутовий коефіцієнт променя процесу $\varepsilon_{пр}$ та асимілююча спроможність припливного повітря за вологою Δd , а в $h-d$ діаграмі (див. рис. 12.15) зображаються

точки З, В, П, О.

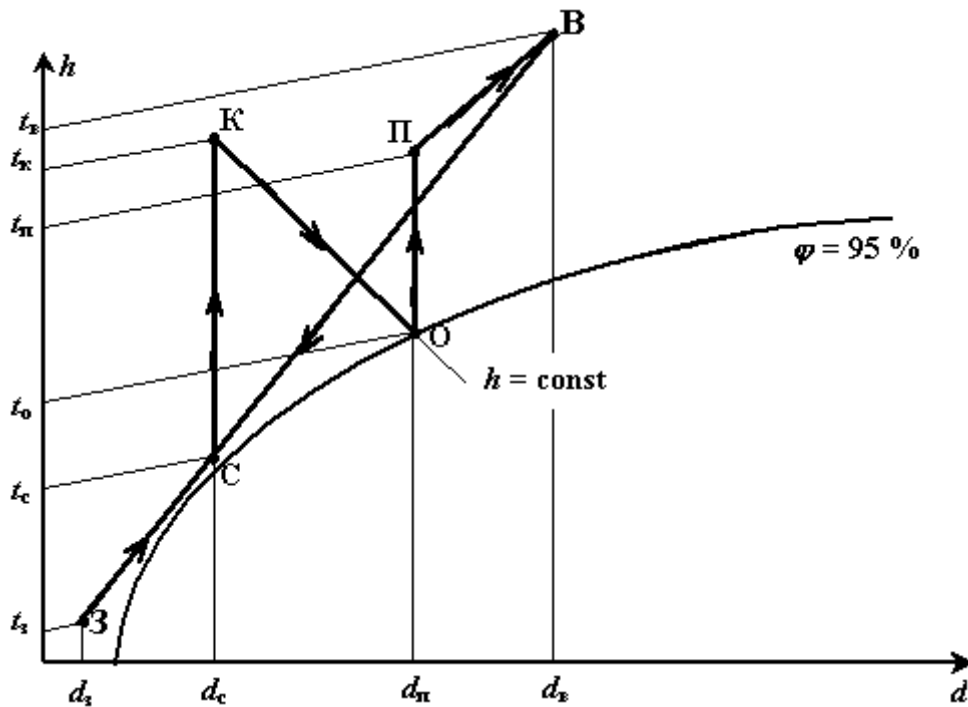


Рис. 12.15. Зображення процесів оброблення повітря у $h - d$ діаграмі для схеми з першою рециркуляцією в холодний період року (підмішування рециркуляційного повітря до повітрянагрівача першого підігріву)

2. Точки З і В з'єднуються прямою лінією, тобто отримують лінію суміші цих станів повітря.

3. Визначають довжину відрізка ВС

$$BC = BZ(L_3/L_0),$$

який відкладається на прямій суміші ВЗ, отримуючи таким чином точку суміші С (в ній визначають температуру t_c , ентальпію h_c і вологовміст d_c).

4. Перетинаючи величину $d_c = Const$ з ентальпією $h_o = Const$ отримуємо точку К, в якій додатково визначається температура t_k .

5. Витрати теплоти на нагрівання повітря у повітрянагрівачах першого та другого підігріву відповідно, кВт

$$Q_{ПН1} = L_o (h_k - h_c); \quad (12.20)$$

$$Q_{ПН2} = L_o (h_n - h_o). \quad (12.21)$$

10. Масова витрата вологи, що сприймається повітрям у зрошувальній камері, кг/с

$$W_{\text{вол}} = L_o \frac{d_o - d_c}{1000}. \quad (12.22)$$

У разі, коли точка суміші С лежить вище лінії $h_o = \text{Const}$, то методом послідовних наближень для холодного періоду року збільшується витрата зовнішнього повітря L_n .

Недоліком даної схеми є те, що точка суміші може бути розташована за межами лінії відносної вологості $\phi=100\%$, тобто в області туману, що призведе до випадіння вологи з повітря на поверхні повітронагрівача першого підігріву. Для виключення цього негативного явища застосовують схему, яка описана нижче.

б). Схема оброблення повітря з першою рециркуляцією – підмішування рециркуляційного повітря після повітронагрівача першого підігріву (див. рис. 12.16)

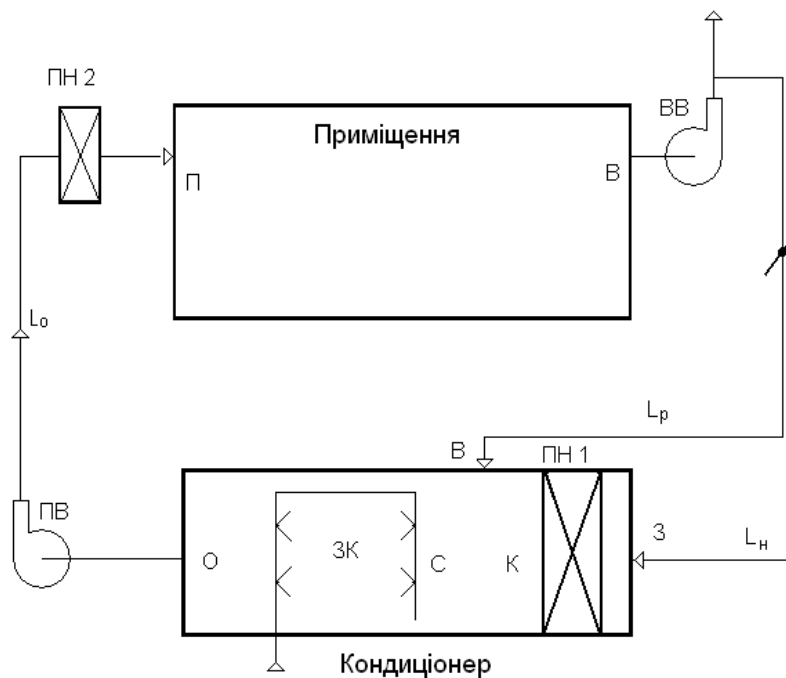


Рис. 12.16. Схема з першою рециркуляцією для холодного періоду року – підмішування рециркуляційного повітря після повітронагрівача першого підігріву: ПН1; ЗК; ПВ; ПН2; ВВ – ті самі елементи, що й на рис. 12.2; 3; К; С; О; П; В; – ті самі стани повітря, що й на рис. 12.2; 12.12; 12.14

Зовнішнє повітря масовою витратою L_n підігрівається у повітронагрівачі першого підігріву до стану, що визначається точкою К. До цього

повітря додається рециркуляційне повітря L_p . Надалі суміш повітря надходить у зрошувальну камеру, де відбувається процес адіабатного зволоження до заданого вологовмісту припливного повітря при відносній вологості $\varphi_0 = 95 \%$.

Оскільки в зрошувальній камері при зволоженні повітря відбувається і його охолодження, то підігрів повітря до температури припливного повітря здійснюється у повітронагрівачі другого підігріву, після чого повітря надходить у приміщення.

Нагрівання повітря в повітропроводах від кондиціонера до приміщення та в рециркуляційному повітропроводі не враховується, тобто $\Delta t_1 = \Delta t_2 = 0^\circ \text{C}$, оскільки різниця температур повітря в повітропроводах та приміщенні незначна.

Для розрахунку схеми необхідно задати наступні величини:

- населений пункт;
- температуру $t_b, ^\circ \text{C}$, та відносну вологість $\varphi_b, \%$, внутрішнього повітря;
- надходження теплоти $\Sigma Q_{пр}$, кВт, та вологи $\Sigma W_{пр}$, кг/с, до приміщення;
- масові витрати повітря для приміщення L_o , зовнішнього L_n та рециркуляційного L_p повітря (беруть з розрахунку теплого періоду для цієї схеми).

Визначити:

- параметри повітря у вузлових точках схеми (З, К, С, О, П, В);
- витрату теплоти на нагрівання повітря у повітронагрівачах першого ($Q_{пн1}$) та другого ($Q_{пн2}$) підігріву, кВт;
- масову витрату вологи, яка сприймається повітрям у зрошувальній камері $W_{вол}$, кг/с.

Розрахунки

1. За аналогією з попередньою схемою визначається кутовий коефіцієнт

променя процесу $\varepsilon_{пр}$ та асимілююча спроможність припливного повітря за вологою Δd , а в $h-d$ діаграмі (див. рис. 12.17) зображаються точки З, В, П, О.

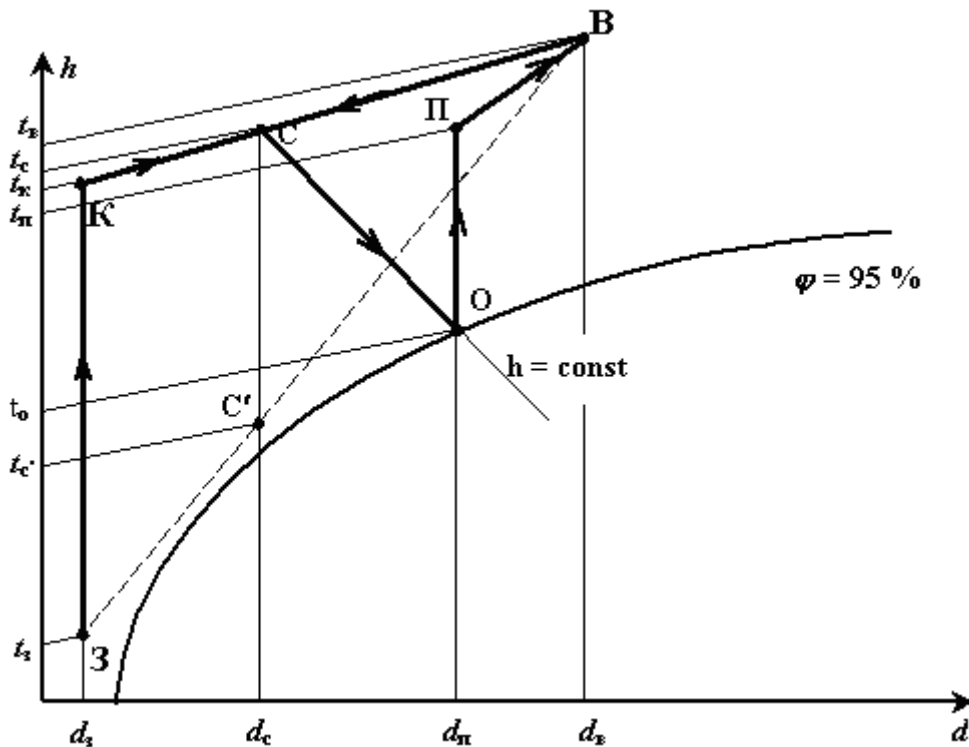


Рис. 12.17. Зображення процесів оброблення повітря у $h-d$ діаграмі для схеми з першою рециркуляцією в холодний період року (підмішування рециркуляційного повітря після повітрянагрівача першого підігріву)

2. Умовно беремо, що підмішування рециркуляційного повітря здійснюється до повітрянагрівача першого підігріву, тоді з'єднуємо пунктирною лінією точки В і З. На цій лінії знаходимо умовну точку суміші (C') із співвідношення

$$L_o / BZ = L_n / BC',$$

звідки визначаємо довжину відрізка

$$BC' = (L_n / L_o) BH,$$

який відкладаємо на умовній прямій суміші від точки В, отримуючи таким чином умовну точку суміші C' . В точці C' визначаємо температуру $t_c', ^\circ\text{C}$, ентальпію $h_c', \text{кДж/кг}$, та вологовміст $d_c', \text{г/кг с.п.}$ суміші.

3. Перетин d_c' з ентальпією h_o дає істинну точку суміші С, в якій визначається температура t_c , °С, ентальпія h_c , кДж/кг, та вологовміст d_c , г/кг с.п, суміші.

4. З'єднуємо точки В і С (дійсна лінія суміші) і перетнувши отриману пряму з вологовмістом зовнішнього повітря d_3 , отримуємо точку К, яка характеризує стан повітря після повітрянагрівача першого підігріву. В точці К визначаємо температур t_k , °С, ентальпію h_k , кДж/кг, та вологовміст d_k , г/кг с.п, повітря після повітрянагрівача першого підігріву.

Якщо точка С' лежить вище за лінію $h_o = \text{Const}$, то потрібно в зимовому періоді методом послідовних наближень збільшувати витрату навколишнього повітря порівняно з прийнятою величиною для теплого періоду.

5. Витрати теплоти на нагрівання повітря у повітрянагрівачах першого та другого підігріву відповідно,кВт

$$Q_{\text{ПН1}} = L_{\text{н}} (h_k - h_3); \quad (12.23)$$

$$Q_{\text{ПН2}} = L_o (h_{\text{п}} - h_o). \quad (12.24)$$

6. Масова витрата вологи, що сприймається повітрям у зрошувальній камері, кг/с

$$W_{\text{вол}} = L_o \frac{d_{\text{п}} - d_c}{1000}. \quad (12.25)$$

Застосування першої рециркуляції у холодний період року призводить до зменшення витрат теплоти на нагрівання повітря у повітрянагрівачі першого підігріву.

При застосуванні схеми з першою та другою рециркуляцією зменшується і витрата теплоти на нагрівання повітря у повітрянагрівачі другого підігріву, але така схема застосовується дуже рідко унаслідок її складності.

12.5. Характеристика та вибір обладнання центральних кондиціонерів

12.5.1. Вибір типу та кількості кондиціонерів

ПрАТ «Інтеркондиціонер» (м. Харків) виготовляє, наприклад, центральні кондиціонери і кондиціонери-теплоутилізатори типу КТЦ – 3м: 10; 20; 31,5; 40; 63; 80; 125; 160; 200; 250 (цифрами наведена номінальна повітропродуктивність $V_{\text{ном}}$, в тис. м³/год). Кондиціонери складаються з наборів окремого повітрообробного обладнання, кількість та виконання якого визначається для кожної системи кондиціювання повітря, тобто для кожного об'єкту.

На рис. 12.18, наприклад, наведена типова схема кондиціонера КТЦ – 3м – 63 номінальною повітропродуктивністю 63 тис. м³/год зі зрошувальною камерою

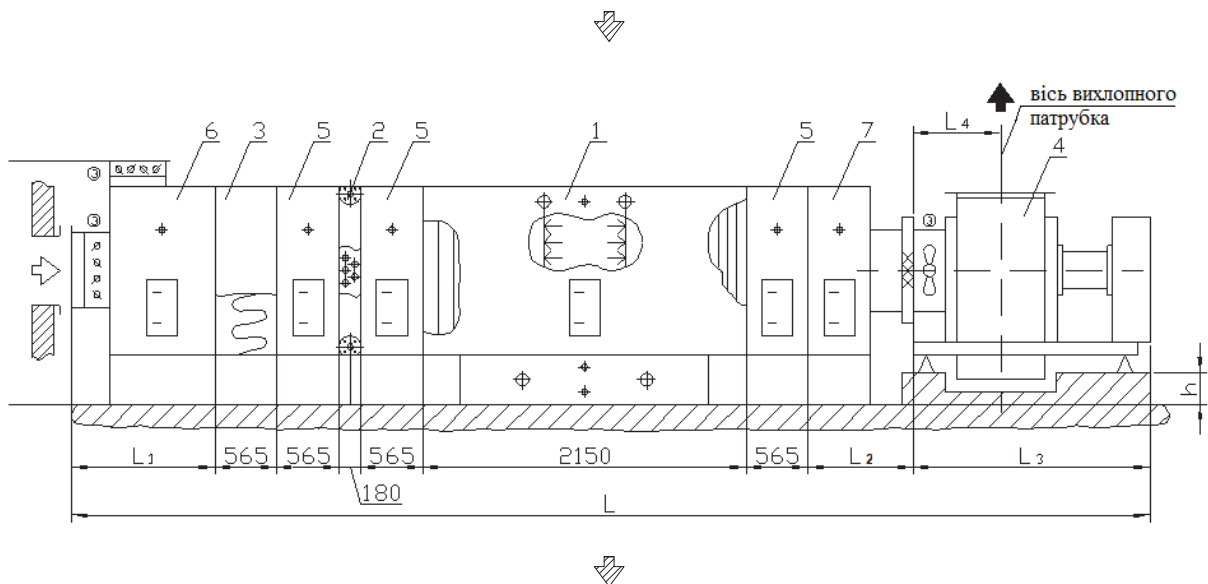


Рис. 12.18. Типова схема кондиціонера КТЦ – 3 м – 63:

1 – камера зрошення; 2 – повітрянагрівач; 3 – фільтр повітряний; 4 – вентиляторний агрегат; 5 – камери обслуговування; 6 - блок приймальний; 7 – блок приєднувальний

При виборі типу та кількості кондиціонерів визначають об'ємну витрату повітря, м³/год

$$V_0 = 1,1 \frac{L_0}{\rho} 3600, \quad (12.26)$$

де L_0 – масова витрата повітря, кг/с, яка визначена з розрахунку відповідної схеми для теплого періоду; ρ - густина повітря, кг/м³, визначається за рекомендаціями розділу 1.

Визначають кількість встановлених кондиціонерів

$$N = V / V_{\text{ном}} \quad (12.27)$$

Отриману величину N необхідно заокруглити до найближчого більшого цілого. Слід зауважити, що кількість кондиціонерів повинна бути мінімальною, у деяких випадках, наприклад, при технологічному або комфортно-технологічному кондиціюванні, величина N повинна бути не менше 2. При виборі марки кондиціонера необхідно забезпечувати максимальне завантаження обраних кондиціонерів.

На рис. 12.19 – 12.21 наведені конструкції центральних кондиціонерів деяких виробників.



Рис. 12.19. Центральний кондиціонер типу КТЦ – 3м



Рис. 12.20. Центральний кондиціонер типу КПКЦ



Рис. 12.21. Центральний кондиціонер фірми DAIKIN – CVS

12.5.2. Повітряні фільтри

Теоретичні та практичні питання очищення повітря від пилу розглянуті в частині третій «Системи вентиляції». Ці положення необхідності очищення повітря, конструкції фільтрів поширюються і на системи кондиціонування повітря. В центральних кондиціонерах типу КТЦ – 3 м використовуються фільтри повітряні рулонні ФР 1-3 і ФР 2-3, які призначені для очищення повітря від атмосферного пилу (ФР 1-3) і волокнистого пилу (ФР 2-3) при середньорічній запиленості повітря 1мг/м^3 і короткотерміновій - до 10мг/м^3 .

Фільтри комплектуються фільтрувальним матеріалом ІФП – 1, який призначений для вловлювання атмосферного пилу. В ФР 2-3 зверху цього матеріалу розміщується прокладочне полотно, яке призначене для вловлювання волокнистого пилу. при цьому площа фільтрувального матеріалу в фільтрі більша за площу живого перерізу у 6 разів.

Ефективність очищення повітря складає не менше ніж 90 % для атмосферного пилу і не менше 98 % для волокнистого пилу.

Питоме повітряне навантаження на фронтальний переріз фільтра складає:

- номінальне – $10000\text{ м}^3/(\text{м}^2\cdot\text{год})$;
- максимальне – $12500\text{ м}^3/(\text{м}^2\cdot\text{год})$.

Початковий аеродинамічний опір обох фільтрів при повітряному навантаженні 10 тис. $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ складає не більше 65 Па, кінцевий 294 Па (ФР 1-3) і 200 Па (ФР 2-3). При повітряному навантаженні 12,5 тис. $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ аеродинамічний опір складає: для ФР 1-3 (початковий – 65 Па, кінцевий – 294 Па); для ФР 2-3 (початковий – 100 Па, кінцевий – 200 Па).

Конструкція фільтра, наприклад, для кондиціонера КТЦ – 3м - 63 наведена на рис. 12.22.

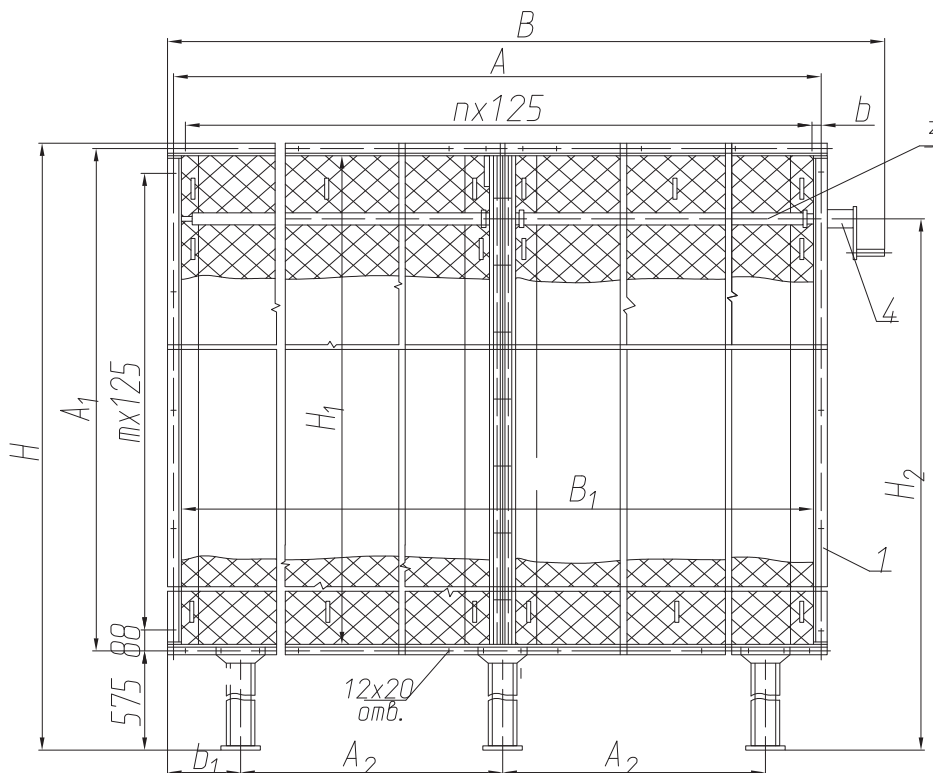


Рис. 12.22. Конструкція фільтра кондиціонера КТЦ – 3м – 63:
1 – корпус; 3 – котушка; 4 – ручний привід

При досягненні максимального аеродинамічного опору, який вимірюється мановакууметром, запилений фільтрувальний матеріал замінюється чистим або відрегенованим.

Для перемотки запиленого матеріалу в фільтрах всіх кондиціонерів, за винятком КТЦ – 3м – 10 і КТЦ – 3м – 20, передбачений ручний привід 4.

Фільтрувальний матеріал регенерують за допомогою регенераційної установки не менше 7 разів і повторно використовують. Прокладочне полотно може багатократно очищуватися від волокнистої пилу.

12.5.3. Повітрянагрівачі

Повітрянагрівачі кондиціонерів застосовуються для нагрівання повітря гарячою водою (з температурою до 180°C та тиском до 1,2 МПа) [7, 23–28].

Повітрянагрівачі для кондиціонерів КТЦ – 3м всіх типів комплектуються з базових теплообмінників, які випускаються одно -, один з чвертю -, півтора - та двометровими з одним, півтора і двома рядами трубок за напрямком руху повітря. Нагрівальні елементи виконуються з оцинкованих сталевих труб діаметром 22×2 мм, зовнішня поверхня яких оребрена спіральнавивною стрічкою шириною 10 мм, товщиною 0,4 мм та кроком оребрення 4 мм.

Ескізна конструкція базового теплообмінника показана на рис. 12.23.

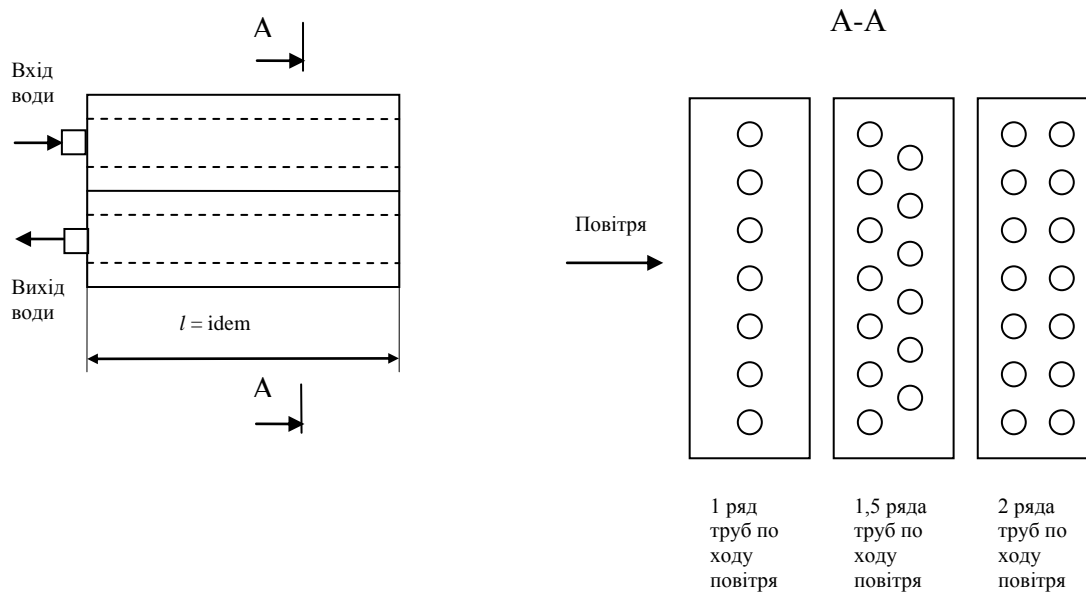


Рис. 12.23. Ескізна конструкція базового теплообмінника

Конструкція двометрового базового теплообмінника, наприклад, наведена на рис. 12.24.

