

Лекція. Вступ. Санітарно-гігієнічні і технологічні основи вентиляції і кондиціонування промислових будівель.

План

Загальні відомості, принципи дії і призначення вентиляції промислових будівель

Основні види шкідливих домішок в повітрі промислових приміщень

Нормування параметрів мікроклімату промислових приміщень

Розрахункові параметри зовнішнього повітря

Загальні відомості, принципи дії і призначення вентиляції промислових будівель

Промислові будівлі мають системи вентиляції зі своїми специфічними особливостями влаштування та розміщення. Способи вентиляції та кількість вентиляційних установок на підприємствах залежать від характеру технологічного процесу, потужності підприємства, а також його економічної значимості. У промислових будинках можливе розміщення вентиляційного обладнання у виробничих приміщеннях або зовні будівлі - на стінах (на кронштейнах) або покрівлі, але у будь-якому випадку мають бути забезпечені зручне обслуговування вентиляційного обладнання та захист його від можливої конденсації вологи. Всередині будівлі вентиляційне обладнання встановлюють у вентиляційних камерах, іноді допускається встановлення його безпосередньо в приміщенні, що обслуговується. При проектуванні систем вентиляції слід прагнути до найменшої довжини повітроводів, яка визначається їх радіусом дії. Економічні розрахунки показують, що радіус дії установок припливу залежить від швидкості руху повітря в повітроводах. Так, при швидкості 6-10 м/с рекомендований радіус дії установки 30-40 м, при швидкості менше 6м/с - 60-70 м. Радіус дії витяжних установок 30-40 м, а в великих цехах він може досягати 100- 120м. При проектуванні місцевої вентиляції слід до однієї витяжної системи приєднувати трохи більше 10-12 відсмоктувачів. При видаленні місцевими витяжними установками вологого повітря або повітря, що містить шкідливі гази, радіус дії приймається рівним 25-30 м. Радіус дії установок пневматичного транспорту може досягати 80-100 м. Ці міркування можуть бути покладені в основу для вибору числа припливних і витяжних

установок. Витяжні вентиляційні установки, що видаляють вибухо- та вогненебезпечні суміші, повинні мати вибухобезпечне виконання.

Системи припливної вентиляції зі штучним спонуканням для виробничих приміщень, робота в яких виконується більше 8 год на добу, зазвичай слід поєднувати з повітряним опаленням.

Системи припливної вентиляції, суміщені з повітряним опаленням, слід передбачати резервним вентилятором або не менше ніж із двома опалювальними агрегатами.

Системи загальнообмінної вентиляції для виробничих та адміністративно-побутових приміщень (з постійним перебуванням людей) без природного провітрювання слід передбачати не менше ніж із двома витяжними вентиляторами кожна з витратою по 50% необхідного повітрообміну.

Допускається передбачати одну припливну та одну витяжну системи з резервними вентиляторами.

Для зазначених приміщень, з'єднаних отворами, що відкриваються, з суміжними приміщеннями тієї ж категорії вибухопожежобезпеки та з виділенням аналогічних шкідливостей, допускається проектувати припливну систему без резервного вентилятора, а витяжну – з резервним вентилятором.

Системи місцевих відсмоктувачів слід проектувати так, щоб концентрація горючих газів, пар, аерозолів і пилу в повітрі не перевищувала 50% нижньої концентраційної межі поширення полум'я при температурі суміші, що видаляється.

Основні види шкідливих домішок в повітрі промислових приміщень

У складі атмосферного повітря міститься 78% азоту, 21% кисню, 0,03% вуглекислого газу, інертні гази. У чистому повітрі є шкідливі гази, такі, як оксид та діоксид азоту, діоксид сірки, озон та ін., які не позначаються негативно на здоров'ї людей, тварин та всієї флори і фауни. Ці гази потрапляють в повітря завдяки процесам гниття або атмосферним явищам. Вміст води в повітрі непостійний від 0,00002 до 3% об'ємних часток.

Чистим вважається повітря, не забруднене твердими, рідкими та газоподібними речовинами, які змінюють його природний склад.

Тверді, рідкі або газоподібні речовини, що потрапляють у повітря, змінюючи його природний склад, називаються емісіями. Емісії – це забруднення техногенного походження.

Забруднення повітря має місце в такому випадку, коли забруднююча повітря речовина або декілька речовин присутні в такій кількості і протягом такого часу, що спричиняють шкоду людям, тваринам, рослинам та майну.

За концентрації кисню не більше 9% (нормальний барометричний тиск) у людини настає кисневе голодування тканин організму (аноксемія), що може призвести до смерті.

Підвищений вмісту азоту у повітрі призводить до наркотичної дії, так за концентрації азоту 83% відчувається задуха, а за 93% – настає смерть від нестачі кисню (зростання вмісту азоту означає зменшення вмісту кисню).

Допустима норма вуглекислого газу в приміщенні 0,1...0,2%, на робочих місцях – до 0,5%. Підвищений вміст вуглекислого газу призводить до зменшення вмісту кисню.

Важливо, щоб повітря мало певний йонний склад. В повітрі містяться негативні і позитивні йони, які, в свою чергу, бувають легкі, середні і важкі. Важкі йони утворюються в результат осадження легких йонів на різних частках: пилу, краплинах. В незабрудненому повітрі переважно знаходяться легкі йони, в забрудненому – важкі. Нормується оптимальний вміст легких йонів у повітрі робочої зони.

В сучасній техніці застосовується безліч речовин, які можуть потрапляти в повітря і становити небезпеку здоров'ю людей. Для визначення небезпечності досліджується вплив цих речовин на організм людини і встановлюються безпечні для людини концентрації та дози.