Повітрянагрівачі можуть бути без обхідного каналу (ПН) та з ним (ПНО).

Повітрянагрівачі можуть також застосовуватися і для охолодження повітря як складова частина блоку тепломасообміну.

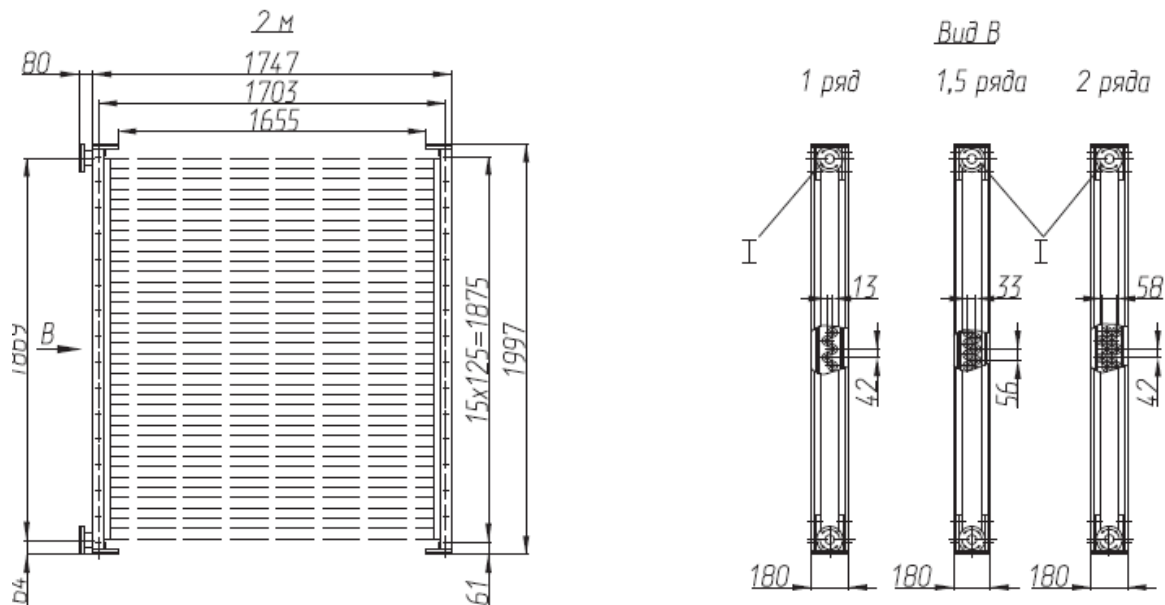


Рис. 12.24. Конструкція двометрового базового теплообмінника

Кількість базових теплообмінників у повітрянагрівачі залежить від типу кондиціонера, тобто його повітропродуктивності.

Наприклад, центральний кондиціонер КТЦ – 3 м -31,5 комплектується одним двометровим базовим теплообмінником, а КТЦ – 3 м – 160 – чотири півтораметровими та двома двометровими базовими теплообмінниками (див. рис. 12.25).

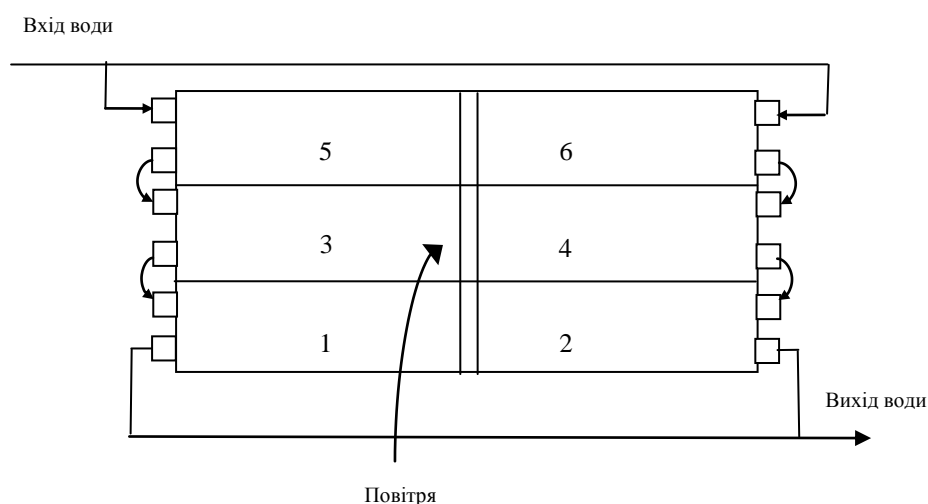


Рис. 12.25. Схема комплектації повітрянагрівача кондиціонера КТЦ – 3 м – 160 базовими теплообмінниками:
1, 2, 3, 4 – півтораметрові базові теплообмінники;
5, 6 – двометрові базові теплообмінники

Аналізуючи зображений на рис. 12.25 повітрянагрівач кондиціонера КТЦ – 3 м – 160 можна пересвідчитися, що у нього є дві групи базових теплообмінників, які з'єднані паралельно за напрямком руху води (параметр n_k , який входить в формулу для визначення витрати води, дорівнює 2). У кожній з двох груп базові теплообмінники з'єднані за напрямком руху води послідовно.

Детальна конструкція повітрянагрівача цього ж кондиціонера наведена на рис. 12.26.

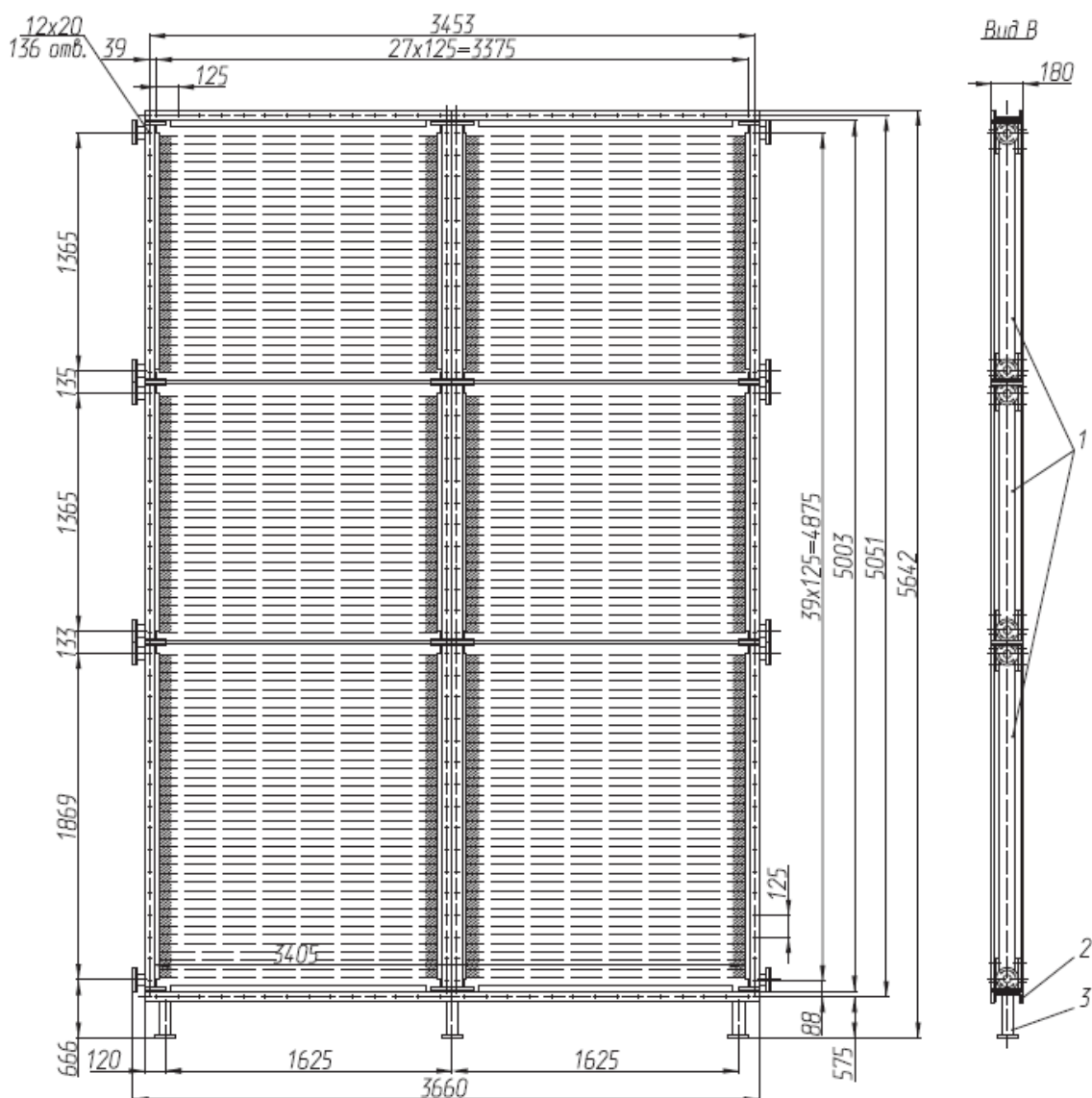


Рис. 12.26. Конструкція повітрянагрівача кондиціонера КТЦ – 3 м – 160:
 1 – базові теплообмінники (чотири півтораметрових і два двометрових);
 2 – стінки; 3 - опори

Для вибраного кондиціонера з таблиць технічних характеристик
 310

приймається типовий повітрянагрівач ПН або ПНО (табл. Д 29 – Д 30 дод.) з відповідною кількістю базових теплообмінників, для якого окрім типу та кількості теплообмінників необхідно занотувати:

- площу фронтального перерізу по повітрю $f_{\text{пв}}, \text{м}^2$;
- площу теплопередавальної поверхні м^2 , відповідно для одного ($F_{\text{д1}}$), півтора ($F_{\text{д1.5}}$) та двох рядів ($F_{\text{д2}}$) труб за напрямком руху повітря.

Для базових теплообмінників, що входять до складу повітрянагрівача, занотовують площу живого перерізу ходу води, м^2 , для одного ($f_{\text{в1}}$), півтора ($f_{\text{в1.5}}$) та двох рядів ($f_{\text{в2}}$) труб за напрямком руху повітря (табл. Д 28 дод.).

Вихідними даними для кожного з повітрянагрівачів першого та другого підігріву є:

- масова витрата повітря через повітрянагрівач одного кондиціонера, кг/с – $L'_{\text{ПНi}} = L_{\text{ПНi}}/N$;
- теплота, що витрачається на нагрів повітря в холодну пору року в повітрянагрівачі одного кондиціонера, кВт – $Q'_{\text{ПНi}} = Q_{\text{ПНi}}/N$;
- температура повітря на вході ($t_{\text{вх}}$) та виході ($t_{\text{вих}}$), $^{\circ}\text{C}$;
- температура нагрівальної води на вході ($t_{\text{гар}}$) та виході ($t_{\text{зв}}$), $^{\circ}\text{C}$.

Кінцевою метою розрахунків є остаточний вибір повітрянагрівача з одним, півтора або двома рядами труб за напрямком руху повітря за мінімальною різницею відповідних дійсної та необхідної площі теплопередавальної поверхні.

Розрахунки проводять у наступній послідовності :

1. Масова швидкість повітря у фронтальному перерізі повітрянагрівача, $\text{кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$

$$(\rho v)_{\text{ф}} = \frac{L'_{\text{ПНi}}}{f_{\text{пв}}} \quad (12.28)$$

2. Масова витрата води , що проходить через повітрянагрівач, кг/с

$$m_{\text{в}} = \frac{Q'_{\text{ПНi}}}{c_{\text{в}}(t_{\text{гар}} - t_{\text{зв}})n_{\text{к}}} \quad , \quad (12.29)$$

де n_k – кількість груп паралельно включених по воді базових теплообмінників; c_B – теплоємність води, кДж/(кг·К).

Величину n_k для повітрянагрівачів ПН та ПНО беруть наступними:

– в кондиціонерах КТЦ – 3: 10; 20; 31,5; 40 – $n_k=1$;

– в кондиціонерах КТЦ – 3: 63; 80; 125; 160 – $n_k=2$;

– в кондиціонерах КТЦ – 3: 200; 250 – $n_k=3$.

Теплоємність води визначається у залежності від її середньої температури у повітрянагрівачі $t_B = 0,5(t_{\text{гар}} + t_{\text{пов}})$, або береться постійною як 4,19 кДж/(кг·К).

Температурами гарячої та поворотної води задаються (у першому наближенні це можуть бути температури, що відповідають температурному графіку теплової мережі).

Наступний розрахунок провадиться паралельно для трьох варіантів (1 – при одному ряді труб; 2 – при півтора рядах труб; 3 – при двох рядах труб).

3. Швидкість руху води в трубках повітрянагрівача

$$\omega_{\text{вi}} = \frac{m_B}{f_{\text{вi}} \rho_B} \quad (12.30)$$

Густина води (ρ_B , кг/м³) визначають за її середньою температурою $[\bar{t}_B = (t_{\text{вх}} + t_{\text{вих}})/2]$, або наближено беруть 1000 кг/м³.

Якщо в деяких варіантах отримана швидкість води більше ніж 1,2 м/с, або менше ніж 0,2 м/с, то в подальшому цей варіант не розглядається. Якщо ж для всіх варіантів швидкість води менша як 0,2 м/с або більша як 1,5 м/с, то необхідно змінити температури гарячої або поворотної води і розрахунки продовжити.

4. Коефіцієнт теплопередачі K , Вт/(м²·К), визначають за формулою

$$K_i = a(\rho\nu)_{\phi}^n \omega_{\text{вi}}^r \quad (12.31)$$

де a , n , r – постійні коефіцієнти, значення яких наведені в табл. 12.1.

5. Визначають середній температурний напір ($\bar{\Delta t}$) за відомими залежностями (за аналогією, наприклад, з тепловим розрахунком

Таблиця 12.1. Значення постійних коефіцієнтів

Тип повітрянагрівача	a	n	r	b	m
Однорядний	23,9	0,53	0,12	10,01	1,97
Півторарядний	22,4	0,53	0,115	12,70	1,96
Дворядний	21,0	0,53	0,11	15,50	1,95

калорифера системи вентиляції визначається середній температурний напір у повітрянагрівачі як для перехресної схеми руху теплоносіїв $\overline{\Delta t}$).

6. Необхідна площа поверхні нагріву повітрянагрівача, m^2

$$F_{\text{пнi}} = \frac{Q'_{\text{пнi}} \cdot 10^3}{K_i \Delta t} \quad (12.32)$$

7. Запас дійсної площі поверхні по відношенню до необхідної, %

$$\delta F_i = \frac{F_{\text{дi}} - F_{\text{пнi}}}{F_{\text{дi}}} \cdot 100 \quad (12.33)$$

Вибір кількості рядів труб повітрянагрівача за напрямком руху повітря провадиться за меншою величиною δF_i .

Якщо для остаточно вибраного повітрянагрівача величина δF_i значно перевищує 20%, то можливі наступні розрахунки при зміні температур нагрівальної або поворотної води.

8. Аеродинамічний опір повітрянагрівача (ΔP_a , Па) визначають за формулою

$$\Delta P_a = b \psi (\rho v)_{\text{ф}}^m \quad (12.34)$$

де b , m – постійні коефіцієнти, значення яких наведені в табл. 12.1; ψ – коефіцієнт, яким враховується відхилення середньої температури повітря що нагрівається $[t_{\text{cp}}^{\text{л}} = (t_{\text{вх}} + t_{\text{вих}}) / 2]$ від величини $t_{\text{cp}} = 20^\circ\text{C}$, визначається за формулою

$$\psi = 0,94 + 0,003t_{\text{cp}}^2 \quad (12.35)$$

9. Гідравлічний опір повітрянагрівача (ΔP_{ω} , кПа) визначають за формулою

$$\Delta P_{\omega} = \sum_{i=1}^k B_i \omega_B^2, \quad (12.36)$$

де k – кількість базових теплообмінників в одному вертикальному ряду повітрянагрівача, яка може бути визначена за складеною схемою при відомих загальній кількості базових теплообмінників та їх типу і величині n_k (наприклад, для повітрянагрівача кондиціонера КТЦ – 3 м – 160, зображеного на рис. 12.26, при двох вертикальних рядах паралельно розташованих теплообмінників в одному з них маємо два півтораметрових і один двометровий базових теплообмінники); B – коефіцієнт, який залежить від типу базового теплообмінника, приймається за табл. 12.2.

Таблиця 12.2. Значення коефіцієнта B

Висота теплообмінника , м	Кількість рядів труб за повітрям	Значення коефіцієнта B
Однометровий (для КТЦ 3-10) при $l_{\text{тр}} = 828$ мм	1	11,00
	1,5	14,60
	2	18,25
Однометровий (для КТЦ 3-20) при $l_{\text{тр}} = 1655$ мм	1	13,60
	1,5	18,10
	2	22,60
1,25 – метровий (для КТЦ 3-10) при $l_{\text{тр}} = 828$ мм	1	12,25
	1,5	16,20
	2	20,30
1,25 – метровий (для КТЦ 3-20) при $l_{\text{тр}} = 1655$ мм	1	16,40
	1,5	21,80
	2	27,20
Півтораметровий $l_{\text{тр}}=1655$ мм	1	20,50
	1,5	26,60
	2	32,70
Двометровий $l_{\text{тр}}=1655$ мм	1	27,20
	1,5	36,20
	2	45,20

12.5.4. Зрошувальні камери

Камери зрошення застосовуються для політропних та адіабатних процесів обробки повітря водою. Для кондиціонерів КТЦ–3м їх випускають двох видів: ЗКФ (форсункові) і ЗКС (сітчаті).

Нижче будуть розглянуті форсункові камери зрошення, які виконуються з двома рядами форсунок за напрямком руху повітря (див. рис. 12.27).

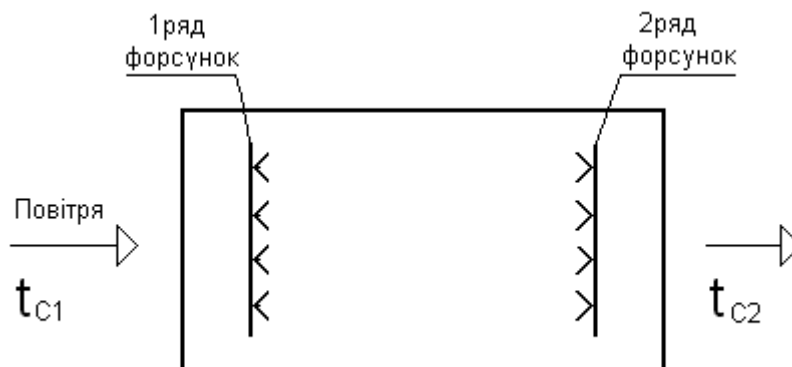


Рис. 12.27. Схема розміщення форсунок в зрошувальній камері кондиціонера КТЦ – 3м

Перший ряд форсунок встановлюють з супутнім рухом води за напрямком руху повітря, другий – з зустрічним рухом води, щоби виключити винесення води з камери зрошення.

Подавальний колектор води для кондиціонерів повітропродуктивністю до 80 тис. м³/год розташований зверху зрошувальної камери (див. рис. 12.28 а), а повітропродуктивністю більше як 80 тис. м³/год – зверху і по середині зрошувальної камери (див. рис. 12.28 б).

Швидкість повітря у живому перерізі форсункової камери залежить від товкості розпилювання води. При тонкому розпилюванні її беруть не більше як 1,8 м/с, при грубому – до 3,5 м/с, для виключення виносу води з камери повітрям.

Форсунки

Встановлено, що найбільш інтенсивний тепло- і масообмін відбувається між повітрям та водою, якщо повітря вступає в контакт не з плоскою

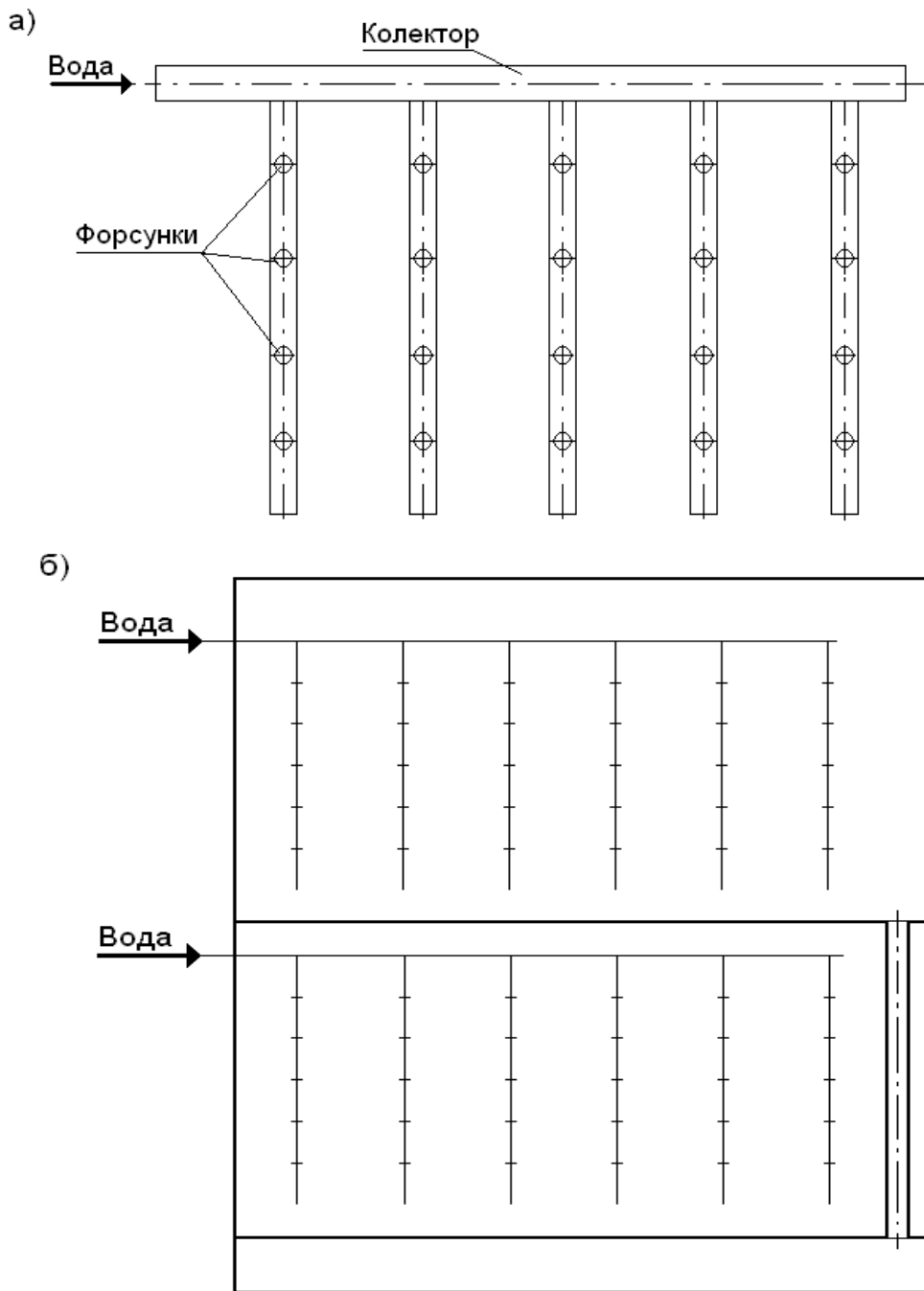


Рис. 12.28. Розташування подавального колектора для кондиціонерів типу КТЦ – 3м:
 а) повітропродуктивністю менше як 80 тис. м³/год;
 б) повітропродуктивністю більше як 80 тис. м³/год

поверхнею води, а з її найменшими краплями. Так наприклад, при діаметрі краплі 0,1 мм загальна поверхня 1 л води сягає біля 60 м². Конструкція зрошувальної камери кондиціонерів КТЦ-3м: 31,5; 40; 63; 80 наведена на рис. 12.29.

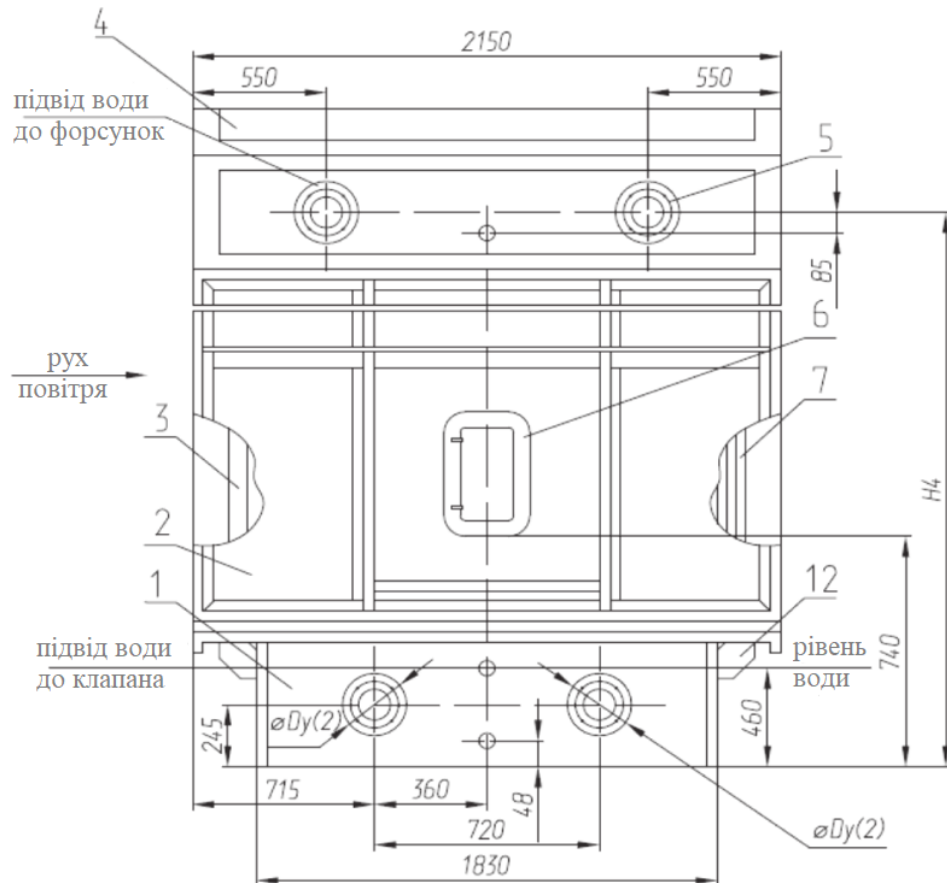


Рис. 12.29. Конструкція зрошувальної камери кондиціонерів КТЦ-3м: 31,5; 40; 63; 80:

1 – бак; 3 – стінка передня; 3- повітророзподілювач; 4 – стеля; 5 – колекторний ряд; 6 – дверка; 7 – каплевловлювач; 12 - разкос

Камери зрошення ЗКФ виготовляються в двох виконаннях (1 і 2), які відрізняються щільністю форсунок (в виконанні 1 вона менша, в виконанні 2 – більша).

В камері зрошення виконання 1 форсунки встановлюються з різною щільністю в кожному ряду, перший ряд за напрямком руху повітря має більшу щільність, другий – меншу. В камері зрошення виконання 2 форсунки встановлюються з однаковою щільністю в кожному ряду, що дорівнює щільності форсунок першого ряду камери зрошення виконання 1.

Розпилювання води у загальному випадку здійснюється спеціальними форсунками, які бувають пряموструминними з осьовим входом води та

кутовими з тангенціальним входом води (див. рис. 12.30).

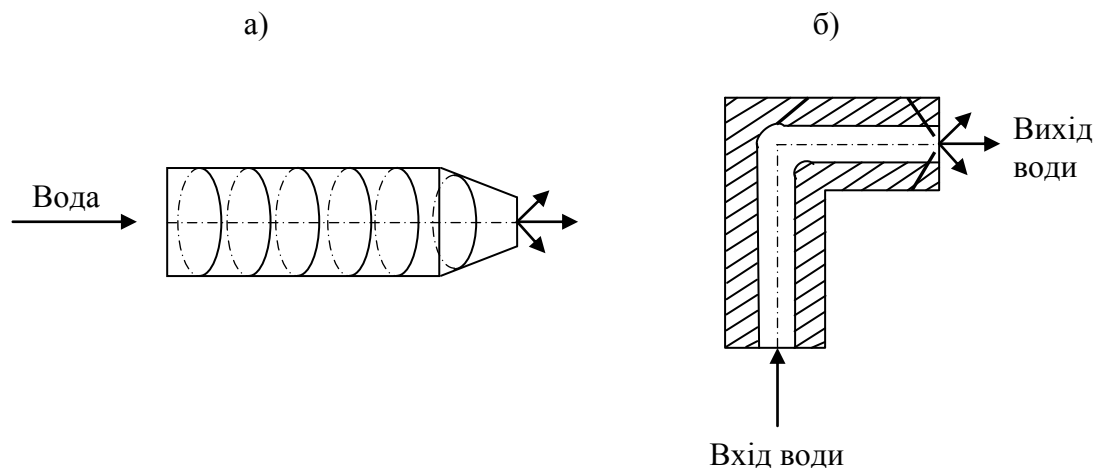


Рис. 12.30. Схематичне зображення форсунок для розпилу води:
а) прямоструминні; б) кутові

Розпилювання води, яка виходить з отвору форсунок, досягається за рахунок створення одночасного поступального та колового руху, що забезпечується використанням різноманітних направляючих пристроїв (для прямоструминних форсунок), а також спеціальних камер з тангенціальним підведенням води (для кутових форсунок).

В кондиціонерах КТЦ – 3м використовуються широкофакельні тангенціальні форсунки одного типорозміру, які мають діаметр вхідного каналу 5 мм, а діаметр вихідного сопла – 9 мм, що порівняно з іншими конструкціями зменшує небезпеку забруднення форсунки.

Надлишковий тиск води перед форсункою P_{ϕ} , кПа, визначають за формулою

$$P_{\phi} = 763 g_{\phi}^2 , \quad (12.37)$$

де g_{ϕ} – масова витрата води однією форсункою, т/год.

При розрахунках зрошувальних камер, заданими величинами є витрата вентиляційного повітря для одного кондиціонера (L'_0 , кг/с); початкові параметри повітря на вході в камеру (t_{c1} , t_{m1} , φ_1 , h_1 , d_1); кінцеві параметри повітря, що проходить обробку в зрошувальній камері (t_{c2} , t_{m2} , φ_2 , h_2 , d_2); та температура води, що подається з холодильної станції (якщо повітря в камері охолоджується та осушується) – див., наприклад, рис. 12.31.

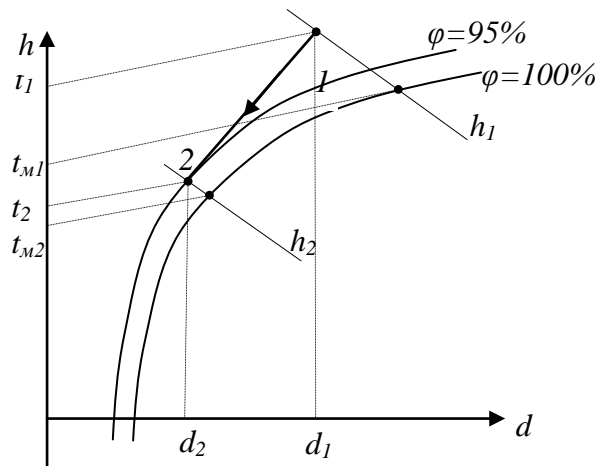


Рис. 12.31. Приклад зображення в $h-d$ діаграмі процесу охолодження та осушки повітря в зрошувальній камері

Визначають коефіцієнт зрошення μ , початкову $t_{в.п.}$ та кінцеву $t_{в.к.}$ температури води, що розпилюється, а також масові витрати холодної та рециркуляційної води.

Розрахунки проводять у наступній послідовності :

1. Для вибраного кондиціонера при заданій витраті повітря L'_o , кг/с з таблиць конструктивних характеристик приймають типову зрошувальну камеру, для якої занотують площу поперечного перерізу (F_k , м²) та загальну кількість форсунок (N_ϕ , шт) (табл. Д 31 дод.).

2. Визначають масову швидкість повітря, кг/(с·м²)

$$(\rho v)_k = \frac{L'_o}{F_k} \quad (12.38)$$

3. Визначають універсальний коефіцієнт ефективності теплообміну в камері

$$E' = 1 - \frac{t_{c2} - t_{m2}}{t_{c1} - t_{m1}} \quad (12.39)$$

4. За табл. 12.3 визначають поправку ϵ_k , що залежить від масової швидкості повітря

5. Визначають дійсний універсальний коефіцієнт ефективності теплообміну

Таблиця 12.3. Поправка на масову швидкість повітря

$(\rho v)_k, \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$	2	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0
ε_k	0,91	0,925	0,94	0,95	0,955	1

$$E'_d = E' \varepsilon_k \quad (12.40)$$

6. За табл. 12.4 в залежності від процесу обробки повітря та величини дійсного універсального коефіцієнта ефективності теплообміну визначають коефіцієнти зрошення (μ) та ефективності теплообміну (E).

7. Для процесів охолодження, одночасного охолодження і осушки та охолодження і зволоження при заданій температурі води, що надходить з холодильної станції (t_x) з рівняння теплового балансу

$$h_1 - h_2 = \mu c_B (t_{BK} - t_{BP}) \quad (12.41)$$

визначається кінцева температура води, тобто

$$t_{BK} = t_{BP} + \frac{h_1 - h_2}{\mu c_B}, \quad (12.42)$$

а з рівняння ефективності теплообміну

$$E = 1 - \frac{t_{M2} - t_{BK}}{t_{M1} - t_{BP}} \quad (12.43)$$

визначається початкова температура води (t_{BP}), тобто

$$t_{BP} = t_{M1} - \frac{t_{M2} - t_{BK}}{1 - E} \quad (12.44)$$

Спільний розв'язок рівнянь (12.42) та (12.44) дозволяє визначити температури t_{BP} і t_{BK} .

8. Визначають загальну масову витрату води, що розпилюється у зрошувальній камері, кг/с

$$G_B = \mu L'_0 \quad (12.45)$$

9. Визначають пропускну спроможність однієї форсунки, т/год

$$g_\phi = G_B 3,6 / N_\phi, \quad (12.46)$$

Таблиця 12.4. Коефіцієнти ефективності теплообміну для типових форсунок камер з двома рядами форсунок [при $(\rho v)_k \geq 3 \text{ кг/(с}\cdot\text{м}^2)$]

Процес обробки повітря	Коефіцієнт ефективності	Значення коефіцієнтів ефективності при коефіцієнті зрошення μ										
		0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
Адіабатне зволоження	E_a або E'	0,75	0,77	0,79	0,82	0,84	0,85	0,865	0,89	0,895	0,9	0,92
Одночасне охолодження і осушка, охолодження при $d = \text{const}$ одночасне охолодження і зволоження зі зниженням ентальпії	E	0,68	0,7	0,72	0,74	0,76	0,775	0,79	0,81	0,82	0,83	0,84
	E'	0,73	0,755	0,755	0,795	0,815	0,835	0,85	0,865	0,88	0,895	0,9
Одночасне охолодження і зволоження з підвищенням ентальпії, ізотермічне зволоження, одночасний підігрів та зволоження	E	0,8	0,82	0,83	0,84	0,85	0,85	0,85	0,86	0,87	0,875	0,88
	E'	0,785	0,79	0,81	0,82	0,83	0,845	0,86	0,87	0,88	0,89	0,89

а з рівняння (12.37) – надлишковий тиск води перед форсункою (P_{ϕ} , кПа).

10. Визначають холодопродуктивність камери для розрахунків холодильної станції, кВт

$$Q'_o = L'_o(h_1 - h_2) \quad (12.47)$$

11. Визначають масову витрату води при температурі t_x , яка надходить з холодильної станції до змішувального клапану кондиціонера

$$G_x = \frac{Q'_o}{c_B(t_{BK} - t_x)} \quad (12.48)$$

12. Визначають масову витрату рециркуляційної води, кг/с

$$G_p = G_B - G_x \quad (12.49)$$

13. Для адіабатного зволоження повітря, наприклад, визначається $(\rho v)_k$, а потім коефіцієнт ефективності теплообміну

$$E_o = E' = 1 - \frac{t_{c2} - t_{m1}}{t_{c1} - t_{m1}} \quad (12.50)$$

і величина $E'_d = E'\epsilon_k$.

В подальшому для цього процесу визначають μ , G_B , g_{ϕ} та P_{ϕ} за наведеною вище методикою.

14. Визначають аеродинамічний опір форсункової камери проходу повітря, Па

$$\Delta P_{\phi k} = 14,1(\rho v)_k^{1,81} \quad (12.51)$$

15. За величинами G_B та P_{ϕ} вибирається циркуляційний насос.

Сепаратори

Вони призначені для вловлювання крапель води, яка виноситься повітрям зі зрошувальної камери. Окрім цього, перший сепаратор за напрямком руху повітря призначений також для вирівнювання потоку повітря за перерізом зрошувальної камери.

Схематичні конструкції сепараторів наведені на рис. 12.32.

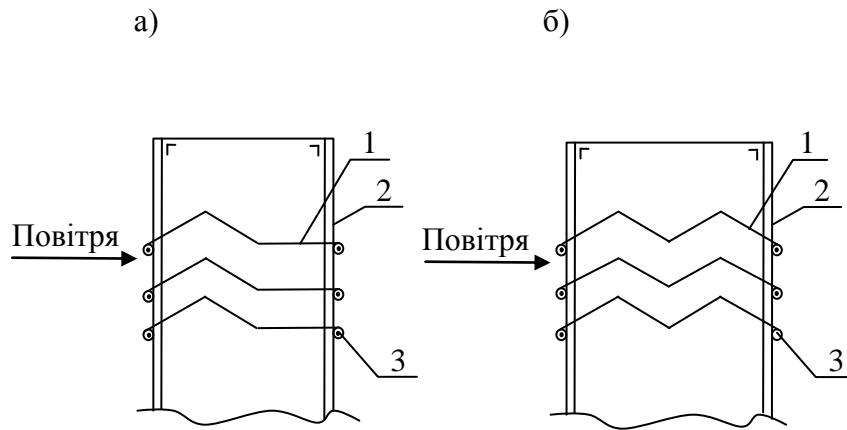


Рис. 12.32. Схематичні конструкції сепараторів:
 а) перший за напрямком руху повітря; б) другий за напрямком руху повітря;
 1 – пластини; 2 – каркас; 3 – пристрій для кріплення пластин

Сепаратори складаються з вертикальних гофрованих пластин, що розташовані через 30 мм. Пластини виготовляють з оцинкованої або з неіржавіючої сталі.

Краплі води відділяються від повітря унаслідок різких змін швидкості та напрямлення руху повітря, потім вони зосереджуються на поверхнях гофрів і надходять у піддон зрошувальної камери.

У першому за напрямком руху повітря сепараторі повітря очищується від крапель води, яка міститься у навколишньому повітрі.

Другий за напрямком руху води сепаратор періодично зрошується водою для видалення крапель вологи, що зібралася на пластинах.

Фільтри для води

У кондиціонерах типу КТЦ – 3м використовуються виносні сітчасті фільтри, що призначені для тонкої очистки води з розмірами чарунок латунної сітки 0,5 x 0,5 мм (див. рис. 12.33).

Очистка фільтра від забруднення здійснюється зворотним потоком води. Схема під'єднання фільтрів, кількість яких для одного кондиціонера повинна бути не менше 2, показана на рис. 12.34.

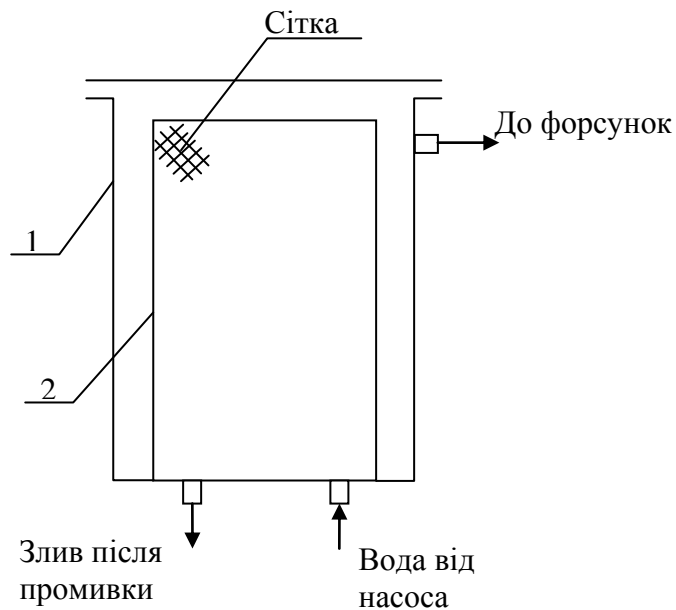


Рис. 12.33. Конструктивна схема виносного сітчастого фільтра

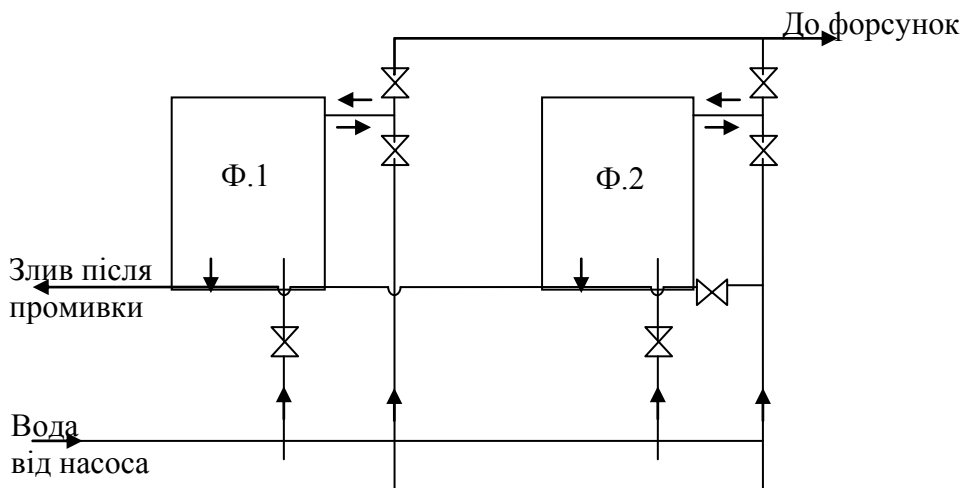


Рис. 12.34. Схема під'єднання сітчастих фільтрів

12.5.5. Вентиляторні агрегати

Кожен кондиціонер КТЦ-3м комплектується відповідним радіальним вентиляторним агрегатом типу ВК-Ц4-75 однобічного чи двобічного всмоктування (див. табл. 12.5). При цьому для кондиціонерів типу КТЦ-3м: 160; 200; 250 використовуються вентилятори з двобічним всмоктуванням зі встановленням їх у припливних камерах, для решти кондиціонерів – з однобічним всмоктуванням.

Вентилятори використовуються для переміщення повітря з температурою до 80 °С, що не містить липких речовин, волокнистих

Таблиця 12.5. Типи вентиляторів центральних кондиціонерів

Кондиціонер	Вентилятор
КТЦ-3м-10	ВК-Ц4-75-6,3
КТЦ-3м-20	ВК-Ц4-75-7,1
КТЦ-3м-31,5 КТЦ-3м-40	ВК-Ц4-75-11,2
КТЦ-3м-63 КТЦ-3м-80	ВК-Ц4-75-16
КТЦ-3м-125	ВК-Ц4-75-20
КТЦ-3м-160	ВК-Ц4-75-16/2
КТЦ-3м-200 КТЦ-3м-250	ВК-Ц4-75-20/2

матеріалів зі вмістом пилу та інших твердих домішок не більше як 100 мг/м³.

Для регулювання повітропродуктивності всі вентилятори однобічного всмоктування мають один направляючий апарат з ручним або електричним приводом, а двобічного всмоктування – два направляючих апарати, що вбудовані усередині всмоктувальних патрубків, які приводяться в дію системою важелів і валів від одного електричного привода.

Загалом вибір вентиляторів здійснюється за подачею та тиском.

Подача вентилятора V , м³/год, відповідає номінальній продуктивності кондиціонера за повітрям, а тиск H , Па вибирається з чотирьох стандартних значень (800, 1200, 1600, 1800 Па) у залежності від визначених втрат тиску ΔP .

Втрати тиску на переміщення повітря в системі кондиціонування повітря, Па

$$\Delta P = 1,1 \Delta P_m + \Delta P_\phi + \Delta P_{зкф} + \Delta P_{ПН1} + \Delta P_{ПН2}, \quad (12.52)$$

де ΔP_m - аеродинамічний опір мережі повітропроводів, Па (визначається за методикою, яка була розглянута при аеродинамічному розрахунку системи механічної вентиляції); ΔP_ϕ , $\Delta P_{зкф}$, $\Delta P_{ПН1}$, $\Delta P_{ПН2}$ - аеродинамічні опори

повітряних фільтрів, зрошувальних форсункових камер, повітрянагрівачів першого та другого підігріву відповідно, Па (визначаються при виборі відповідного обладнання).

Конструкція радіального вентилятора, наприклад, ВК-Ц4-75-6,3, наведена на рис. 12.35.

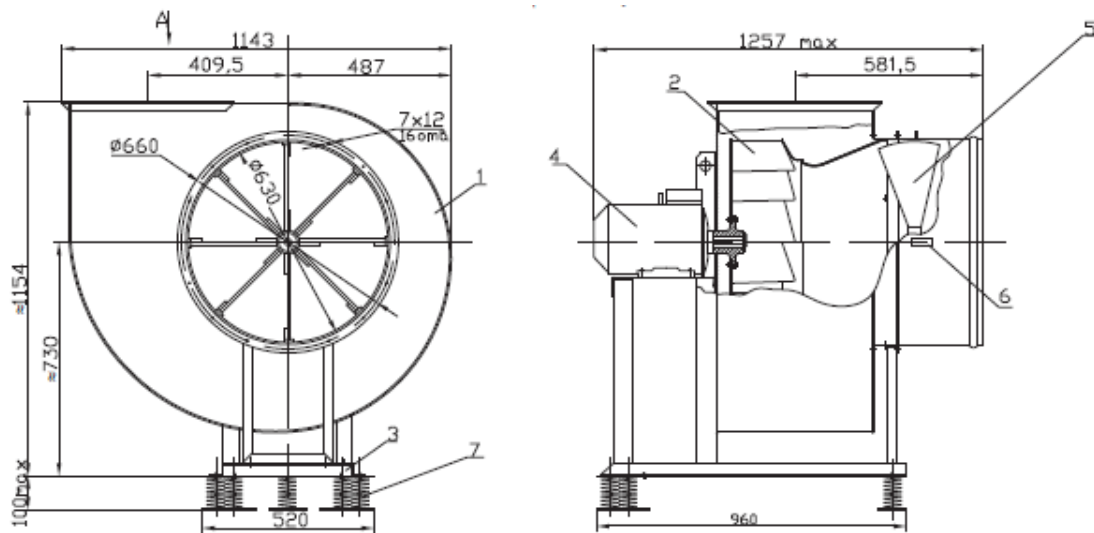


Рис. 12.35. Конструкція вентилятора ВК-Ц4-75-6,3:
 1 – корпус; 2 – робоче колесо; 3 – рама; 4 – електродвигун;
 5 – направляючий апарат; 6 – привід направляючого апарата;
 7 – віброізолятор

Запитання та завдання самоконтролю

1. Наведіть основні схеми оброблення повітря в центральних кондиціонерах КТЦ.
2. Як вибрати параметри зовнішнього повітря при розрахунках системи кондиціонування для теплого і холодного періодів року?
3. Які особливості оброблення повітря в схемах неповного кондиціонування?
4. Назвіть переваги схем з рециркуляцією у порівнянні з прямоточними.
5. Як обрати тип та кількість центральних кондиціонерів?
6. Надайте основні підходи до вибору повітрянагрівачів для центральних кондиціонерів.

МІСЦЕВІ СИСТЕМИ КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ

13.1. Загальна характеристика

Згідно з наведеною класифікацією (див. розділ 11) місцеві кондиціонери використовуються для побутових та напівпромислових об'єктів, а також можуть бути автономні та неавтономні.

В автономних кондиціонерах вироблення холоду та охолодження повітря здійснюється у самому кондиціонері, у неавтономних – холод виробляється централізовано, потім охолоджуюча рідина надходить до місцевого кондиціонера за відповідними трубопроводами.

В Україні місцеві кондиціонери поставляються відомими в світі компаніями (відповідну назву отримали і кондиціонери цих компаній):

- Panasonic;
- Samsung;
- Daikin;
- L G «Electronic»;
- Mitsubisi;
- Delongi;
- Akira;
- GLIVET;
- New York і т. ін.

13.2. Автономні кондиціонери

Основними елементами автономних кондиціонерів є компресор, конденсатор, випарник (повітроохолоджувач), вентилятори, системи трубопроводів, терморегулювальний вентиль, пульт керування.

До основних типів таких кондиціонерів відносяться моноблочні і так звані спліт-системи.

13.2.1. Моноблочні автономні кондиціонери

Кондиціонери цього типу можуть бути віконні та підлогові.

В них все перелічене вище обладнання міститься у одному блоці.

- *Віконні кондиціонери*

Схема моноблочного віконного кондиціонера показана на рис. 13.1.

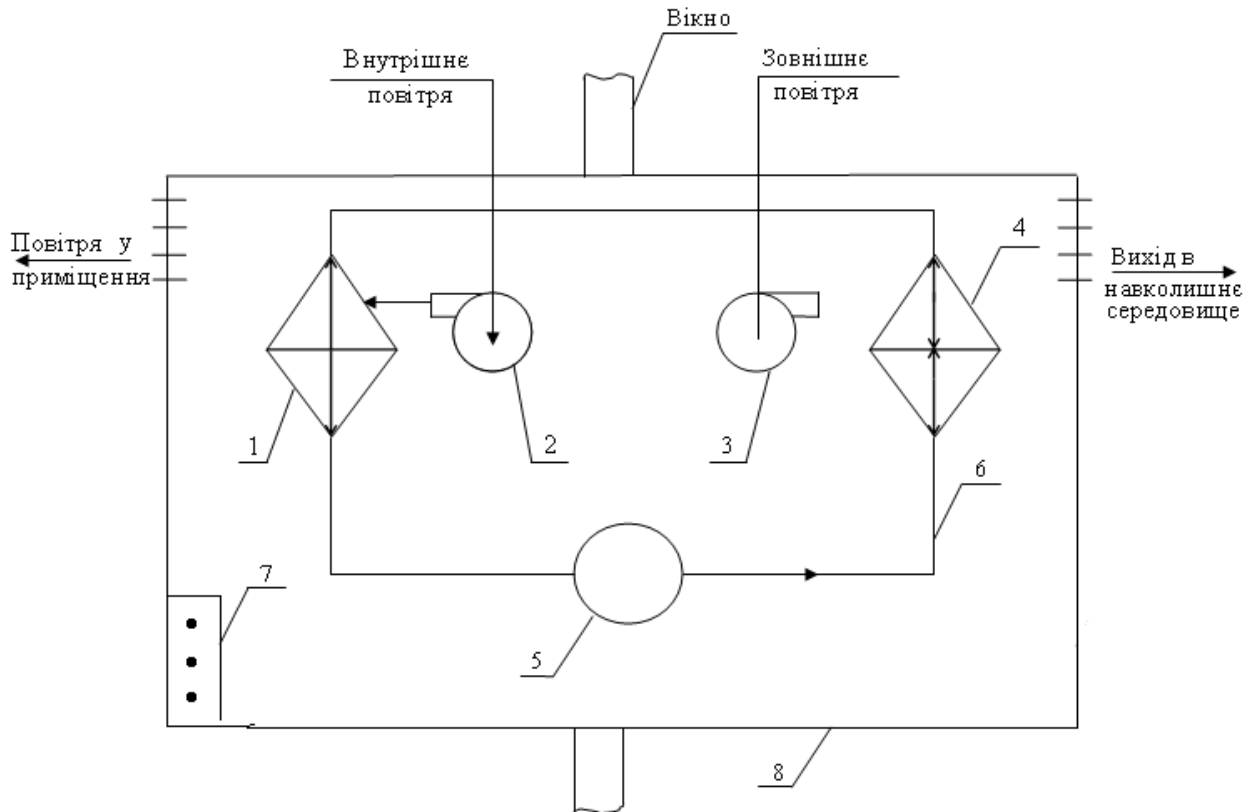


Рис. 13.1. Схема моноблочного віконного кондиціонера:

1 – випарник (повітроохолоджувач); 2 – вентилятор осьовий для переміщення повітря; 3 – вентилятор для обдуву конденсатора; 4 – конденсатор; 5 – компресор; 6 – трубопроводи; 7 – пульт керування; 8 – корпус

Раніше як місцеві моноблочні кондиціонери в Україні були автономні кондиціонери типу БК-1500 або БК-2000, у нинішній час – це імпорتنі місцеві кондиціонери, деякі з них перелічені вище.

До недоліку місцевих моноблочних віконних кондиціонерів відноситься порушення герметичності вікна, погіршення дизайну приміщення.

- *Підлогові кондиціонери* (див. рис. 13.2) мають те ж саме обладнання, що й моноблочні віконні. Вони можуть розташовуватися у будь-якому місці приміщення на підлозі. До переваги підлогових кондиціонерів відноситься те, що вони не потребують спеціального монтажу, а до недоліку – те що

вони працюють тільки на внутрішньому рециркуляційному повітрі, а також – підвищений шум під час роботи.

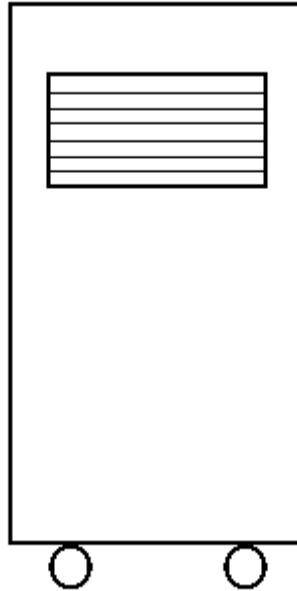


Рис. 13.2. Схема підлогового моноблочного кондиціонера

13.2.2. Автономні спліт – системи

Кондиціонери спліт-систем складаються із зовнішнього блоку (компресорно-конденсаторного агрегату) і внутрішнього блоку (випарного).

Загальний вигляд спліт системи наведено на рисунку 13.3.

В зовнішньому блоці розміщується компресор, конденсатор, осьовий вентилятор. Зовнішні блоки розміщуються на стіні будівлі, на даху, у підсобному приміщенні, і т. ін.

Внутрішні блоки встановлюються у приміщенні. Вони можуть бути настінними, касетного або каналного типу, розташовуватися на підлозі, під стелею і т.ін. У внутрішньому блоці розміщені: фільтр, повітроохолоджувач, вентилятор тангенціальний.

Зовнішні та внутрішні блоки з'єднуються двома тонкими мідними трубками з теплоізоляцією.

Один зовнішній блок може обслуговувати декілька внутрішніх блоків, даже з різною холодопродуктивністю.

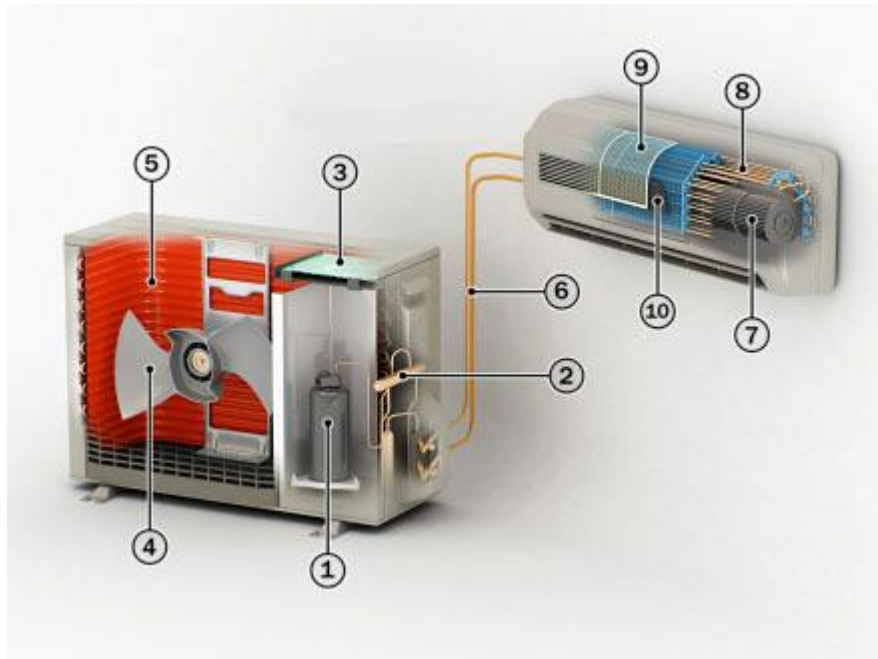


Рис. 13.3 – Загальний вигляд місцевої спліт-системи кондиціювання повітря:

1-компресор, 2-порти приєднання фреонових магістралей, 3-корпус, 4-вентилятор, 5-теплообмінник конденсатора, 6-фреоновий контур, 7-вентилятор випарника, 8-випарник, 9-фільтр, 10-дефлектор

При кондиціюванні декількох приміщень можливе таке виконання місцевої спліт-системи, при якому до одного зовнішнього блоку приєднані декілька внутрішніх (до чотирьох). Така система кондиціювання повітря зветься мультиспліт-система (див. рис. 13.4).

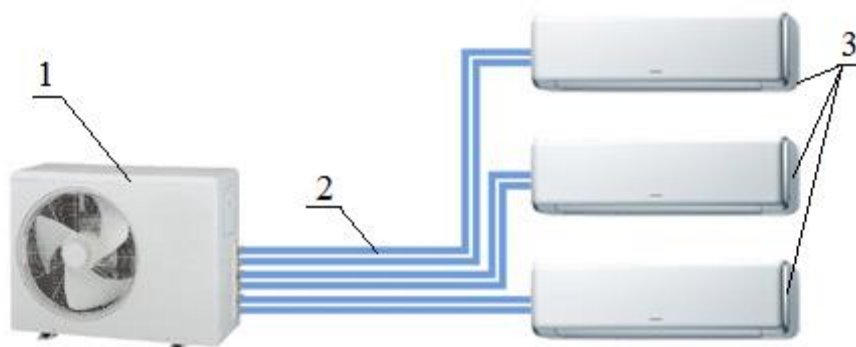


Рис. 13.4. Загальний вигляд мульти-спліт системи:
1-зовнішній компресорно-конденсаторний блок; 2-трубопроводи;
3-внутрішні блоки

Потужність настінних кондиціонерів спліт та мультиспліт-систем обмежена, оскільки сильний потік холодного повітря, характерний для кондиціонерів великої потужності, може викликати неприємні відчуття у людини. Тому в приміщеннях, де необхідна установка більш потужного кондиціонера, або у витягнутих приміщеннях, встановлюються підлогово-стельові кондиціонери, що дозволяють направити сильний струмінь уздовж стіни або стелі і таким чином забезпечити рівномірний розподіл температури в приміщенні (див. рис. 13.5).



Рис. 13.5. Загальний вигляд підлогово-стельового кондиціонера:
а – стельовий; б – підлоговий

Внутрішній блок підлогово-стельового кондиціонера має дещо інший зовнішній вигляд порівняно з попередніми схемами і встановлюється на стіні або стелі. Потужність таких місцевих систем кондиціонування повітря складає 4 - 9 кВт по теплоті та холоду.

У великих приміщеннях, залах, ресторанах, холах часто використовуються місцеві кондиціонери колонного типу. Як правило, такі колонні кондиціонери мають розподільчі пристрої – жалюзі, що спрямовують потік холодного повітря вгору, тим самим не створюючи неприємних відчуттів для людини (рис. 13.6).

Ще одним типом спліт та мультиспліт-систем є кондиціонери касетного типу, спеціально розроблені для великих приміщень з підвісною стелею - операційних залів банків, офісів, супермаркетів. Вони дуже добре вписуються в інтер'єр приміщення і в багатьох випадках їх використання

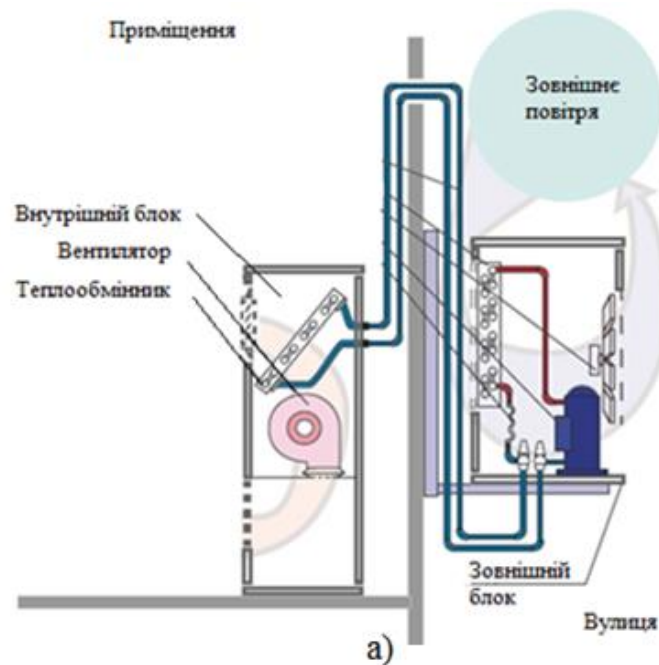


Рис. 13.6. Схема включення та загальний вигляд колонного кондиціонера місцевої спліт-системи:
а) схема включення; б) загальний вигляд

- єдине рішення проблеми кондиціонування приміщення.

Внутрішній блок монтується в просторі за підвісною стелею, при цьому видно тільки декоративні решітки з розмірами, як правило, відповідними

стандартному розміру 600 x 600 мм стельової панелі (див. рис. 13.7).

Повітря з приміщення забирається через центральні решітки внутрішнього блоку, проходить в ньому всі види обробки і далі



Рис. 13.7. Внутрішній блок касетного типу спліт-системи

розподіляється по чотирьом напрямках через регульовані жалюзі, що забезпечує рівномірний повітрообмін в приміщенні.

У касетних кондиціонерах передбачена можливість приєднання повітропроводів як для подачі невеликої кількості свіжого повітря (до 10%), так і для розподілу підготовленого повітря через додаткові вентиляційні решітки. Потужність таких кондиціонерів складає 6 - 15 кВт по теплоті і холоду.

До недоліку настінних, підлогових, касетних внутрішніх блоків відноситься те, що вони працюють без зовнішнього повітря, тобто тільки на рециркуляційному повітрі.

З підмішуванням зовнішнього повітря до внутрішнього можуть працювати каналні системи (рис. 13.8).

Сучасні місцеві системи можуть обслуговувати багато зон (багатозональні) зі змінною витратою повітря. Наприклад, розробки компанії LG «Electronic» дозволяють під'єднати до 1 зовнішнього блока до 64 внутрішніх блоків.

Місцеві кондиціонери холодопродуктивністю до 7,5 кВт відносяться до побутових, а більше як 7,5 кВт – до напівпромислових.



Рис. 13.8. Схема каналного кондиціонера

Мінімальна холодопродуктивність побутових кондиціонерів встановлюється виходячи з необхідності обслуговування невеликих кімнат площею від 15 до 20 м². Зазвичай для цього достатньо від 1,8 до 5 кВт холодопродуктивності.

Максимальна холодопродуктивність встановлюється виходячи з допустимої потужності, яка споживається від побутової однофазної розетки, що складає від 5 до 7 кВт.

Напівпромислові кондиціонери мають холодопродуктивність від 5 до 100 кВт.

13.3. Неавтономні кондиціонери

В неавтономних системах кондиціонування повітря є окрема холодильна станція (чилер), де охолоджується вода. Чилер зазвичай розташовується на даху будівлі. Охолоджена вода розподіляється серед місцевих повітроохолоджувачів (фанкойлів), які встановлюються усередині приміщень (рис. 13.9).

Фанкойли можуть встановлюватися на підлозі, навішуватися на стіні або стелі, розташовуватися у підшивній стелі.

Фанкойл – це кожухотрубчатий водоповітряний теплообмінник, який складається з повітряного фільтра, теплообмінника з оребреною поверхнею, вентилятора з електродвигуном.

Фанкойли можуть працювати або тільки на охолодження повітря (двотрубна система), або і на охолодження і на нагрівання повітря

(чотиритрубна система).

Схеми неавтономних систем наведені на рис. 13.10, 13.11.



Рис. 13.9. Неавтономна система кондиціювання чилер-фанкойл

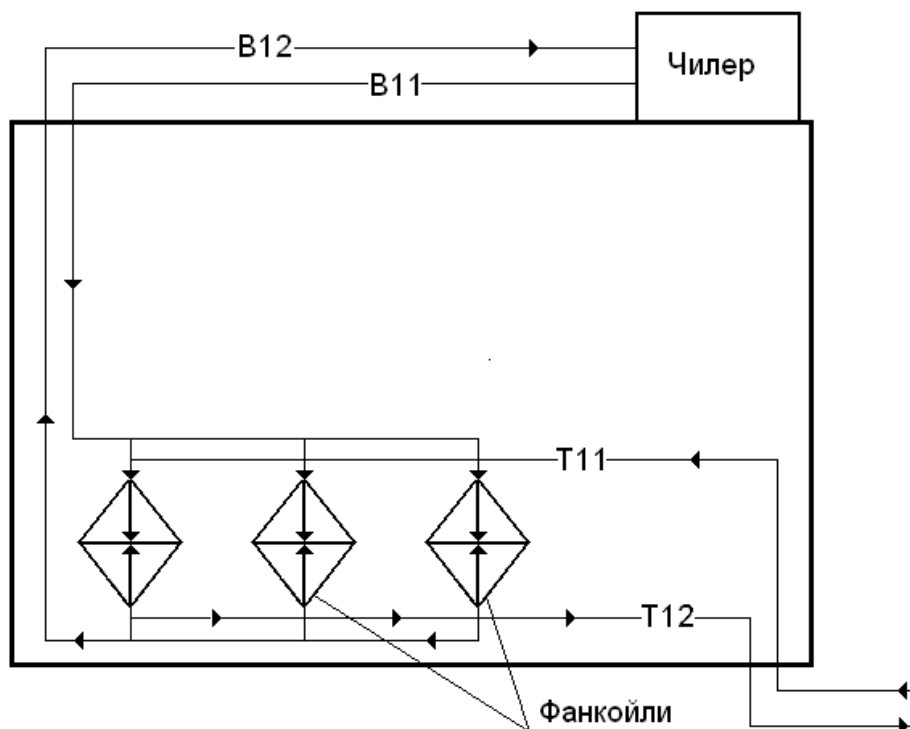


Рис. 13.10. Принципова схема чотиритрубної неавтономної системи:
- В 11- холодна вода; - В 12 – отеплена вода;
- Т 11 – подавальна мережева вода; - Т 12 – поворотна мережева вода



а) двотрубне підключення фанкойлів



б) чотирьохтрубне підключення фанкойлів

Рис. 13.11. Варіанти під'єднання фанкойлів:
а – двотрубне; б – чотиритрубне

13.4. Розрахунки та вибір обладнання місцевих систем кондиціонування

При виборі обладнання місцевих систем кондиціонування повітря спочатку визначають надходження теплоти та вологи до приміщень (відповідно $\Sigma Q_{пр}$, кВт та $\Sigma W_{пр}$, кг/с).

Якщо система працює тільки на рециркуляційному повітрі, то в $h-d$ діаграмі будується процес оброблення повітря (див. рис. 13.12) і здійснюються розрахунки цього процесу у наступній послідовності.

1. За заданою необхідною температурою припливного повітря $t_{п}$ та відносною вологістю $\phi_{п}$ в $h-d$ діаграмі наноситься точка П, у якій визначається ентальпія $h_{п}$.

2. Визначається кутовий коефіцієнт променя процесу зміни стану повітря

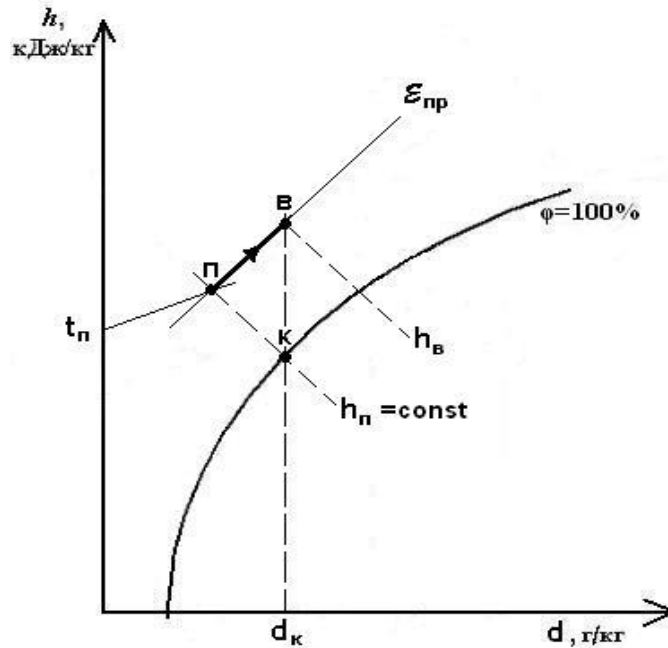


Рис. 13.12. Побудова процесу зміни стану повітря при роботі на внутрішньому (рециркуляційному) повітрі

у приміщенні $\varepsilon_{пр} = \Sigma Q_{пр} / \Sigma W_{пр}$, кДж/кг вологи, надалі він проводиться через точку П.

3. Визначається температура внутрішнього повітря $t_b = t_{п} + 3, ^\circ \text{C}$. Дана ізотерма перетинається з кутовим коефіцієнтом променя процесу і отримуємо точку В, що характеризує стан внутрішнього повітря. В цій точці визначаємо ентальпію h_b .

4. Визначається необхідна масова витрата повітря, кг/с

$$L = \Sigma Q_{пр} / (h_b - h_{п}). \quad (13.1)$$

5. Визначається об'ємна витрата повітря, м³/год

$$V = 3600 L / \rho. \quad (13.2)$$

6. Визначається холодопродуктивність кондиціонера, кВт

$$Q_{хол} = L / (h_b - h_{п}). \quad (13.3)$$

7. За величинами $Q_{хол}$ та V вибираються внутрішні та зовнішні блоки.

У разі підмішування зовнішнього повітря побудова процесів в $h-d$ діаграмі наведена на рис. 13.13.

Побудова процесів в $h-d$ діаграмі та розрахунки виконують в наступній послідовності:

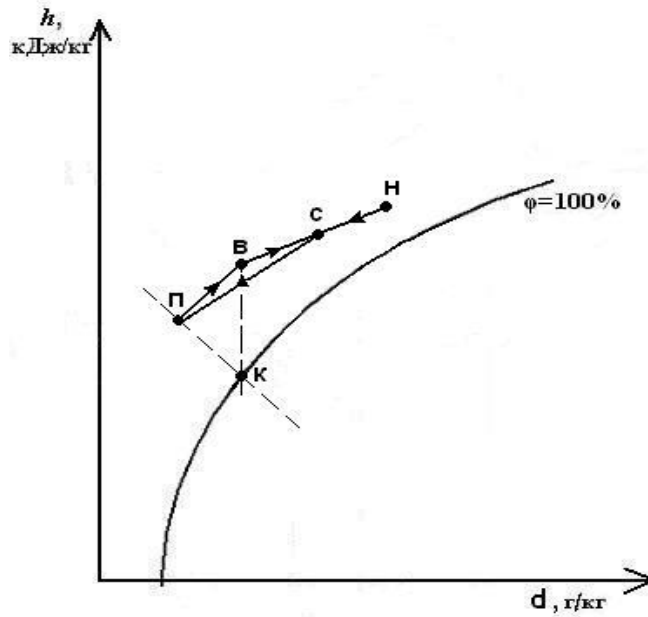


Рис. 13.13. Побудова процесів зміни стану повітря при підмішуванні зовнішнього повітря

1. За аналогією з попередньою схемою наносяться точки П та В, які з'єднуються між собою.

2. За заданим населеним пунктом визначаються температура навколишнього повітря t_n та його ентальпія h_n . В $h-d$ діаграмі наносяться точка Н. Точка Н з'єднується з точкою В.

3. За аналогією з попередньою схемою визначаються витрати повітря L та V .

4. Визначається точка суміші внутрішнього та зовнішнього повітря з наступного співвідношення

$$\frac{L}{ВН} = \frac{L_n}{BC},$$

звідки визначається відрізок $BC = (L_n / L) ВН$, який відкладається від точки В. В точці С визначаємо ентальпію суміші h_c .

Витрата зовнішнього повітря L_n зазвичай задається згідно з санітарними нормами.

5. Визначається охолоджуюча потужність повітроохолоджувача кондиціонера, кВт

$$Q_{хол} = L / (h_c - h_p). \quad (13.4)$$

6. За величинами $Q_{\text{хол}}$ та V вибираються внутрішні та зовнішні блоки.

13.5. Місцево-центральні системи кондиціонування

В адміністративних та громадських будівлях нині широко застосовуються місцево-центральні системи вентиляції і кондиціонування повітря (див. рис. 13.14) з утилізацією теплоти вентиляційних викидів.

Типова центральна припливно-витяжна установка розміщується, наприклад, в підвалі будівлі. Тип та кількість таких установок розраховується на оброблення нормативної витрати повітря для відповідних приміщень.

Зовнішнє повітря через повітрязабірну шахту надходить на припливну установку, послідовно проходить через припливний фільтр 4, в якому очищується від пилу; рекуператор 5, в якому попередньо нагрівається за рахунок теплоти вентиляційних викидів в холодний період року.

Подальша робота припливної камери залежить від періоду року:

- в теплий період повітря охолоджується в повітроохолоджувачі 7;
- в холодний період повітря після рекуператора догрівається в повітронагрівачі 6.

Надалі повітря за допомогою припливного вентилятора 8 через систему припливних повітропроводів подається до приміщення.

Витяжне повітря в холодний період року з приміщення спрямовується у витяжну шахту і далі надходить на рекуператор, де охолоджується і викидається в атмосферу.

Для компенсації надлишків теплоти та вологи в теплий період року у приміщенні встановлені фанкойли (кондиціонери-доводчики).

Охолодження повітря в повітроохолоджувачі центрального кондиціонера і в фанкойлах здійснюється водою, яка охолоджується в холодильній станції (чилері), що розташована, наприклад, на даху будівлі.

В холодний період року встановлені у приміщеннях фанкойли можуть бути використані для опалення цих приміщень.

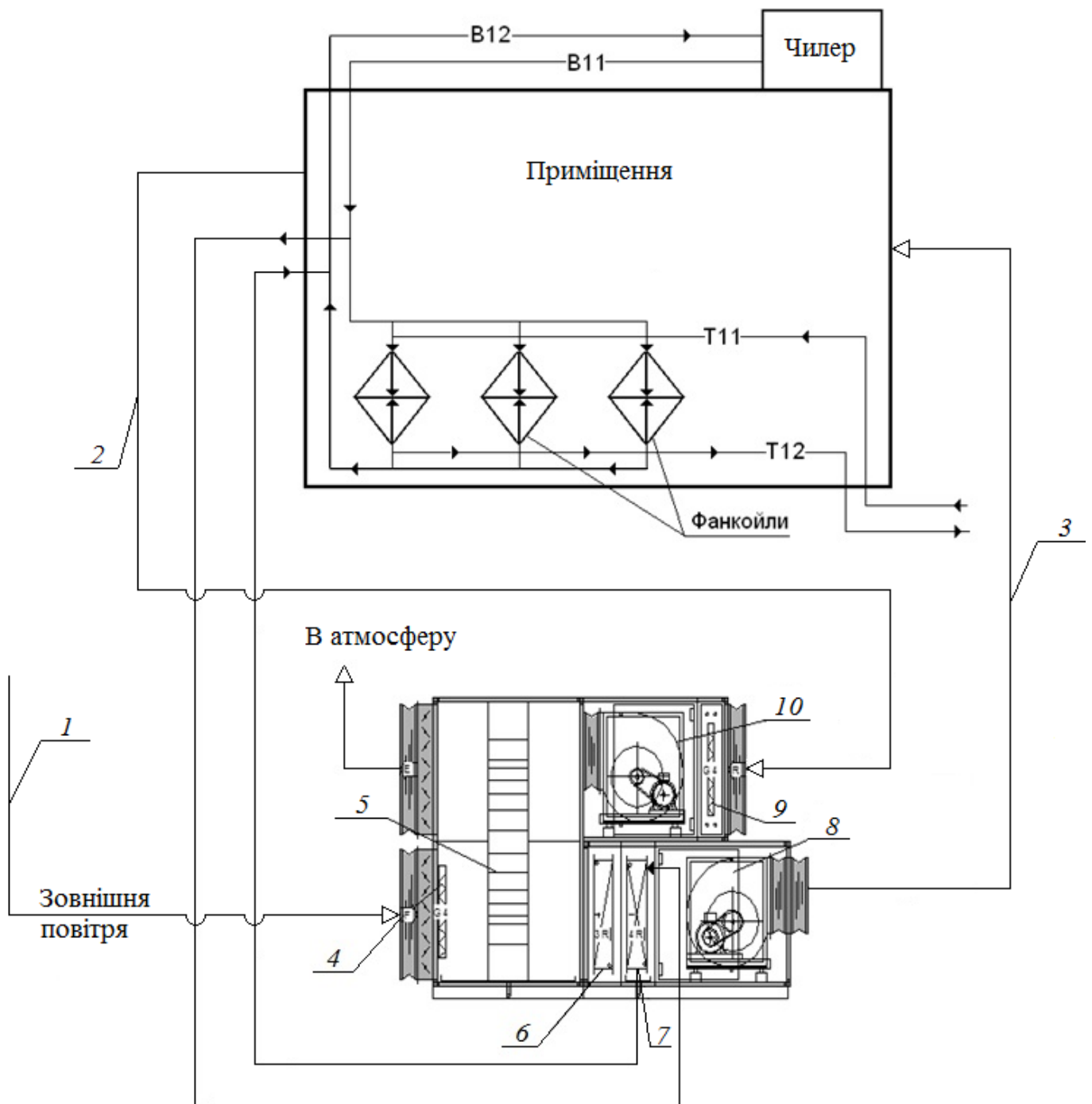


Рис. 13.14. Схема місцево-центральної системи кондиціонування:
 1 – зовнішнє повітря; 2 – видалюване повітря; 3 – припливне повітря; 4 – фільтр припливного повітря; 5 – утилізатор теплоти (рекуператор); 6 – повітрянагрівач;
 7 – повітроохолоджувач; 8 – припливний вентилятор; 9 – фільтр витяжного повітря; 10 – витяжний вентилятор

Запитання та завдання для самоконтролю

1. Назвіть основні елементи автономних кондиціонерів і призначення кожного з них.
2. Які недоліки мають моноблочні віконні та підлогові автономні кондиціонери?
3. Чим відрізняється спліт-система від моноблочних автономних кондиціонерів?
4. Де можуть бути встановлені внутрішні та зовнішні блоки автономних спліт-систем?
5. Охарактеризуйте особливості роботи місцевих каналних кондиціонерів.
6. Як працюють неавтономні системи кондиціонування повітря?
7. Наведіть основні підходи до вибору зовнішніх та внутрішніх блоків в місцевих системах кондиціонування для прямоточних і рециркуляційних систем.
8. Назвіть особливості роботи місцево-центральної систем кондиціонування з утилізацією теплоти вентиляційних викидів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. ДБН В.2.5-67:2013 «ОПАЛЕННЯ, ВЕНТИЛЯЦІЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ». Чинний від 2014- 01-01. – Київ: Мінрегіонбуд та ЖКГ України, 2013. – 232 с.
2. Невзорова А.Б. Теплогазоснабжение, отопление и вентиляция: Учеб. / А.Б. Невзорова. – Гомель: БелГУТ, 2014. – 279 с.
3. Степанов М.В. Інженерне обладнання будівель: Навч. посіб. / М.В.Степанов. – Київ: КНУБА, 2008. – 204 с.
4. Голубков Б.Н. Кондиционирование воздуха, отопление и вентиляция: Учеб. для вузов / Б.Н.Голубков, Б.И.Пятачков, Т.М.Романова. – М.: Энергоиздат, 1982. – 232 с.
5. ДСТУ – Н Б В. 1.1 – 27:2010. Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія. – Чинний від 2011 – 11 – 01. Київ: Мінрегіонбуд України, 2011. – 123 с.
6. ДБН В.2.6-31:2016 «ТЕПЛОВА ІЗОЛЯЦІЯ БУДІВЕЛЬ». Чинний від 2017 -05-01. – Київ: Мінрегіон України, 2017. – 31 с.
7. Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: Навч. посіб. / М.Ф.Боженко, В.П.Сало. – Київ: ІВЦ „Видавництво „Політехніка”, 2004. – 192 с.
8. СНиП 2.04.05-91*У Отопление, вентиляция и кондиционирование. Издание неофициальное, Киев. : КиевЗНИИЭП, 1996 – 89 с.
9. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: практикум для студентів напряму підготовки “Теплоенергетика” [Електронний ресурс] / Автори М.Ф. Боженко, Ю.В.Шовкалюк. – Київ : НТУУ «КПІ», ТЕФ, 2016. - 130 с.
10. Внутренние санитарно-технические устройства : справочник проектировщика. В 3ч. Ч.3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн.1/ В.Н. Богословський, А.И.Пирумов, В.Н. Посохин и др.; Под ред. А.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера – 4-е изд.,перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1992. – 319с.

11. Отопление и вентиляция жилых и гражданских зданий : Проектирование: Справочник / Г.В.Русланов, М.Я.Розкин, Э.Л.Ямпольский. – К.: Будівельник, 1983. – 272с.
12. Богословский В.Н. Отопление : Учеб. для вузов /В.Н. Богословский, А.Н.Сканави. – М.: Стройиздат, 1991. – 735с.
13. Пирков В.В. Особливості проектування сучасних систем водяного опалення / В.В. Пирков. – К. : П ДП «Такі справи», 2003. – 176 с.
14. Тиатор И. Отопительные системы / И. Тиатор. – Перевод с немецкого Т.Н.Зазаевой под ред. к.т.н. Н.Д. Малоевой. – М. : Техносфера Евроклимат, 2006. – 272 с.
15. Норми та вказівки по нормуванню витрат палива та теплової енергії на опалення житлових та громадських споруд, а також на господарсько-побутові потреби в Україні. КТМ 204 Україна 244-94. Затверджені Держжитлокомунгоспом України 14 грудня 1993 р. – К.: ЗАТ «ВІПОЛ», 2001. – 376 с.
16. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учеб. для энергетических спец. вузов / Е.Я.Соколов. – 4 - е изд. перераб. – М. : Энергия, 1975. – 376 с.
17. Зайцев О.Н. Проектирование систем водяного отопления (пособие для проектировщиков, инженеров и студентов технических ВУЗов) / О.Н.Зайцев, А.П.Любарец – Вена – Киев – Одесса, 2008. – 290 с.
18. ДБН В.2.2-15-2005. Будинки і споруди. Житлові будинки. Основні положення. – Чинні від 01. 01. 2006 р.
19. Молька В. И. Три «Э» в отоплении промышленных зданий / В.И. Молька. – Київ. – 2012. – 127 с.
20. Нимич Г.В. Современные системы вентиляции и кондиционирования воздуха / Г.В.Нимич, В.А.Михайлов, Е.С.Бондарь. – ТОВ «Видавничий будинок Авваност Прим», 2003. – 626 с.

21. Краснощеков Е.А. Задачник по теплопередаче: Учеб. пособие для вузов / Е.А.Краснощеков и А.С.Сукомел. - 4-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1980. – 288 с.
22. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха / А.В.Нестеренко. – М.: Высш.шк., 1971. – 460с.
23. Ананьев В.А. Системы вентиляции и кондиционирования воздуха. Теория и практика: Учебное пособие / В.А. Ананьев, Л.Н. Балужева, А.Д. Гальперин и др. – М.: Евроклимат, издательство "Арина", 2000. – 416 с.
24. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3ч. Ч.3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн.2 / Б.В. Баркалов, Н.Н. Павлов, С.С. Амирджанов и др.; Под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. – 4-е мзд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1992. – 416с.: ил. – (Справочник проектировщика)
25. Пекер Я.Д. Справочник по выбору оборудования для кондиционирования воздуха / Я.Д. Пекер, Е.Я. Мардер. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Будівельник, 1990. – 224с.
26. Стефанов Е.В.. Вентиляция и кондиционирование воздуха / Е.В.Стефанов. – Санктпетербург: АВОК Северозапад. 2005. – 399 с.
27. Кокорин О.Я. Современные системы кондиционирования воздуха / О.Я.Кокорин. М.: Изд-во физмат литературы, 2003. – 272 с.
28. Белова Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях / Е.М.Белова. М.: Евроклимат. 2006. – 640 с.

ДОДАТОК

Таблиця Д1. Параметри зовнішнього повітря деяких міст України

Місто	Град. пн. ш.	Холодний період року										Теплий період року					
		Температура, °С						Період із середньодобовою температурою				Розрахункова відносна вологість повітря (в січні), %	Розрахункова швидкість вітру (в січні), м/с	Температура, °С		Розрахункова відносна вологість повітря (в липні), %	Розрахункова швидкість вітру (в липні), м/с
		Середня найхолоднішого місяця ($t_{\text{ср.х.м}}$)		Найхолоднішої доби за безпеченістю		Найхолоднішої п'ятиденки за безпеченістю		$\geq 8\text{ }^{\circ}\text{C}$		$\geq 10\text{ }^{\circ}\text{C}$				Найжаркішої п'ятиденки за безпеченістю 0,99 ($t_{\text{р.в.т}}$)	Найжаркішої доби за безпеченістю 0,95 ($t_{\text{р.кл.т}}$)		
		0,98	0,92	0,98	0,92 ($t_{\text{р.о}}$)	Тривалість, діб ($n_{\text{о}}$)	Середня температура, °С ($t_{\text{ср.о}}$)	Тривалість, діб	Середня температура, °С								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
Вінниця	49°19'	-5,1	-29	-26	-25	-21	182	-0,2	202	0,6	85	3,9	23	27	73	3,0	
Дніпропетровськ	48°22'	-4,7	-29	-27	-26	-24	172	-0,2	188	0,6	86	5,2	26	30	64	3,8	
Донецьк	48°04'	-5,2	-29	-27	-24	-22	176	-0,5	192	0,3	86	5,3	26	30	63	3,5	
Житомир	50°17'	-5,1	-29	-25	-24	-22	184	-0,2	203	0,5	85	4,5	23	27	74	3,1	
Запоріжжя	47°48'	-3,5	-27	-24	-23	-21	166	0,6	182	1,4	85	2,7	26	30	63	1,7	
Івано-Франківськ	48°54'	-4,3	-26	-24	-22	-20	179	0,4	200	1,2	83	2,9	22	27	75	2,6	
Київ	50°24'	-4,7	-29	-26	-25	-22	176	-0,1	195	0,7	83	2,8	23	28	69	2,1	

Продовження табл. Д1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Кіровоград	48°30'	-4,9	-30	-26	-25	-22	175	-0,3	192	0,5	86	4,3	25	29	66	3,4
Луганськ	48°34'	-5,0	-32	-29	-27	-25	172	-0,4	188	0,4	82	3,0	26	30	63	1,9
Луцьк	50°45'	-4,2	-27	-24	-22	-20	180	0,3	201	1,1	86	4,2	23	27	74	2,9
Львів	49°49'	-4,0	-25	-24	-20	-19	179	0,4	201	1,2	84	4,0	23	27	75	2,8
Миколаїв	46°58'	-2,6	-26	-23	-22	-20	161	1,1	178	2,0	84	4,0	25	30	61	3,3
Одеса	46°26'	-1,3	-24	-21	-20	-18	158	2,0	178	3,0	82	4,1	25	29	67	2,9
Полтава	49°36'	-5,6	-30	-27	-25	-23	178	-0,8	195	0,0	85	4,1	25	29	66	2,8
Рівне	50°35'	-4,6	-27	-25	-22	-21	182	0,1	202	0,6	86	4,5	23	27	75	3,3
Сімферополь	44°57'	-0,3	-22	-20	-18	-15	154	2,6	175	3,5	84	5,0	25	28	63	4,0
Суми	50°53'	-6,6	-30	-29	-27	-25	187	-0,4	204	-0,6	86	4,4	24	28	72	3,1
Тернопіль	49°33'	-5,0	-26	-24	-22	-20	184	-0,2	205	0,6	85	4,2	22	26	74	2,9
Ужгород	48°38'	-2,4	-25	-23	-21	-18	154	1,4	175	2,5	82	2,2	27	30	67	2,3
Харків	49°56'	-5,9	-31	-28	-26	-23	179	-1,0	196	-0,2	84	4,4	25	29	66	3,3
Херсон	46°38'	-2,5	-27	-23	-23	-19	163	1,3	181	2,2	85	3,9	26	30	62	2,9
Хмельницький	49°26'	-4,9	-26	-25	-22	-21	183	-0,1	203	0,7	86	4,4	22	27	75	3,1
Феодосія	45°02'	1,2	-22	-19	-17	-15	142	3,6	163	4,3	82	4,1	26	30	65	3,1
Черкаси	49°26'	-5,0	-29	-26	-24	-21	178	-0,3	195	0,5	84	4,3	24	28	70	3,0
Чернівці	48°16'	-4,1	-26	-24	-22	-20	175	0,5	196	1,4	83	3,8	24	27	72	3,2
Чернігів	51°24'	-5,9	-31	-28	-27	-23	187	-0,9	204	-0,2	85	4,2	23	27	72	3,2
Ялта	44°24'	4,1	-10	-8	-7	-6	126	5,3	152	6,1	64	2,5	26	31	60	2,1

Таблиця Д2. Теплофізичні характеристики деяких будівельних матеріалів

Назва матеріалу	Характеристики в сухому стані			Характеристики в умовах експлуатації					
	густина ρ_0 , кг/м ³	теплоємність c_0 , кДж (кг·К)	теплопровідність λ_0 , Вт (м·К)	розрахункова вологість w, %		теплопровідність λ_p , Вт/(м·К)		коефіцієнт теплотозасвоєння s_p , Вт/(м ² ·К)	
				А	Б	А	Б	А	Б
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Конструкційно-теплоізоляційні і конструкційні матеріали									
Бетони ніздрюваті	500	0,84	0,12	4	6	0,15	0,16	2,38	2,48
	600	0,84	0,13	4	6	0,16	0,18	2,65	2,9
	700	0,84	0,18	6	8	0,24	0,27	3,66	3,98
	800	0,84	0,21	6	8	0,27	0,30	4,16	4,51
	900	0,84	0,24	6	8	0,33	0,36	4,82	5,23
	1000	0,84	0,29	8	12	0,38	0,44	5,72	6,59
	1100	0,84	0,34	10	15	0,45	0,51	6,74	7,74
	1200	0,84	0,38	10	15	0,49	0,55	7,37	8,48
Газо- та пінозобетон	1000	0,84	0,23	15	22	0,44	0,5	6,86	8,01
	1200	0,84	0,29	15	22	0,52	0,58	8,17	9,46
Керамзитобетон на керамзитовому піску	500	0,84	0,14	5	10	0,17	0,23	2,55	3,25
	600	0,84	0,16	5	10	0,20	0,26	3,03	3,78
	800	0,84	0,21	5	10	0,24	0,31	3,83	4,77
	1000	0,84	0,27	5	10	0,33	0,41	5,03	6,13
	1200	0,84	0,36	5	10	0,44	0,52	6,36	7,57
	1400	0,84	0,47	5	10	0,56	0,65	7,75	9,14
	1600	0,84	0,58	5	10	0,67	0,79	9,06	10,77
	1800	0,84	0,66	5	10	0,80	0,92	10,5	12,33
Перлітобетон	600	0,84	0,12	10	15	0,19	0,23	3,24	3,84
	800	0,84	0,16	10	15	0,27	0,33	4,45	5,32
	1000	0,84	0,22	10	15	0,33	0,38	5,5	6,38
	1200	0,84	0,29	10	15	0,44	0,5	6,96	8,01
Залізобетон	2500	0,84	1,69	2	3	1,92	2,04	17,98	18,95

Продовження табл. Д2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Бетон на гравії або щебені з природного каменю	2400	0,84	1,51	2	3	1,74	1,86	16,77	17,88
Кладка з керамічної порожнистої цегли ($\rho = 1400 \text{ кг/м}^3$) на цементно-піщаному розчині	1600	0,88	0,47	1	2	0,58	0,64	7,91	8,48
Кладка з керамічної порожнистої цегли ($\rho = 1300 \text{ кг/м}^3$) на цементно-піщаному розчині	1400	0,88	0,41	1	2	0,52	0,58	7,01	7,56
Кладка з керамічної порожнистої цегли ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$) на цементно-піщаному розчині	1200	0,88	0,35	1	2	0,47	0,52	6,16	6,62
Кладка з повнотілої глиняної цегли звичайної на цементно-піщаному розчині	1800	0,88	0,56	1	2	0,70	0,81	9,2	10,12
Кладка з повнотілої глиняної цегли звичайної на цементно-шлаковому розчині	1700	0,88	0,52	1,5	3	0,64	0,76	8,64	9,7
Кладка з повнотілої глиняної цегли звичайної на цементно-перлітовому розчині	1600	0,88	0,47	2	4	0,58	0,70	8,08	9,23
Кладка з силікатної цегли на цементно-піщаному розчині	1800	0,88	0,70	2	4	0,76	0,87	9,77	10,9
Кладка з трепельної цегли на цементно-піщаному розчині	1000	0,88	0,29	2	4	0,41	0,47	5,35	5,96
	1200	0,88	0,35	2	4	0,47	0,52	6,26	6,49
Кладка з шлакової цегли на цементно-піщаному розчині	1500	0,88	0,52	1,5	3	0,64	0,70	8,12	8,76
Кладка з блоків керамзитошлакобетонних ($\rho = 800 \text{ кг/м}^3$) на цементно-піщаному розчині	1350	0,88	0,34	1	2	0,46	0,51	5,95	6,41
Кладка з блоків керамзитошлакобетонних ($\rho = 850 \text{ кг/м}^3$) на цементно-піщаному розчині	1400	0,88	0,31	1	2	0,37	0,43	5,06	5,91
Кладка з блоків кремнезитоцементних на вапняному розчині із сіопорового та кварцового піску	400	0,88	0,085	3	6	0,09	0,092	1,62	1,74
Сталь арматурна	7850	0,482	58	0	0	58	58	126,5	126,5
Чавун	7200	0,482	50	0	0	50	50	112,5	112,5
Алюміній	2600	0,84	221	0	0	221	221	187,6	187,6
Латунь, мідь	8500	0,42	407	0	0	407	407	326	326
Скло віконне	2500	0,84	0,76	0	0	0,76	0,76	10,79	10,79

Продовження табл. Д2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Сосна та ялина:	поперек волокон	500	2,3	0,09	15	20	0,14	0,18	3,87	4,54
	уздовж волокон	500	2,3	0,18	15	20	0,29	0,35	5,56	6,33
Дуб:	поперек волокон	700	2,3	0,10	10	15	0,18	0,23	5,0	5,86
	уздовж волокон	700	2,3	0,23	10	15	0,35	0,41	6,9	7,83
Розчин цементно-піщаний		1600	0,84	0,47	2	4	0,70	0,81	8,69	9,76
Плити керамічні для підлоги		2000	0,88	0,89	3	5	0,96	1,1	11,63	12,55
Асфальтобетон		2100	1,68	1,05	0	0	1,05	1,05	16,43	16,43
Руберойд, пергамін		600	1,68	0,17	0	0	0,17	0,17	3,53	3,53
Лінолеум полівінілхлоридний на тканинній основі		1400	1,47	0,23	0	0	0,23	0,23	5,87	5,87
		1600	1,47	0,29	0	0	0,29	0,29	7,05	7,05
Матеріали бітумні, бітумно-полімерні покрівельні та гідроізоляційні		1000	1,68	0,17	0	0	0,17	0,17	4,56	4,56
		1200	1,68	0,22	0	0	0,22	0,22	5,69	5,69
		1400	1,68	0,27	0	0	0,27	0,27	6,8	6,8
Теплоізоляційні матеріали										
Плити з мінеральної вати на синтетичному зв'язуючому негофрованої структури		75	0,84	0,047	2	5	0,055	0,062	0,55	0,61
		125	0,84	0,049	2	5	0,060	0,070	0,73	0,82
		150	0,84	0,044	2	5	0,055	0,066	0,75	0,87
		175	0,84	0,046	2	5	0,058	0,072	0,83	0,98
		200	0,84	0,049	2	5	0,064	0,081	0,93	1,11
Плити пінополістирольні		15	1,34	0,040	2	10	0,045	0,055	0,28	0,33
		25	1,34	0,038	2	10	0,043	0,053	0,34	0,40
		35	1,34	0,037	2	10	0,041	0,050	0,40	0,46
		50	1,34	0,034	2	10	0,040	0,045	0,46	0,53
Вироби з жорсткого пінополіуретану		40	1,47	0,029	2	5	0,040	0,040	0,40	0,42
		60	1,47	0,035	2	5	0,041	0,041	0,53	0,55
		80	1,47	0,041	2	5	0,050	0,050	0,67	0,70
Вермикулітобетон		400	0,84	0,09	8	13	0,11	0,13	1,94	2,29
		600	0,84	0,14	8	13	0,16	0,17	2,87	3,21
		800	0,84	0,21	8	13	0,23	0,26	3,97	4,58
Щебінь перлітовий		300	0,84	0,112	1	2	0,115	0,12	1,42	1,51
Щебінь вермикулітовий		250	0,84	0,112	2	3	0,13	0,15	1,48	1,62

Продовження табл. Д2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Гравій керамзитовий	200	0,84	0,099	2	3	0,11	0,12	1,22	1,3
	300	0,84	0,14	2	3	0,12	0,13	1,56	1,66
	400	0,84	0,12	2	3	0,13	0,14	1,87	1,99
	600	0,84	0,14	2	3	0,17	0,2	2,62	2,91
	800	0,84	0,18	2	3	0,21	0,23	3,36	3,6
Розчини цементно-перлітові	600	0,84	0,14	10	15	0,19	0,23	3,24	3,84
	800	0,84	0,16	7	12	0,21	0,26	3,73	4,51
	1000	0,84	0,21	7	12	0,26	0,30	4,64	5,42
Розчини цементно-кремнезитові	200	0,84	0,063	4	8	0,072	0,08	1,03	1,17
	300	0,84	0,073	4	8	0,082	0,09	1,34	1,52
Розчини цементно-пінополістирольні	600	0,84	0,10	4	10	0,12	0,17	2,33	3,06

Таблиця ДЗ. Приведений опір теплопередачі склопакетів

Кількість камер у склопакеті	Варіанти скління*	Газовий склад середовища склопакетів, %			Опір теплопередачі, (м ² ·К)/Вт
		Повітря	Криптон	Аргон	
1	2	3	4	5	6
1	4M ₁ - 8 - 4M ₁	100			0,28
1	4M ₁ - 10 - 4M ₁	100			0,29
1	4M ₁ - 12 - 4M ₁	100			0,30
1	4M ₁ - 16 - 4M ₁	100			0,32
1	4M ₁ - 8 - 4M ₁			100	0,30
1	4M ₁ - 10 - 4M ₁			100	0,31
1	4M ₁ - 12 - 4M ₁			100	0,32
1	4M ₁ - 16 - 4M ₁			100	0,34
1	4M ₁ - 16 - 4M ₁		100		0,38
1	4M ₁ - 8 - 4K	100			0,47
1	4M ₁ - 10 - 4K	100			0,49
1	4M ₁ - 12 - 4K	100			0,51
1	4M ₁ - 16 - 4K	100			0,53
1	4M ₁ - 8 - 4K			100	0,53
1	4M ₁ - 10 - 4K			100	0,55
1	4M ₁ - 12 - 4K			100	0,57
1	4M ₁ - 16 - 4K			100	0,59
1	4M ₁ - 16 - 4K		100		0,62
1	4K - 16 - 4K		100		0,67
1	4M ₁ - 8 - 4i	100			0,51
1	4M ₁ - 10 - 4i	100			0,53
1	4M ₁ - 12 - 4i	100			0,56
1	4M ₁ - 16 - 4i	100			0,59
1	4M ₁ - 8 - 4i			100	0,57
1	4M ₁ - 10 - 4i			100	0,60
1	4M ₁ - 12 - 4i			100	0,63
1	4M ₁ - 16 - 4i			100	0,66
1	4M ₁ - 16 - 4i		100		0,75
1	4M ₁ - 16 - 4i		75	25	0,72
1	4M ₁ - 16 - 4i		50	50	0,70
1	4M ₁ - 16 - 4i		25	75	0,67
2	4M ₁ -6-4M ₁ -6-4M ₁	100			0,42
2	4M ₁ -8-4M ₁ -8-4M ₁	100			0,45
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4M ₁	100			0,47
2	4M ₁ -12-4M ₁ -12-4M ₁	100			0,49
2	4M ₁ -16-4M ₁ -16-4M ₁	100			0,52
2	4M ₁ -6-4M ₁ -6-4M ₁			100	0,44
2	4M ₁ -8-4M ₁ -8-4M ₁			100	0,47
2	4M ₁ -8-4M ₁ -8-4M ₁		100		0,51

Продовження таблиці ДЗ

1	2	3	4	5	6
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4M ₁			100	0,49
2	4M ₁ -12-4M ₁ -12-4M ₁			100	0,52
2	4M ₁ -16-4M ₁ -16-4M ₁			100	0,55
2	4M ₁ -6-4M ₁ -6-4K	100			0,53
2	4M ₁ -8-4M ₁ -8-4K	100			0,55
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4K	100			0,59
2	4M ₁ -12-4M ₁ -12-4K	100			0,61
2	4M ₁ -16-4M ₁ -16-4K	100			0,65
2	4M ₁ -6-4M ₁ -6-4K			100	0,60
2	4M ₁ -8-4M ₁ -8-4K			100	0,62
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4K			100	0,65
2	4M ₁ -12-4M ₁ -12-4K			100	0,68
2	4M ₁ -16-4M ₁ -16-4K			100	0,72
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4K		100		0,85
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4K		75	25	0,82
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4K		50	50	0,80
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4K		25	75	0,78
2	4K-10-4M ₁ -10-4K	100			0,73
2	4M ₁ -10-4K-10-4K		100		1,28
2	4K-10-4M ₁ -10-4K		100		1,32
2	4M ₁ -8-4M ₁ -8-4i	100			0,61
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4i	100			0,64
2	4M ₁ -12-4M ₁ -12-4i	100			0,68
2	4M ₁ -16-4M ₁ -16-4i	100			0,72
2	4M ₁ -6-4M ₁ -6-4i			100	0,64
2	4M ₁ -8-4M ₁ -8-4i			100	0,67
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4i			100	0,71
2	4M ₁ -12-4M ₁ -12-4i			100	0,75
2	4M ₁ -16-4M ₁ -16-4i			100	0,80
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4i		100		0,94
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4i		75	25	0,90
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4i		50	50	0,85
2	4M ₁ -10-4M ₁ -10-4i		25	75	0,78
2	4i-10-4M ₁ -10-4i	100			0,93
2	4i-10-4M ₁ -10-4i		100		1,35
2	4i-10-4M ₁ -10-4i		75	25	1,28
2	4i-10-4M ₁ -10-4i		50	50	1,18
2	4i-10-4M ₁ -10-4i		25	75	1,14

*Примітки: 1. Порядок скління – від зовнішньої поверхні.
2. Позначення скла: M₁ – листове стандартне, K – енергозберігаюче з твердим покриттям, i – енергозберігаюче з м'яким покриттям.

Таблиця Д4. Коефіцієнти теплопередачі ($K_{ст}$) для зовнішніх стін з внутрішньою штукатуркою

Конструкція стіни	Товщина δ_1 , мм	$K_{ст}$, Вт/(м ² К)
Цегляна на важкому розчині ($\rho = 1800 \text{ кг/м}^3$)	265	2,05
	395	1,54
	525	1,23
Цегляна на легкому розчині ($\rho = 1700 \text{ кг/м}^3$)	395	1,47
	525	1,17
	655	0,98
Цегляна з повітряним прошарком ($\delta_n = 50 \text{ мм}$) на важкому розчині	435	1,35
	565	1,07
Цегляна з повітряним прошарком ($\delta_n = 50 \text{ мм}$) на легкому розчині	435	1,24
	565	1,02
З великих шлакобетонних блоків	300	1,08
	400	0,85
	500	0,71
Двошарова з монолітною залізобетонною оболонкою	-	0,91
Одношарова з безавтоклавною золопінобетону	-	0,93
Цегляно-бетонна	395	1,48
	525	1,16
	655	0,94
З сілікатної цегли на важкому розчині	265	2,16
	395	1,64
	525	1,33
З діркової цегли на важкому розчині	395	1,30
	525	1,04
	655	0,83

Таблиця Д5. Коефіцієнти теплопередачі (K_p) для перекриттів

Тип перекриття, утеплювача	Товщина утеплювача δ , мм	K_p , Вт/(м ² К)
Перекриття з горищами		
Залізобетонне, утеплювач-шлак	100	1,69
	150	1,30
	200	1,07
Залізобетонне, утеплювач-трепел	100	1,21
	150	0,90
	200	0,72
Збірні залізобетонні панелі, утеплювач-шлак	100	1,24
	150	1,05
	200	0,88
Збірні залізобетонні панелі, утеплювач трепел	100	0,98
	150	0,80
	200	0,63
Покриття без горищ		
Залізобетонний двухпустотний збірний настил, утеплювач-пінобетон або піносілікат	40	1,59
	60	1,36
	80	1,17
	100	1,04
	120	0,92
	140	0,84
	160	0,76
Перекриття над проїздами та неопалюваними підвалами		
Паркетна підлога по залізобетонному перекриттю, утеплювач - шлак	100	1,20
	150	1,07
	200	0,90
	250	0,78
Паркетна підлога по залізобетонному перекриттю, утеплювач – трепел	100	1,00
	150	0,78
	200	0,64
	250	0,53

Таблиця Д6. Опір теплопередачі (R_0) та коефіцієнти теплопередачі ($K_{от}$) заповнень світлових отворів.

Заповнення світлового отвору	R_0 , (m^2K)/Вт	$K_{от}$, Вт/(m^2K)
Одинарне засклення в дерев'яних рамах	0,17	5,88
Те ж саме в металевих	0,15	6,67
Подвійне засклення в дерев'яних сполучених рамах	0,34	2,94
Те ж саме в металевих	0,31	3,23
Подвійне засклення в дерев'яних відокремлених рамах	0,38	2,63
Те ж саме в металевих	0,34	2,94
Подвійне засклення вітрин в металевих відокремлених рамах	0,31	3,23
Потрійне засклення в дерев'яних рамах (сполучена та одинарна)	0,52	1,92
Те ж саме в металевих	0,48	2,08
Блоки скляні пустотілі розмірами 194×194×98мм з шириною швів 6 мм	0,31	3,23
Те ж саме розмірами 244×244×98мм з шириною швів 6 мм	0,33	3,03
Органічне скло одинарне	0,19	5,26
Те ж саме подвійне	0,36	2,78
Те ж саме потрійне	0,52	1,92
Двошарові склопакети в дерев'яних рамах	0,34	2,94
Те ж саме в металевих	0,31	3,23
Двошарові склопакети та одинарне засклення в відокремлених дерев'яних рамах	0,52	1,92
Те ж саме в металевих	0,48	2,08

Таблиця Д7. Характеристика вітру у січні для деяких міст України

Місто	Повторюваність напрямку вітру, % Середня швидкість вітру, м/с							
	Пн	ПнСх	Сх	ПдСх	Пд	ПдЗ	З	ПнЗ
Вінниця	10,1/4,3	5,6/3,3	7,4/3,0	11,1/3,3	13,7/3,4	14,7/3,4	22,6/4,7	14,8/5,0
Дніпропетровськ	14,9/5,0	11,1/5,0	11,0/4,9	10,1/5,0	11,7/5,1	13,7/4,9	17,6/5,0	9,9/5,6
Донецьк	7,2/4,2	10,3/4,2	14,3/5,3	18,9/5,4	11,0/4,5	14,3/4,9	16,6/5,3	7,4/4,7
Житомир	7,6/3,6	5,1/3,1	6,6/3,5	9,5/3,8	14,4/4,3	15,4/4,4	24,0/5,2	17,4/4,7
Запоріжжя	14,5/2,3	11,7/2,0	10,9/2,4	10,7/2,9	12,9/2,0	13,6/2,1	14,9/2,4	10,8/2,4
Івано-Франківськ	3,5/3,3	1,8/2,0	13,9/3,4	17,1/3,5	5,4/2,8	11,9/3,7	27,1/4,9	19,3/4,8
Київ	11,2/3,2	4,6/2,0	5,8/1,7	11,9/2,0	14,1/2,7	14,0/3,0	23,5/3,0	14,9/2,9
Кіровоград	13,0/4,2	6,3/3,6	9,5/4,0	10,6/4,3	16,0/4,5	10,0/4,2	16,8/4,3	17,8/4,2
Луганськ	2,7/2,1	7,0/2,2	22,0/3,5	11,7/2,9	9,8/3,1	14,3/3,1	23,8/2,8	8,7/2,5
Луцьк	4,6/3,4	3,5/3,0	10,3/3,9	13,1/3,9	15,4/4,0	16,4/4,5	26,1/4,9	10,6/4,5
Львів	4,4/3,6	3,5/2,9	8,5/3,4	19,8/4,1	8,0/3,5	15,5/4,5	27,9/5,1	12,4/4,5
Миколаїв	19,6/3,8	12,9/3,9	12,2/3,8	7,2/3,5	14,3/3,7	8,0/3,5	13,0/3,7	12,8/3,5
Одеса	21,4/3,7	14,1/4,9	8,4/5,0	4,0/4,1	8,0/3,0	12,4/2,6	16,3/2,4	15,4/3,0
Полтава	9,0/3,1	10,0/2,9	11,9/3,5	8,7/2,8	14,7/3,2	14,9/3,4	20,2/3,6	10,6/3,6
Рівне	5,1/3,6	3,0/2,9	9,9/3,9	13,1/3,9	11,4/4,0	15,2/4,8	34,2/5,8	8,1/5,1
Сімферополь	5,6/3,7	30,1/5,8	13,4/4,7	6,9/3,8	18,7/4,6	13,7/5,4	8,2/4,1	3,4/3,7
Суми	7,8/3,7	6,3/3,0	10,0/3,9	15,3/4,3	16,1/4,5	14,4/4,6	18,6/4,8	11,5/4,4
Тернопіль	6,3/3,4	3,1/2,3	6,0/3,0	19,4/4,0	12,5/3,5	10,1/4,2	28,6/5,7	14,0/5,0
Ужгород	9,6/3,3	3,4/2,2	12,1/2,7	36,9/3,2	12,2/2,5	3,1/2,0	7,3/2,0	15,4/3,0
Харків	8,0/4,5	8,2/4,2	15,3/4,7	12,5/4,2	10,7/4,4	15,8/4,6	18,9/4,6	10,6/4,2
Херсон	13,7/4,2	14,6/3,8	13,8/3,2	8,5/2,6	10,4/2,8	12,2/2,8	14,9/3,3	11,9/3,9
Хмельницький	7,2/4,6	4,6/3,6	6,3/3,6	15,3/4,5	18,6/4,8	10,1/4,3	21,2/5,7	16,7/5,5
Умань, Черкаська обл.	11,0/3,1	6,0/2,4	10,3/2,3	11,9/2,4	12,1/2,4	6,6/2,1	19,7/2,4	22,4/4,3
Чернівці	5,3/3,2	1,0/1,9	27,7/3,3	10,0/3,1	8,2/2,4	5,4/2,6	17,4/4,5	25,0/4,7
Чернігів	7,6/4,1	5,9/3,6	9,2/3,5	8,5/3,9	17,4/4,5	19,8/4,4	19,7/4,4	11,9/4,3
Ялта	10,5/2,2	14,6/3,1	12,1/2,4	4,6/1,5	6,6/1,7	11,4/1,8	24,0/1,6	16,2/2,1

Таблиця Д8. Потоки теплоти q , Вт та вологи g , г/год, які надходять від дорослого чоловіка

Показники	Температура повітря в приміщенні, °С					
	10	15	20	25	30	35
В стані спокою						
Теплота:						
явна	140	116	87	58	41	12
прихована	23	29	29	35	52	81
повна	163	145	116	93	93	93
Волога	30	40	40	50	75	115
При легкій роботі						
Теплота:						
явна	151	122	99	64	41	6
прихована	29	35	52	81	104	139
повна	180	157	151	145	145	145
Волога	40	55	75	115	150	200
При роботі середньої тяжкості						
Теплота:						
явна	163	134	105	70	41	6
прихована	52	76	99	128	157	192
повна	215	210	204	198	198	198
Волога	70	110	140	185	230	280
При важкій роботі						
Теплота:						
явна	198	163	128	93	53	12
прихована	93	128	163	198	238	279
повна	291	291	291	291	291	291
Волога	135	185	240	295	355	415

- Примітки: 1. Проміжні значення визначають інтерполяванням.
 2. Жінки виділяють 85% теплоти та вологи, а діти 75% теплоти та вологи, які виділяють чоловіки.

Таблиця Д9. Коефіцієнти теплопропускання ($\beta_{с.з.}$) сонцезахисних пристроїв

Сонцезахисні пристрої	$\beta_{с.з.}$
<i>Зовнішні</i>	
Штора або маркіза з світлої тканини	0,15
Те ж саме з темної	0,2
Ставня - жалюзі з дерев'яними пластинами	0,1 / 0,15
Штора - жалюзі з металевими пластинами	0,15 / 0,2
<i>Міжскляні (непровітрювані)</i>	
Штора - жалюзі з металевими пластинами	0,3 / 0,35
Штори з світлої тканини	0,25
Те ж саме з темної	0,4
<i>Внутрішні</i>	
Штора - жалюзі з металевими пластинами	0,6 / 0,7
Штори з світлої тканини	0,4
Те ж саме з темної	0,8

- Примітки:
- Для сонцезахисних пристроїв з пластинами в чисельнику наведені значення коефіцієнтів при розташуванні пластин пуд кутом 45° , а в знаменнику-під кутом 90° до площини світлового отвору.
 - Коефіцієнти теплопропускання міжскляних сонцезахисних пристроїв з провітрюваним міжскляним простором необхідно приймати в два рази менше.

Таблиця Д10. Енергетична освітленість площин різної орієнтації сонячною радіацією у липні за умов ясного неба на 44° пн.ш.

Годинний інтервал	Сонячна радіація, Вт/м ² (пряма $q_{в.п}$ – чисельник; розсіяна $q_{в.р}$ – знаменник)								
	орієнтація площин								
	вертикальна								горизонтальна
	Пн	ПнСх	Сх	ПдСх	Пд	ПдЗ	З	ПнЗ	
3-4	$\frac{0}{1}$	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{0}{1}$
4-5	$\frac{15}{7}$	$\frac{33}{9}$	$\frac{32}{9}$	$\frac{12}{6}$	$\frac{0}{4}$	$\frac{0}{4}$	$\frac{0}{4}$	$\frac{0}{4}$	$\frac{3}{11}$
5-6	$\frac{90}{41}$	$\frac{232}{64}$	$\frac{238}{65}$	$\frac{105}{43}$	$\frac{0}{26}$	$\frac{0}{24}$	$\frac{0}{24}$	$\frac{0}{25}$	$\frac{43}{42}$
6-7	$\frac{80}{59}$	$\frac{349}{100}$	$\frac{414}{111}$	$\frac{236}{81}$	$\frac{0}{46}$	$\frac{0}{39}$	$\frac{0}{39}$	$\frac{0}{40}$	$\frac{153}{75}$
7-8	$\frac{9}{71}$	$\frac{350}{120}$	$\frac{487}{144}$	$\frac{338}{118}$	$\frac{0}{69}$	$\frac{0}{53}$	$\frac{0}{52}$	$\frac{0}{54}$	$\frac{289}{111}$
8-9	$\frac{0}{80}$	$\frac{284}{126}$	$\frac{487}{163}$	$\frac{406}{148}$	$\frac{86}{98}$	$\frac{0}{70}$	$\frac{0}{65}$	$\frac{0}{66}$	$\frac{436}{149}$
9-10	$\frac{0}{82}$	$\frac{160}{115}$	$\frac{405}{153}$	$\frac{412}{154}$	$\frac{179}{117}$	$\frac{0}{83}$	$\frac{0}{73}$	$\frac{0}{73}$	$\frac{560}{170}$
10-11	$\frac{0}{84}$	$\frac{11}{103}$	$\frac{264}{135}$	$\frac{363}{151}$	$\frac{248}{133}$	$\frac{0}{100}$	$\frac{0}{83}$	$\frac{0}{79}$	$\frac{647}{187}$
11-12	$\frac{0}{84}$	$\frac{0}{92}$	$\frac{92}{114}$	$\frac{266}{137}$	$\frac{285}{140}$	$\frac{137}{119}$	$\frac{0}{95}$	$\frac{0}{85}$	$\frac{691}{194}$
12-13	$\frac{0}{84}$	$\frac{0}{85}$	$\frac{0}{95}$	$\frac{137}{119}$	$\frac{285}{140}$	$\frac{266}{137}$	$\frac{92}{114}$	$\frac{0}{92}$	$\frac{691}{194}$
13-14	$\frac{0}{84}$	$\frac{0}{79}$	$\frac{0}{83}$	$\frac{0}{100}$	$\frac{248}{133}$	$\frac{363}{151}$	$\frac{264}{135}$	$\frac{11}{103}$	$\frac{647}{187}$
14-15	$\frac{0}{82}$	$\frac{0}{73}$	$\frac{0}{73}$	$\frac{0}{83}$	$\frac{179}{117}$	$\frac{412}{154}$	$\frac{405}{153}$	$\frac{160}{115}$	$\frac{560}{170}$
15-16	$\frac{0}{80}$	$\frac{0}{66}$	$\frac{0}{65}$	$\frac{0}{70}$	$\frac{86}{98}$	$\frac{406}{148}$	$\frac{487}{163}$	$\frac{284}{126}$	$\frac{436}{149}$
16-17	$\frac{9}{71}$	$\frac{0}{54}$	$\frac{0}{52}$	$\frac{0}{53}$	$\frac{0}{69}$	$\frac{338}{118}$	$\frac{487}{144}$	$\frac{350}{120}$	$\frac{289}{111}$
17-18	$\frac{80}{59}$	$\frac{0}{40}$	$\frac{0}{39}$	$\frac{0}{39}$	$\frac{0}{46}$	$\frac{236}{81}$	$\frac{414}{111}$	$\frac{349}{100}$	$\frac{153}{75}$
18-19	$\frac{90}{41}$	$\frac{0}{25}$	$\frac{0}{24}$	$\frac{0}{24}$	$\frac{0}{26}$	$\frac{105}{43}$	$\frac{238}{65}$	$\frac{232}{64}$	$\frac{43}{42}$
19-20	$\frac{15}{7}$	$\frac{0}{4}$	$\frac{0}{4}$	$\frac{0}{4}$	$\frac{0}{4}$	$\frac{12}{6}$	$\frac{32}{9}$	$\frac{33}{9}$	$\frac{3}{11}$
20-21	$\frac{0}{1}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{1}$
Усього за добу	$\frac{387}{1017}$	$\frac{1419}{1156}$	$\frac{2418}{1331}$	$\frac{2275}{1332}$	$\frac{1597}{1267}$	$\frac{2275}{1332}$	$\frac{2418}{1331}$	$\frac{1419}{1156}$	$\frac{5645}{1882}$
Середня за добу	$\frac{16}{42}$	$\frac{59}{48}$	$\frac{101}{56}$	$\frac{95}{56}$	$\frac{67}{53}$	$\frac{95}{56}$	$\frac{101}{56}$	$\frac{59}{48}$	$\frac{235}{78}$

Таблиця Д11. Енергетична освітленість площин різної орієнтації сонячною радіацією у липні за умов ясного неба на 46° пн.ш.

Годинний інтервал	Сонячна радіація, Вт/м ² (пряма $q_{в,п}$ – чисельник; розсіяна $q_{в,р}$ – знаменник)								
	орієнтація площин								
	вертикальна								горизонтальна
	Пн	ПнСх	Сх	ПдСх	Пд	ПдЗ	З	ПнЗ	
3-4	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{3}$	$\frac{0}{3}$	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{0}{2}$
4-5	$\frac{21}{8}$	$\frac{46}{11}$	$\frac{44}{10}$	$\frac{16}{7}$	$\frac{0}{5}$	$\frac{0}{5}$	$\frac{0}{5}$	$\frac{0}{5}$	$\frac{5}{15}$
5-6	$\frac{93}{45}$	$\frac{243}{71}$	$\frac{250}{72}$	$\frac{111}{48}$	$\frac{0}{29}$	$\frac{0}{27}$	$\frac{0}{27}$	$\frac{0}{28}$	$\frac{48}{47}$
6-7	$\frac{75}{63}$	$\frac{346}{106}$	$\frac{414}{119}$	$\frac{240}{88}$	$\frac{0}{49}$	$\frac{0}{42}$	$\frac{0}{42}$	$\frac{0}{43}$	$\frac{156}{81}$
7-8	$\frac{0}{74}$	$\frac{340}{125}$	$\frac{482}{153}$	$\frac{342}{126}$	$\frac{1}{74}$	$\frac{0}{57}$	$\frac{0}{55}$	$\frac{0}{57}$	$\frac{286}{118}$
8-9	$\frac{0}{83}$	$\frac{269}{131}$	$\frac{481}{171}$	$\frac{411}{157}$	$\frac{100}{105}$	$\frac{0}{74}$	$\frac{0}{69}$	$\frac{0}{70}$	$\frac{427}{156}$
9-10	$\frac{0}{85}$	$\frac{144}{118}$	$\frac{399}{160}$	$\frac{420}{164}$	$\frac{195}{126}$	$\frac{0}{88}$	$\frac{0}{76}$	$\frac{0}{76}$	$\frac{546}{178}$
10-11	$\frac{0}{87}$	$\frac{0}{106}$	$\frac{261}{143}$	$\frac{373}{162}$	$\frac{267}{144}$	$\frac{5}{107}$	$\frac{0}{87}$	$\frac{0}{83}$	$\frac{629}{196}$
11-12	$\frac{0}{87}$	$\frac{0}{96}$	$\frac{90}{119}$	$\frac{280}{147}$	$\frac{305}{152}$	$\frac{152}{128}$	$\frac{0}{100}$	$\frac{0}{88}$	$\frac{672}{203}$
12-13	$\frac{0}{87}$	$\frac{0}{88}$	$\frac{0}{100}$	$\frac{152}{128}$	$\frac{305}{152}$	$\frac{279}{147}$	$\frac{90}{119}$	$\frac{0}{96}$	$\frac{672}{203}$
13-14	$\frac{0}{87}$	$\frac{0}{83}$	$\frac{0}{87}$	$\frac{5}{107}$	$\frac{267}{144}$	$\frac{373}{162}$	$\frac{261}{143}$	$\frac{0}{106}$	$\frac{629}{196}$
14-15	$\frac{0}{85}$	$\frac{0}{76}$	$\frac{0}{76}$	$\frac{0}{88}$	$\frac{195}{126}$	$\frac{420}{164}$	$\frac{399}{160}$	$\frac{144}{118}$	$\frac{546}{178}$
15-16	$\frac{0}{83}$	$\frac{0}{70}$	$\frac{0}{69}$	$\frac{0}{74}$	$\frac{100}{105}$	$\frac{411}{157}$	$\frac{481}{171}$	$\frac{269}{131}$	$\frac{427}{156}$
16-17	$\frac{0}{74}$	$\frac{0}{57}$	$\frac{0}{55}$	$\frac{0}{57}$	$\frac{1}{74}$	$\frac{342}{126}$	$\frac{482}{153}$	$\frac{340}{125}$	$\frac{286}{118}$
17-18	$\frac{75}{63}$	$\frac{0}{43}$	$\frac{0}{42}$	$\frac{0}{42}$	$\frac{0}{49}$	$\frac{240}{88}$	$\frac{414}{119}$	$\frac{346}{106}$	$\frac{156}{81}$
18-19	$\frac{93}{45}$	$\frac{0}{28}$	$\frac{0}{27}$	$\frac{0}{27}$	$\frac{0}{29}$	$\frac{112}{48}$	$\frac{250}{72}$	$\frac{243}{71}$	$\frac{48}{47}$
19-20	$\frac{21}{8}$	$\frac{0}{5}$	$\frac{0}{5}$	$\frac{0}{5}$	$\frac{0}{5}$	$\frac{16}{7}$	$\frac{44}{10}$	$\frac{46}{11}$	$\frac{5}{15}$
20-21	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{0}{1}$	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{3}$	$\frac{0}{3}$	$\frac{0}{2}$
Усього за добу	$\frac{376}{1067}$	$\frac{1387}{1216}$	$\frac{2421}{1411}$	$\frac{2350}{1427}$	$\frac{1738}{1367}$	$\frac{2350}{1427}$	$\frac{2421}{1411}$	$\frac{1387}{1216}$	$\frac{5538}{1989}$
Середня за добу	$\frac{16}{45}$	$\frac{58}{51}$	$\frac{101}{59}$	$\frac{98}{60}$	$\frac{72}{57}$	$\frac{98}{60}$	$\frac{101}{59}$	$\frac{58}{51}$	$\frac{231}{83}$

Таблиця Д12. Енергетична освітленість площин різної орієнтації сонячною радіацією у липні за умов ясного неба на 48° пн.ш.

Годинний інтервал	Сонячна радіація, Вт/м ² (пряма $q_{в.п}$ – чисельник; розсіяна $q_{р.п}$ – знаменник)								
	орієнтація площин								
	вертикальна								горизонтальна
	Пн	ПнСх	Сх	ПдСх	Пд	ПдЗ	З	ПнЗ	
3-4	$\frac{0}{3}$	$\frac{0}{4}$	$\frac{0}{3}$	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{2}$
4-5	$\frac{29}{8}$	$\frac{64}{11}$	$\frac{61}{10}$	$\frac{23}{7}$	$\frac{0}{5}$	$\frac{0}{5}$	$\frac{0}{5}$	$\frac{0}{5}$	$\frac{8}{18}$
5-6	$\frac{99}{45}$	$\frac{264}{71}$	$\frac{274}{73}$	$\frac{123}{49}$	$\frac{0}{29}$	$\frac{0}{27}$	$\frac{0}{27}$	$\frac{0}{28}$	$\frac{56}{47}$
6-7	$\frac{72}{60}$	$\frac{357}{102}$	$\frac{432}{115}$	$\frac{255}{86}$	$\frac{0}{48}$	$\frac{0}{40}$	$\frac{0}{40}$	$\frac{0}{42}$	$\frac{165}{79}$
7-8	$\frac{0}{70}$	$\frac{344}{119}$	$\frac{499}{146}$	$\frac{361}{122}$	$\frac{12}{72}$	$\frac{0}{54}$	$\frac{0}{53}$	$\frac{0}{54}$	$\frac{296}{113}$
8-9	$\frac{0}{78}$	$\frac{266}{123}$	$\frac{495}{163}$	$\frac{433}{152}$	$\frac{118}{102}$	$\frac{0}{71}$	$\frac{0}{65}$	$\frac{0}{66}$	$\frac{436}{148}$
9-10	$\frac{0}{80}$	$\frac{134}{111}$	$\frac{410}{153}$	$\frac{446}{159}$	$\frac{220}{123}$	$\frac{0}{85}$	$\frac{0}{73}$	$\frac{0}{72}$	$\frac{554}{169}$
10-11	$\frac{0}{82}$	$\frac{0}{100}$	$\frac{268}{136}$	$\frac{400}{158}$	$\frac{297}{141}$	$\frac{21}{104}$	$\frac{0}{83}$	$\frac{0}{78}$	$\frac{637}{186}$
11-12	$\frac{0}{82}$	$\frac{0}{90}$	$\frac{93}{114}$	$\frac{305}{143}$	$\frac{338}{148}$	$\frac{173}{124}$	$\frac{0}{96}$	$\frac{0}{83}$	$\frac{680}{193}$
12-13	$\frac{0}{82}$	$\frac{0}{83}$	$\frac{0}{96}$	$\frac{173}{124}$	$\frac{338}{148}$	$\frac{305}{143}$	$\frac{93}{114}$	$\frac{0}{90}$	$\frac{680}{193}$
13-14	$\frac{0}{82}$	$\frac{0}{78}$	$\frac{0}{83}$	$\frac{21}{104}$	$\frac{297}{141}$	$\frac{400}{158}$	$\frac{268}{136}$	$\frac{0}{100}$	$\frac{637}{186}$
14-15	$\frac{0}{80}$	$\frac{0}{72}$	$\frac{0}{73}$	$\frac{0}{85}$	$\frac{220}{123}$	$\frac{446}{159}$	$\frac{410}{153}$	$\frac{134}{111}$	$\frac{554}{169}$
15-16	$\frac{0}{78}$	$\frac{0}{66}$	$\frac{0}{65}$	$\frac{0}{71}$	$\frac{118}{102}$	$\frac{433}{152}$	$\frac{495}{163}$	$\frac{266}{123}$	$\frac{436}{148}$
16-17	$\frac{0}{70}$	$\frac{0}{54}$	$\frac{0}{53}$	$\frac{0}{54}$	$\frac{12}{72}$	$\frac{361}{122}$	$\frac{499}{146}$	$\frac{344}{119}$	$\frac{296}{113}$
17-18	$\frac{72}{60}$	$\frac{0}{42}$	$\frac{0}{40}$	$\frac{0}{40}$	$\frac{0}{48}$	$\frac{255}{86}$	$\frac{432}{115}$	$\frac{357}{102}$	$\frac{165}{79}$
18-19	$\frac{99}{45}$	$\frac{0}{28}$	$\frac{0}{27}$	$\frac{0}{27}$	$\frac{0}{29}$	$\frac{123}{49}$	$\frac{274}{73}$	$\frac{264}{71}$	$\frac{56}{47}$
19-20	$\frac{29}{8}$	$\frac{0}{5}$	$\frac{0}{5}$	$\frac{0}{5}$	$\frac{0}{5}$	$\frac{23}{7}$	$\frac{61}{10}$	$\frac{64}{11}$	$\frac{8}{18}$
20-21	$\frac{0}{3}$	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{3}$	$\frac{0}{4}$	$\frac{0}{2}$
Усього за добу	$\frac{401}{1017}$	$\frac{1429}{1161}$	$\frac{2532}{1358}$	$\frac{2539}{1388}$	$\frac{1971}{1338}$	$\frac{2539}{1388}$	$\frac{2532}{1358}$	$\frac{1429}{1161}$	$\frac{5663}{1909}$
Середня за добу	$\frac{17}{42}$	$\frac{60}{48}$	$\frac{106}{57}$	$\frac{106}{58}$	$\frac{82}{56}$	$\frac{106}{58}$	$\frac{106}{57}$	$\frac{60}{48}$	$\frac{236}{80}$

Таблиця Д13. Енергетична освітленість площин різної орієнтації сонячною радіацією у липні за умов ясного неба на 50° пн.ш.

Годинний інтервал	Сонячна радіація, Вт/м ² (пряма $q_{в.п}$ – чисельник; розсіяна $q_{в.р}$ – знаменник)								
	орієнтація площин								
	вертикальна								горизонтальна
	Пн	ПнСх	Сх	ПдСх	Пд	ПдЗ	З	ПнЗ	
3-4	$\frac{0}{3}$	$\frac{0}{4}$	$\frac{0}{4}$	$\frac{0}{3}$	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{3}$
4-5	$\frac{39}{8}$	$\frac{87}{11}$	$\frac{84}{10}$	$\frac{32}{7}$	$\frac{0}{5}$	$\frac{0}{5}$	$\frac{0}{5}$	$\frac{0}{5}$	$\frac{12}{20}$
5-6	$\frac{107}{43}$	$\frac{288}{67}$	$\frac{301}{69}$	$\frac{137}{46}$	$\frac{0}{27}$	$\frac{0}{25}$	$\frac{0}{25}$	$\frac{0}{26}$	$\frac{66}{45}$
6-7	$\frac{70}{55}$	$\frac{370}{92}$	$\frac{454}{105}$	$\frac{272}{79}$	$\frac{0}{44}$	$\frac{0}{37}$	$\frac{0}{37}$	$\frac{0}{38}$	$\frac{176}{72}$
7-8	$\frac{0}{62}$	$\frac{351}{106}$	$\frac{519}{132}$	$\frac{383}{111}$	$\frac{23}{66}$	$\frac{0}{49}$	$\frac{0}{48}$	$\frac{0}{49}$	$\frac{307}{101}$
8-9	$\frac{0}{69}$	$\frac{264}{109}$	$\frac{512}{146}$	$\frac{460}{138}$	$\frac{138}{93}$	$\frac{0}{64}$	$\frac{0}{58}$	$\frac{0}{59}$	$\frac{447}{132}$
9-10	$\frac{0}{71}$	$\frac{125}{98}$	$\frac{425}{137}$	$\frac{476}{145}$	$\frac{248}{113}$	$\frac{0}{77}$	$\frac{0}{65}$	$\frac{0}{64}$	$\frac{565}{151}$
10-11	$\frac{0}{73}$	$\frac{0}{88}$	$\frac{278}{122}$	$\frac{430}{144}$	$\frac{330}{129}$	$\frac{37}{95}$	$\frac{0}{75}$	$\frac{0}{70}$	$\frac{649}{166}$
11-12	$\frac{0}{73}$	$\frac{0}{80}$	$\frac{96}{102}$	$\frac{333}{131}$	$\frac{374}{136}$	$\frac{196}{113}$	$\frac{0}{86}$	$\frac{0}{74}$	$\frac{691}{171}$
12-13	$\frac{0}{73}$	$\frac{0}{74}$	$\frac{0}{86}$	$\frac{196}{113}$	$\frac{374}{136}$	$\frac{333}{131}$	$\frac{96}{102}$	$\frac{0}{80}$	$\frac{691}{171}$
13-14	$\frac{0}{73}$	$\frac{0}{70}$	$\frac{0}{75}$	$\frac{37}{95}$	$\frac{330}{129}$	$\frac{430}{144}$	$\frac{278}{122}$	$\frac{0}{88}$	$\frac{649}{166}$
14-15	$\frac{0}{71}$	$\frac{0}{64}$	$\frac{0}{65}$	$\frac{0}{77}$	$\frac{248}{113}$	$\frac{476}{145}$	$\frac{425}{137}$	$\frac{125}{98}$	$\frac{565}{151}$
15-16	$\frac{0}{69}$	$\frac{0}{59}$	$\frac{0}{58}$	$\frac{0}{63}$	$\frac{138}{93}$	$\frac{460}{138}$	$\frac{512}{146}$	$\frac{264}{109}$	$\frac{447}{132}$
16-17	$\frac{0}{62}$	$\frac{0}{49}$	$\frac{0}{48}$	$\frac{0}{49}$	$\frac{23}{66}$	$\frac{383}{111}$	$\frac{519}{132}$	$\frac{351}{106}$	$\frac{307}{101}$
17-18	$\frac{70}{55}$	$\frac{0}{38}$	$\frac{0}{37}$	$\frac{0}{37}$	$\frac{0}{44}$	$\frac{272}{79}$	$\frac{454}{105}$	$\frac{370}{92}$	$\frac{176}{72}$
18-19	$\frac{107}{43}$	$\frac{0}{26}$	$\frac{0}{25}$	$\frac{0}{25}$	$\frac{0}{27}$	$\frac{137}{46}$	$\frac{301}{69}$	$\frac{288}{67}$	$\frac{66}{45}$
19-20	$\frac{39}{8}$	$\frac{0}{5}$	$\frac{0}{5}$	$\frac{0}{5}$	$\frac{0}{5}$	$\frac{32}{7}$	$\frac{84}{10}$	$\frac{87}{11}$	$\frac{12}{20}$
20-21	$\frac{0}{3}$	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{2}$	$\frac{0}{3}$	$\frac{0}{4}$	$\frac{0}{4}$	$\frac{0}{3}$
Усього за добу	$\frac{431}{911}$	$\frac{1485}{1042}$	$\frac{2668}{1227}$	$\frac{2755}{1267}$	$\frac{2228}{1230}$	$\frac{2755}{1267}$	$\frac{2668}{1227}$	$\frac{1485}{1042}$	$\frac{5824}{1720}$
Середня за добу	$\frac{18}{38}$	$\frac{62}{43}$	$\frac{111}{51}$	$\frac{115}{53}$	$\frac{93}{51}$	$\frac{115}{53}$	$\frac{111}{51}$	$\frac{62}{43}$	$\frac{243}{72}$

Таблиця Д14. Коефіцієнт (K_1) забруднення атмосфери

Заповнення світлового отвору	Незабруднена атмосфера	Забруднена атмосфера промислових районів при розташовані об'єктів на широті 44-68 град. Пн.ш.	
		Для світлових отворів, які опромінюються в розрахункову годину сонцем	Для світлових отворів, які знаходяться в розрахункову годину у тіні
Засклення одинарне без рам: заповнення отвору склоблоками	1	0,75	1,75
Подвійне засклення без рам	0,90	0,68	1,58
Засклення в металевих рамах: одинарних	0,80	0,60	1,40
подвійних	0,72	0,54	1,26
Засклення в дерев'яних рамах: одинарних	0,65	0,48	1,14
подвійних	0,60	0,45	1,05

Таблиця Д15. Коефіцієнт (K_2) забруднення скла для вертикального засклення світлових отворів

Вміст в повітряному середовищі часток пилу, диму або кіптяви, мг/м ³	Ступінь забруднення скла	K_2
10 і більше	Значне	0.85
Від 5 до 10	Помірне	0.90
Не більше як 5	Незначне	0.95
	Чисте скло	1

Таблиця Д 16. Дати переходу середньої добової температури повітря через 8 °С та 10 °С восени та навесні (дати початку та закінчення опалювального періоду)

Місто	Дати опалювального періоду			
	перехід через 8 °С		перехід через 10 °С	
	початок	закінчення	початок	закінчення
Вінниця	14.X	14.IV	3.X	23.IV
Дніпропетровськ	19.X	9.IV	10.X	16.IV
Донецьк	16.X	10.IV	7.X	17.IV
Житомир	13.X	15.IV	2.X	23.IV
Запоріжжя	24.X	8.IV	15.X	15.IV
Івано-Франківськ	17.X	14.IV	5.X	23.IV
Київ	17.X	11.IV	6.X	19.IV
Кіровоград	18.X	11.IV	8.X	18.IV
Луганськ	17.X	7.IV	8.X	14.IV
Луцьк	16.X	14.IV	4.X	23.IV
Львів	18.X	15.IV	5.X	24.IV
Миколаїв	27.X	6.IV	18.X	14.IV
Одеса	3.XI	10.IV	23.X	19.IV
Полтава	15.X	11.IV	6.X	19.IV
Рівне	15.X	15.IV	3.X	22.IV
Сімферополь	2.XI	5.IV	21.X	14.IV
Суми	10.X	15.IV	30.IX	22.IV
Тернопіль	14.X	16.IV	2.X	25.IV
Ужгород	29.X	1.IV	18.X	11.IV
Харків	14.X	11.IV	5.X	19.IV
Херсон	26.X	7.IV	16.X	15.IV
Хмельницький	14.X	15.IV	3.X	24.IV
Феодосія	12.XI	3.IV	31.X	12.IV
Черкаси	16.X	12.IV	6.X	19.IV
Чернівці	19.X	12.IV	7.X	21.IV
Чернігів	10.X	15.IV	30.IX	22.IV
Ялта	25.XI	31.III	10.XI	11.IV

Таблиця Д17. Рекомендовані види систем опалення деяких приміщень

Приміщення	Система опалення (теплопостачання), опалювальні прилади, теплоносій, максимально допустима температура теплоносія або тепловіддавальної поверхні
1	2
1. Житлові, громадські, окрім зазначених нижче	<p>Водяні з радіаторами, панелями та конвекторами при температурі теплоносія для двотрубних систем – не більше ніж 95 °С; для однокотрубних – не більше ніж 105 °С.</p> <p>Водяна з нагрівальними елементами, убудованими в огорожувальні конструкції приміщення</p> <p>Повітряна.</p> <p>Квартирна водяна з радіаторами або конвекторами при температурі теплоносія не більше ніж 95 °С.</p> <p>Газова.</p> <p>Електрична з температурою зовнішньої поверхні електро-опалювальних приладів не більше ніж 85 °С.</p> <p>Електрична кабельна.</p>
2. Дитячі, сходові клітки та вестибюлі дошкільних навчальних закладів	<p>Водяна з радіаторами, панелями та конвекторами при температурі теплоносія не більше ніж 95 °С (при цьому температура поверхні захисного загородження опалювального приладу та трубопроводу не повинна перевищувати 40 °С).</p> <p>Водяна з нагрівальними елементами, убудованими в огорожувальні конструкції приміщення.</p> <p>Електрична кабельна.</p>
3. Палати, операційні та приміщення лікувального призначення лікувально-профілактичних закладів	<p>Водяна з опалювальними приладами при температурі теплоносія не більше ніж 85 °С.</p> <p>Електрична кабельна.</p>
4. Спортивні зали	<p>Повітряна.</p> <p>Водяна з радіаторами, панелями, конвекторами, гладкими трубами при температурі теплоносія не більше ніж 120 °С; те саме, фонові або чергові – 150 °С.</p> <p>Водяна з нагрівальними елементами, убудованими в огорожувальні конструкції.</p> <p>Газова з температурою на тепловіддавальній поверхні не більше ніж 150 °С, або з високотемпературними випромінювачами з температурою поверхні до 250 °С</p> <p>Електрична з температурою зовнішньої поверхні електро-опалювальних приладів не більше ніж 85 °С, або електрична з високотемпературними випромінювачами з температурою поверхні до 250 °С.</p> <p>Електрична кабельна.</p>

Продовження таблиці Д17

1	2
5. Підприємства харчування	<p>Водяна з радіаторами, панелями, конвекторами та гладкими трубами при температурі теплоносія не більше ніж 120 °С; те саме, фонові або чергові – 150 °С.</p> <p>Водяна з нагрівальними елементами, убудованими в огорожувальні конструкції. Повітряна.</p> <p>Газова з температурою на тепловіддавальній поверхні не більше ніж 150 °С.</p> <p>Електрична з температурою зовнішньої поверхні електро-опалювальних приладів не більше ніж 85 °С.</p> <p>Електрична кабельна.</p>
6. Глядацькі зали та заклади ресторанного господарства	<p>Водяна з радіаторами та конвекторами при температурі теплоносія не більше ніж 115 °С.</p> <p>Повітряна.</p> <p>Електрична з температурою зовнішньої поверхні електро-опалювальних приладів не більше ніж 85 °С.</p> <p>Електрична кабельна.</p>
7. Пасажирські зали вокзалів усіх видів транспорту	<p>Повітряна.</p> <p>Водяна з радіаторами та конвекторами при температурі теплоносія не більше ніж 120 °С; те саме, фонові або чергові – 150 °С.</p> <p>Водяна з нагрівальними елементами, убудованими в огорожувальні конструкції.</p> <p>Газова з температурою на тепловіддавальній поверхні не більше ніж 150 °С.</p> <p>Електрична з температурою зовнішньої поверхні електро-опалювальних приладів не більше ніж 85 °С.</p> <p>Електрична кабельна.</p>
8. Виробничі приміщення та склади категорій А, Б, В без виділення пилу та аерозолів або з виділенням негорючого пилу	<p>Повітряна.</p> <p>Водяна та парова при температурі теплоносія: води не більше ніж 120 °С, не більше ніж 150 °С для фонові або чергової системи; пари – не більше ніж 130 °С.</p> <p>Електрична (крім складів категорій А, Б та В) з температурою зовнішньої поверхні електроопалювальних приладів не більше ніж 85 °С у вибухозахищеному виконанні (для категорій А та Б).</p> <p>Електрична кабельна.</p>
9. Теплові пункти	<p>Водяна та парова з радіаторами та гладкими трубами при температурі теплоносія: води – не більше ніж 120 °С, пари – не більше ніж 130 °С.</p> <p>Електрична з температурою зовнішньої поверхні електро-опалювальних приладів не більше ніж 85 °С.</p> <p>Електрична кабельна.</p>

Таблиця Д18. Значення коефіцієнтів затінення світлового прорізу ζ_B та відносного проникання сонячної радіації ϵ_B вікон

Заповнення світлового прорізу	Коефіцієнти			
	при дерев'яних або ПВХ плетіннях		при алюмінієвих плетіннях	
	ζ_B	ϵ_B	ζ_B	ϵ_B
Подвійне скління з 4М ₁ скла в спарених плетіннях	0,75	0,62	0,70	0,62
Подвійне скління із селективним покриттям на внутрішньому склі в спарених плетіннях	0,75	0,65	0,70	0,65
Подвійне скління з 4М ₁ скла в роздільних плетіннях	0,65	0,62	0,60	0,62
Подвійне скління із селективним покриттям на внутрішньому склі в роздільних плетіннях	0,65	0,60	0,60	0,60
Потрійне скління з 4М ₁ скла в окремо спарених плетіннях	0,50	0,70	0,50	0,70
Потрійне скління із селективним покриттям в окремо спарених плетіннях	0,50	0,67	0,50	0,67
Однокамерні склопакети в одинарних плетіннях із:				
- 4М ₁ скла	0,80	0,76	0,80	0,76
- 4К скла	0,80	0,75	0,80	0,75
- 4 _i скла	0,80	0,54	0,80	0,54
Двокамерні склопакети в одинарних плетіннях із:				
- 4М ₁ скла	0,80	0,74	0,80	0,74
- 4К скла	0,80	0,68	0,80	0,68
- 4 _i скла	0,80	0,48	0,80	0,48
Одинарне скління з 4М ₁ скла й однокамерні склопакети у роздільних плетіннях із:				
- 4М ₁ скла	0,60	0,63	0,60	0,63
- 4К скла	0,60	0,58	0,60	0,58
- 4 _i скла	0,60	0,51	0,60	0,58
Одинарне скління з 4М ₁ скла й двокамерні склопакети у роздільних плетіннях із:				
- 4М ₁ скла	0,60	0,60	0,60	0,60
- 4К скла	0,60	0,56	0,58	0,56
- 4 _i скла	0,60	0,36	0,58	0,56
Подвійне скління з органічного скла для зенітних ліхтарів	0,90	0,90	0,90	0,90
Потрійне скління з органічного скла для зенітних ліхтарів	0,90	0,83	0,90	0,83

Таблиця Д19. Доза сумарної сонячної радіації за опалювальний період, що надходить на вертикальну та горизонтальну поверхні різної орієнтації за середніх умов хмарності

Місто	Сумарна сонячна радіація за опалювальний період, МДж/м ²								
	орієнтація								
	вертикальна								гори- зон- тальна
	Пн	ПнС	С	ПдС	Пд	ПдЗ	З	ПнЗ	
Вінниця	310	354	523	788	942	808	538	355	933
Дніпропетровськ	275	318	496	782	952	809	521	321	899
Донецьк	278	324	507	800	968	825	524	326	926
Житомир	308	352	514	762	898	761	510	352	909
Запоріжжя	260	308	468	745	907	774	491	305	867
Івано- Франківськ	297	338	491	732	879	750	526	339	891
Київ	299	338	500	764	916	782	516	339	864
Кіровоград	299	344	525	816	987	816	544	344	946
Луганськ	260	303	484	769	959	795	501	305	861
Луцьк	284	321	467	696	822	708	482	322	836
Львів	303	341	491	719	860	736	501	341	869
Миколаїв	255	294	454	727	932	752	477	295	862
Одеса	248	296	454	725	881	743	480	295	876
Полтава	288	336	520	808	990	838	538	336	922
Рівне	295	337	485	716	844	730	498	337	860
Сімферополь	262	300	455	731	895	746	480	301	883
Суми	302	356	552	855	1021	870	564	355	945
Тернопіль	310	353	512	755	897	771	524	353	912
Ужгород	225	254	380	603	739	629	405	255	704
Харків	288	336	527	936	997	842	540	337	908
Херсон	264	309	469	745	911	765	496	307	899
Хмельницький	307	352	514	763	908	787	521	352	914
Черкаси	299	344	518	797	963	816	535	344	924
Чернівці	294	332	484	721	861	745	499	333	878
Чернігів	305	352	517	781	921	796	524	352	903














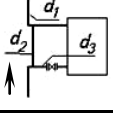
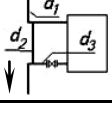
Таблиця Д20. Розміри ,мм, сталевих водогазопровідних труб
(ГОСТ 3262-75)

Умовний прохід	Зовнішній діаметр	Товщина стінки		
		легких	звичайних	усилених
6	10,2	1,8	2,0	2,5
8	13,5	2,0	2,2	2,8
10	17,0	2,0	2,2	2,8
15	21,3	2,35	-	-
15	21,3	2,5	2,8	3,2
20	26,8	2,35	-	-
20	26,8	2,5	2,8	3,2
25	33,5	2,8	3,2	4,0
32	42,3	2,8	3,2	4,0
40	48,0	3,0	3,5	4,0
50	60,0	3,0	3,5	4,5
65	75,5	3,2	4,0	4,5
80	88,5	3,5	4,0	4,5
90	101,3	3,5	4,0	4,5
100	114,0	4,0	4,5	5,0
125	140	4,0	4,5	5,5
150	165	4,0	4,5	5,5

Таблиця Д21. Дані для розрахунків круглих повітропроводів з листової сталі

Діаметр $d_{вн}, мм$	Площа поперечного перерізу $f_{пв}^д, м^2$	Периметр, $U, мм$	Діаметр $d_{вн}, мм$	Площа поперечного перерізу $f_{пв}^д, м^2$	Периметр, $U, мм$
100	0,0079	314	500	0,196	1570
125	0,0123	392	560	0,246	1760
140	0,0154	440	630	0,312	1978
160	0,02	502	710	0,396	2230
180	0,0255	566	800	0,501	2512
200	0,0314	628	900	0,635	2830
225	0,04	706	1000	0,785	3140
250	0,049	785	1120	0,985	3520
280	0,0615	879	1250	1,23	3930
325	0,083	1021	1400	1,54	4400
355	0,099	1115	1600	2,01	5030
400	0,126	1256	1800	2,54	5652
450	0,159	1413	2000	3,14	6280

Таблиця Д22. Значення коефіцієнтів місцевих опорів

Місцевий опір	Позначення на схемі	Коефіцієнт ξ
Елеватор		2,8
Засувка		0,5
Кран прохідний		2
Вентиль прямоточний		2
Трійник на відгалуженні		1,5
Трійник на проході		1,0
Трійник на розділенні потоків		1,2
Трійник на розділенні потоків (різнонаправлені)		1,8
Трійник на злитті потоків		0,8
Тройник на злитті потоків (зустрічні)		3,0
Хрестовина (розділення потоків)		3,7
Хрестовина відгалуження		3,0
Відвід 90°		0,5
Відвід вузький		1,2
Радіаторний вузол з рухом води знизу вверху $d = 15 - 15 - 15$ мм		5,1
Радіаторний вузол з рухом води зверху вниз $d = 15 - 15 - 15$ мм		2,8

Таблиця Д22. Технічні дані сталевих пластинчастих калориферів

Модель і номер калорифера	Площа поверхні нагріву зі сторони повітря $F_d, \text{м}^2$	Площа перерізу, м^2				Кількість ходів по теплоносію z	Довжина теплопередаючої трубки $l, \text{м}$
		фронтального по повітряю f_d	живого по теплоносію f_r	патрубка f_p	розподільно збірних колекторів f_k		
КВС 6Б-П-У3	12,92	0,267				6	0,53
КВС 7Б-П-У3	15,92	0,329					0,655
КВС 8Б-П-У3	18,96	0,392	0,00087	0,00101	0,00143		0,78
КВС 9Б-П-У3	22,02	0,455					0,905
КВС 10Б-П-У3	28,11	0,581					1,155
КВС 11Б-П-У3	80,3	1,66	0,00261	0,00221	0,003	4	1,655
КВС 12Б-П-У3	120,36	2,488	0,00392				1,655
КВБ 6Б-П-У3	17,22	0,267				6	0,53
КВБ 7Б-П-У3	21,22	0,329					0,655
КВБ 8Б-П-У3	25,29	0,392	0,00116	0,00101	0,00245		0,78
КВБ 9Б-П-У3	29,34	0,455					0,905
КВБ 10Б-П-У3	37,48	0,581					1,155
КВБ 11Б-П-У3	107,08	1,66	0,00348	0,00221	0,00409	4	1,655
КВБ 12Б-П-У3	160,49	2,488	0,00592	0,00358			1,655

Таблиця Д23. Технічні дані біметалевих калориферів типу КСк

Модель і номер калорифера	Площа поверхні нагріву зі сторони повітря $F_k, \text{м}^2$	Площа перерізу, м^2				Кількість ходів по теплоносію z	Довжина теплопередаючої трубки $l, \text{м}$
		фронтального по повітряю f_f	живого по теплоносію f_w	патрубка f_p	розподільно збірних колекторів f_k		
КСк3-6-02ХЛЗБ	13,8	0,267				4	0,53
КСк3-7-02ХЛЗБ	17,0	0,329					0,655
КСк3-8-02ХЛЗБ	20,2	0,392	0,00116	0,00101	0,00172		0,78
КСк3-9-02ХЛЗБ	23,4	0,455					0,905
КСк3-10-02ХЛЗБ	29,8	0,581					1,155
КСк3-11-02ХЛЗБ	86,4	1,66	0,00236	0,00221	0,00172	4	1,655
КСк3-12-02ХЛЗБ	130,3	2,488	0,00355	0,00221			1,655
КСк4-6-02ХЛЗБ	18,1	0,267				4	0,53
КСк4-7-02ХЛЗБ	22,3	0,329					0,655
КСк4-8-02ХЛЗБ	26,5	0,392	0,00153	0,00101	0,00220		0,78
КСк4-9-02ХЛЗБ	30,8	0,455					0,905
КСк4-10-02ХЛЗБ	39,2	0,581					1,155
КСк4-11-02ХЛЗБ	114,5	1,66	0,00312	0,00221	0,00220	4	1,655
КСк4-12-02ХЛЗБ	172,9	2,488	0,00472	0,00221			1,655

Таблиця Д24. Коефіцієнти теплопередачі і аеродинамічний опір пластинчастих калориферів: КВСБ (чисельник), КВББ (знаменник)

Масова швидкість повітря в фронтальному перерізі (ρv) _{пв} , кг (с * м ²)	Коефіцієнт теплопередачі K , Вт/(м ² · К) при швидкості руху теплоносія в трубках ω_v , м/с										Аеродинамічний опір ΔP_a , Па
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	
1,5	21,55	22,72	23,58	24,27	24,86	25,36	25,81	26,2	26,57	27,21	11,1
	20,43	21,53	22,35	23,01	23,57	24,04	24,46	24,84	25,18	25,79	15,35
2	23,83	25,12	28,08	26,85	27,49	28,05	28,64	28,98	29,38	30,08	17,21
	22,59	23,81	24,72	25,45	26,06	26,59	27,05	27,47	27,85	28,52	23,8
2,5	25,77	27,16	28,2	29,03	29,73	30,33	30,86	31,33	31,76	32,53	24,19
	24,43	25,75	26,73	27,52	28,18	28,75	29,75	29,93	30,11	30,83	33,45
3	27,47	28,95	30,06	30,94	31,68	32,89	32,89	33,4	33,86	34,67	31,94
	26,04	27,44	28,49	29,33	30,03	30,64	31,18	31,66	32,1	32,87	44,17
3,5	28,99	30,56	31,72	32,65	33,44	34,71	34,71	35,25	35,73	36,59	40,4
	27,48	28,97	30,07	30,95	31,7	32,34	32,91	33,41	33,87	34,69	55,87
4	30,38	32,02	33,94	34,22	35,04	36,37	36,37	36,94	37,44	38,34	49,53
	28,79	30,35	31,51	32,44	33,22	33,89	34,48	35,01	35,5	36,35	68,49
4,5	31,65	33,37	34,64	35,66	36,52	37,91	37,91	38,49	39,02	39,96	59,27
	30,01	31,63	32,84	33,72	34,62	35,31	35,93	36,49	36,99	37,88	81,97
5	32,84	34,62	35,94	37,0	37,88	38,65	39,33	39,94	40,49	41,46	69,6
	31,13	32,82	34,07	35,07	35,92	36,64	37,28	37,86	38,37	39,3	96,26
5,5	33,96	35,8	37,16	38,25	39,17	39,96	40,66	41,29	41,86	42,87	80,49
	32,19	33,93	35,23	36,26	37,13	37,88	38,55	39,14	39,18	40,63	111,32
6	35,01	36,9	38,31	39,43	40,38	41,2	41,92	42,57	43,15	44,19	91,91
	33,18	34,98	36,31	37,38	38,28	39,05	39,74	40,35	40,91	41,89	127,11
6,5	36,0	37,95	39,4	40,55	41,53	42,37	43,11	43,78	44,38	45,45	103,85
	34,13	35,97	37,34	38,44	39,37	40,16	40,86	41,49	42,07	43,08	143,61
7	36,95	38,95	40,43	41,62	42,62	43,48	44,24	44,92	45,55	46,64	116,27
	35,02	36,92	38,33	39,45	40,4	41,22	41,94	42,59	43,18	44,21	160,8

Таблиця Д25. Формули для визначення коефіцієнта теплопередачі, аеродинамічного та гідравлічного опорів калориферів типу КСк

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)

$$K_w = A (\rho v)_\phi^n \omega^r \quad (Д25.1)$$

Аеродинамічний опір, Па

$$\Delta P_a = B (\rho v)_\phi^m n_\pi, \quad (Д25.2)$$

де n_π – кількість послідовно встановлених калориферів за напрямком руху повітря.

Таблиця Д 25.1. Значення постійних коефіцієнтів

Модель калорифера	A	n	r	B	m
КСк - 3	29,3	0,437	0,168	6,05	1,832
КСк - 4	25,5	0,496	0,16	8,63	1,833

Гідравлічний опір, Па

$$\Delta P_w = \frac{\rho_B \omega_B^2}{2} \left[2,7 \left(\frac{f_w}{f_\pi} \right)^2 + 6,7(z-1) \left(\frac{f_w}{f_k} \right)^2 + 0,0121 \frac{zl}{d_{BH}^{1,266}} + 0,6z + 3,9 \right] n_B, \quad (Д25.3)$$

де ρ_B - густина води, кг/м³;

ω_B - швидкість води, м/с;

f_w, f_n, f_k - площа перерізу відповідно одного ходу, патрубка і розподільно-збірного колектора, м² (див. табл. Д23);

z – кількість ходів по теплоносію (див. табл. Д23);

d_{BH} – внутрішній діаметр трубки теплопередавального елемента, м, що складає 0,013 м;

l - довжина теплопередавальної трубки, м (див. табл. Д23);

n_B – кількість послідовно розташованих калориферів за напрямком руху води.

Таблиця Д26. Дані для розрахунків квадратних та прямокутних повітропроводів з листової сталі

Розміри сторін, $a \times b$, мм	Площа поперечного перерізу, $F_{пв}^д, м^2$	Розміри сторін, $a \times b$, мм	Площа поперечного перерізу, $F_{пв}^д, м^2$	Розміри сторін, $a \times b$, мм	Площа поперечного перерізу, $F_{пв}^д, м^2$
100x150	0,015	400x800	0,32	1200x1600	1,92
100x200	0,02	400x1000*	0,4	1200x2000	2,4
100x250*	0,025	400x1200*	0,8	1600x1600	2,56
150x150	0,0255	500x500	0,25	1600x2000	3,2
150x200	0,03	500x600	0,3	600x2400*	1,44
150x250	0,038	500x800	0,4	800x2400*	1,92
200x200	0,04	500x1000	0,5	800x3200*	2,56
200x250	0,05	500x1200*	0,6	1000x2400*	2,4
200x300	0,06	500x1600*	0,8	1000x3200*	3,2
200x400	0,08	500x2000*	1	1000x4000*	4
200x500*	0,1	600x600	0,36	1200x2400	2,88
250x250	0,0625	600x800	0,48	1200x3200*	3,84
250x300	0,075	600x1000	0,6	1200x4000*	4,8
250x400	0,1	600x1200	0,72	1600x2400	3,84
250x500	0,125	600x1600*	0,96	1600x3200	5,12
250x600*	0,15	600x2000*	1,2	1600x4000*	6,4
250x800	0,2	800x800	0,64	2000x2000	4
300x300	0,09	800x1000	0,8	2000x2400	4,8
300x400	0,12	800x1200	0,96	2000x3200	6,4
300x500	0,15	800x1600	1,28	2000x4000	8
300x600	0,18	800x2000*	1,6	2400x2400	5,76
300x800*	0,24	1000x1000	1	2400x3200	7,68
300x1000*	0,3	1000x1200	1,2	2400x4000	9,6
400x400	0,16	1000x1600	1,6	3200x3200	10,24
400x500	0,2	1000x2000	2	3200x4000	12,8
400x600	0,24	1200x1200	1,44		

Примітка:* Вказаний розмір необхідно брати тільки при обґрунтуванні.

Таблиця Д27. Дані для розрахунків круглих повітропроводів з листової сталі

Діаметр $d_{вн}, мм$	Площа поперечного перерізу $f_{пв}^д, м^2$	Периметр, $U, мм$	Діаметр $d_{вн}, мм$	Площа поперечного перерізу $f_{пв}^д, м^2$	Периметр, $U, мм$
100	0,0079	314	500	0,196	1570
125	0,0123	392	560	0,246	1760
140	0,0154	440	630	0,312	1978
160	0,02	502	710	0,396	2230
180	0,0255	566	800	0,501	2512
200	0,0314	628	900	0,635	2830
225	0,04	706	1000	0,785	3140
250	0,049	785	1120	0,985	3520
280	0,0615	879	1250	1,23	3930
325	0,083	1021	1400	1,54	4400
355	0,099	1115	1600	2,01	5030
400	0,126	1256	1800	2,54	5652
450	0,159	1413	2000	3,14	6280

Таблиця Д 28. Технічні характеристики базових теплообмінників кондиціонерів КТЦ – 3м

Висота теплообмінника, м	Кількість рядів труб за повітрям	Кількість ходів по воді z	Кількість трубок в одному ході	Площа теплопередавальної поверхні, $м^2$	Площа живого перерізу ходу води, $м^2$	Загальна кількість трубок
Однометровий (для КТЦ3-10) $l_{тр}=828 мм$	1	4	5;6	14,55	0,00148	23
	1,5	4	7-9	20,9	0,002	34
	2	4	10-12	29,1	0,00296	46
Однометровий (для КТЦ3-20) $l_{тр}=1655 мм$	1	4	5;6	29,6	0,00148	23
	1,5	4	7-9	42,4	0,002	34
	2	4	10-12	59,2	0,00296	46
1,25-метровий (для КТЦ3-10) $l_{тр}= 828 мм$	1	6	4;5	18,4	0,00123	29
	1,5	6	6-7	27,2	0,001845	41
	2	6	8-10	36,7	0,00246	58
1,25-метровий (для КТЦ3-20) $l_{тр}=1655 мм$	1	6	4;5	37,3	0,00123	29
	1,5	6	6-7	55,25	0,001845	41
	2	6	8-10	74,6	0,00246	58
Півтора-метровий $l_{тр}=1655 мм$	1	6	5;6	45	0,00148	35
	1,5	6	7-9	65,5	0,002	52
	2	6	10-12	90	0,00296	70
Двометровий $l_{тр}=1655 мм$	1	8	5;6	60,4	0,00148	47
	1,5	8	7-9	88,7	0,002	70
	2	8	10-12	120,8	0,00296	94

Таблиця Д 29. Технічні характеристики повітрянагрівачів без обхідного каналу (ПН) для центральних кондиціонерів

Марка кондиціонера	Кількість базових теплообмінників				Площа фронтального перерізу, м ²	Кількість рядів труб за повітрям	Площа поверхні теплообміну, м ²	Кількість паралельних теплообмінників, n_k
	1м	1,25м	1,5м	2м				
КТЦЗ-10	-	1 $l_{\text{тп}}=828\text{мм}$	-	-	1,03	1 1,5 2	18,4 27,2 36,8	1
КТЦЗ-20	-	1 $l_{\text{тп}}=1655\text{мм}$	-	-	2,07	1 1,5 2	37,3 55,25 74,6	
КТЦЗ-31,5	-	-	-	1	3,315	1 1,5 2	60,4 88,7 120,8	
КТЦЗ-40	-	2 $l_{\text{тп}}=1655\text{мм}$	-	-	4,14	1 1,5 2	74,6 110,5 149,2	
КТЦЗ-63	-	-	-	2	6,63	1 1,5 2	120,8 177,4 241,6	
КТЦЗ-80	-	4 $l_{\text{тп}}=1655\text{мм}$	-	-	8,28	1 1,5 2	149,2 221 298,4	
КТЦЗ-125	-	-	-	4	13,25	1 1,5 2	241,6 354,8 483,2	
КТЦЗ-160	-	-	4	2	16,55	1 1,5 2	300,8 439,4 601,6	
КТЦЗ-200	-	-	-	6	19,88	1 1,5 2	362,4 532,2 724,8	3
КТЦЗ-250	-	-	6	3	24,84	1 1,5 2	451,2 659,1 902,4	

Таблиця Д 30. Технічні характеристики повітрянагрівачів з обхідним каналом (ПНО) для центральних кондиціонерів

Марка кондиціонера	Кількість базових теплообмінників				Площа фронтальної поверхні перерізу, м ²	Кількість рядів труб за повітрям	Площа поверхні теплообміну, м ²	Кількість паралельних теплообмінників, n_k
	1м	1,25м	1,5м	2м				
КТЦЗ-10	1 $l_{тр}=828\text{мм}$	-	-	-	0,83	1 1,5 2	14,55 20,9 29,1	1
КТЦЗ-20	1 $l_{тр}=1655\text{мм}$	-	-	-	1,66	1 1,5 2	29,6 42,4 59,2	
КТЦЗ-31,5	-	-	1	-	2,49	1 1,5 2	45 65,5 90	
КТЦЗ-40	-	-	-	1	3,315	1 1,5 2	60,4 88,7 120,8	
КТЦЗ-63	-	-	2	-	4,975	1 1,5 2	90 131 180	2
КТЦЗ-80	-	-	-	2	6,63	1 1,5 2	120,8 177,4 241,6	
КТЦЗ-125	-	-	4	-	9,96	1 1,5 2	180 262 360	
КТЦЗ-160	-	-	-	4	13,25	1 1,5 2	241,6 354,8 483,2	
КТЦЗ-200	-	-	6	-	14,94	1 1,5 2	270 393 540,2	3
КТЦЗ-250	-	-	-	6	19,89	1 1,5 2	362 532,2 724,8	

Таблиця Д 31. Конструктивні характеристики форсункових камер зрошення ЗКФ для центральних кондиціонерів

Марка кондиціонера	Висота та ширина перерізу для проходження повітря $H \times A, \text{мм}$	Площа поперечного перерізу $F_{\text{к}}, \text{м}^2$	Загальна кількість форсунок $N_{\text{ф}}, \text{шт}$	
			Виконання 1	Виконання 2
КТЦ-3-10	1250 x 825	1,03	18	24
КТЦ-3-20	1250 x 1652	2,07	42	48
КТЦ-3-31,5	2000 x 1652	3,30	63	72
КТЦ-3-40	2500 x 1652	4,13	84	94
КТЦ-3-63	2000 x 3402	6,80	144	162
КТЦ-3-80	2500 x 3402	8,51	192	216
КТЦ-3-125	4000 x 3402	13,61	288	324
КТЦ-3-160	5000 x 3402	17,01	384	432
КТЦ-3-200	4000 x 5152	20,61	414	468
КТЦ-3-250	5000 x 5152	25,76	552	624

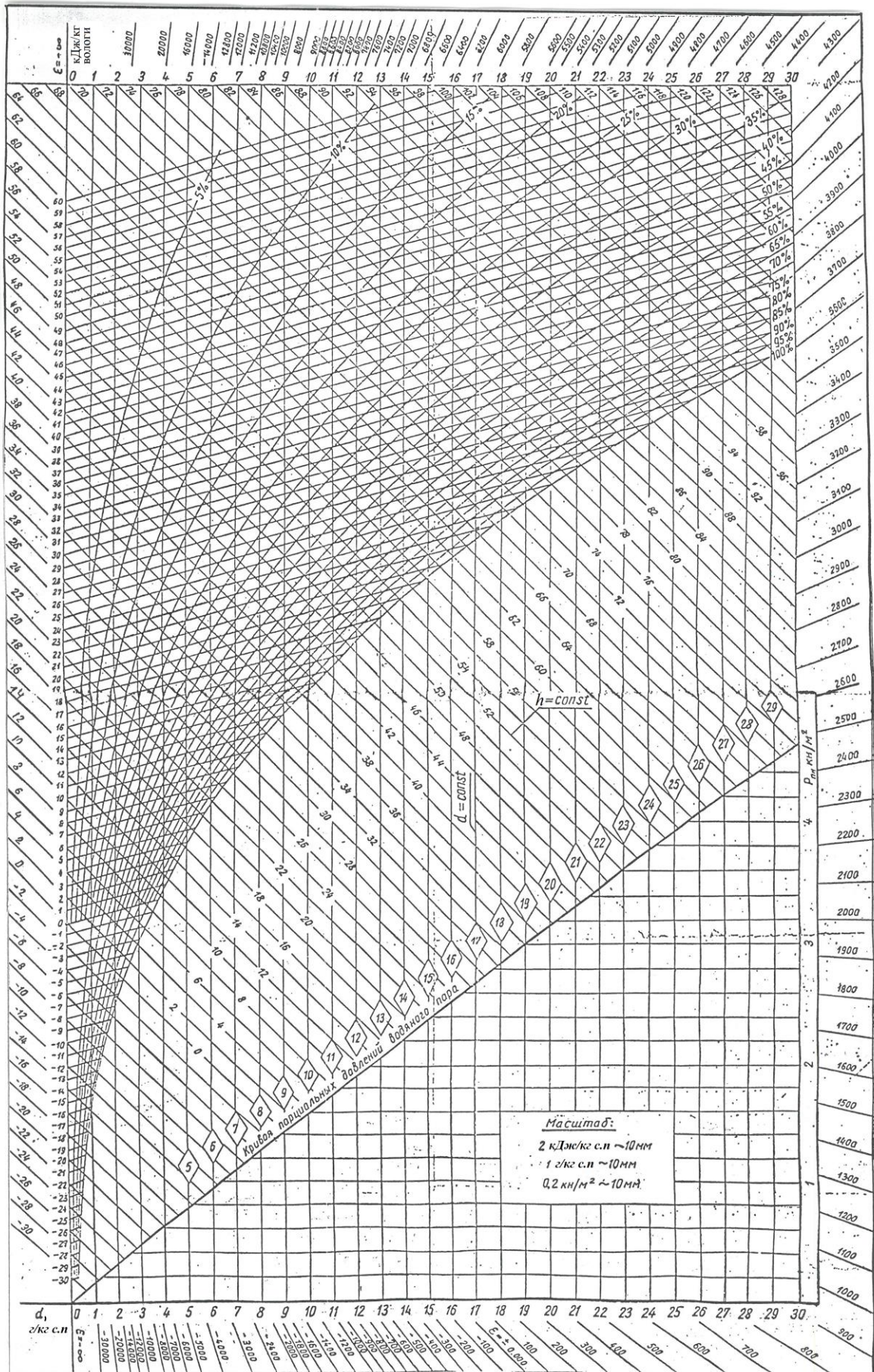


Рис. Д1. $h-d$ – діаграма вологого повітря



Рис. Д2. Карта-схема температурних зон України