На промислових підприємствах повітря робочої зони може забруднюватися шкідливими речовинами, які утворюються в результаті технологічного процесу, або містяться в сировині, продуктах чи напівпродуктах, у відходах виробництва. Ці речовини потрапляють у повітря у вигляді пилу, газів або пари і діють негативно на організм людини.

При роботі або ремонті копіювальних апаратів виділяються такі хімічні речовини, як озон, оксид азоту, аміак, стирол (вінілбензол), ацетон (пропан-2-он), селенистий водень (гідроселенід), епіхлоргідрин (хлорметилоксиран), кислоти, бензин, оксид етилену (оксиран).

У відповідності до ГОСТ 12.1.007-76 “ССБТ. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности” шкідливою речовиною називається речовина, яка при контакті з організмом людини при порушенні вимог безпеки може викликати виробничі травми, професійні

захворювання або відхилення стану здоров'я в процесі роботи та у наступний період життя, а також справити негативний вплив на здоров'я нащадків.

Всі шкідливі речовини за характером дії на організм людини поділяються на шість груп:

I – загальнотоксичні або загальносоматичні речовини – речовини, які діють на центральну нервову систему, кров і кровотворні органи (сірководень (H₂S), ароматичні вуглеводні, чадний газ (CO), ціаністий водень (HCN), хлор (Cl₂), бром (Br₂)). За концентрацією цих речовин у повітрі повинен бути забезпечений безперервний контроль із сигналізацією про перевищення гранично допустимих концентрацій;

II – подразнюючі речовини – речовини, які діють на слизові оболонки очей, носу, гортані, шкіри (пари кислот, лугів, оксид Нітрогену (NO₂), оксиди Сульфуру (SO₂ і SO₃), тощо);

III – сенсibiliзуючі або алергени (від лат. *sensibilis* – чутливий) – речовини, які призводять до виникнення алергії (альдегіди, ароматичні нітро-, нітрузо-, аміносполуки, зокрема, акрилонітрил, берилій, нікель, хлорофос);

IV – канцерогенні або бластомогенні речовини – речовини, що призводять до виникнення ракових пухлин. Це продукти перегонки нафти і кам'яного вугілля (похідні антрацену, бензпірен, мазути, гудрони, бітуми, асфальти, мастила, дьоготь, бензол, хлористий вініл), пил азбесту, арсен (As), меркурій (Hg), плумбум (Pb), цинк (Zn), молібден (Mo), нікель (Ni), радіоактивні речовини;

V – мутагенні речовини – речовини, які призводять до зміни спадкової інформації (Pb, Mn, радіоактивні речовини);

VI – такі, що пригнічують репродуктивну функцію (меркурій, плумбум, манган (Mn), радіоактивні сполуки, хлоропрен, нікотин).

Існують і інші класифікації шкідливих речовин, наприклад, за фізіологічною дією: подразнюючі, задушливі, соматичні, наркотичні.

Отруєння шкідливими речовинами можливе тільки за їх концентрації в повітрі робочої зони, що перевищує певну межу – гранично допустиму концентрацію (ГДК).

Гранично допустима концентрація шкідливої речовини у повітрі робочої зони (ГДК р.з) – це така концентрація, вплив якої на людину в разі її щоденної регламентованої тривалості (щоденна дія при 8-годинній роботі, але не більш ніж 40 годин протягом тижня) не призводить до зниження працездатності чи

захворювання в період трудової діяльності та у наступний період життя, а також не справляє негативного впливу на здоров'я нащадків.

Вимірюється ГДК у мг/м³. Перелік ГДК шкідливих речовин в повітрі робочої зони наводиться у "Санитарных нормах проектирования промышленных предприятий" СН 245-71; ГОСТ 12.1005-88, ССБТ. Воздух рабочей зоны. Общие санитарно-технические требования, а також ДСП 201-97.

У відповідності до ГОСТу 12.1.007-76 за ступенем дії на організм людини шкідливі речовини поділяються на чотири класи небезпеки (таблиця 2.2).

У державних стандартах наведено більше 700 речовин, для яких встановлені значення ГДК (ГДК бензпірена = 0,00015мг/м³, ГДКВе = 0,001мг/м³, ГДКРв = 0,01мг/м³).

Таблиця 2.2 – Класифікація шкідливих речовин за ступенем дії на організм людини

Клас	Назва	ГДК, мг/м ³	Летальна концентрація в повітрі, мг/м ³	Приклади
1	Надзвичайно небезпечні	<0,1	<500	Бензпірен, меркурій, плумбум, берилій, манган, фосген
2	Високонебезпечні	0,1...1	500...5000	Нітроген діоксид (NO ₂), бензен, сірководень, гідроксид натрію (NaOH)
3	Помірно небезпечні	1,1...10	5001...50000	Ксилол, сірчистий газ (SO ₂), метанол
4	Малонебезпечні	>10	>50000	Аміак (NH ₃), чадний газ, бензин, етанол, ацетон

За одночасного знаходження в повітрі робочої зони декількох шкідливих речовин односпрямованої дії, близьких за хімічним складом і характером біологічної дії на організм людини, для визначення можливості працювати в цій зоні користуються такою залежністю:

$$\frac{C_1}{ГДК_1} + \frac{C_2}{ГДК_2} + \dots + \frac{C_n}{ГДК_n} \leq 1$$

де C_n – концентрації шкідливих речовин у повітрі, мг/м³;

ГДКп – гранично допустимі концентрації відповідних шкідливих речовин, мг/м³.

До шкідливих речовин односпрямованої дії відносяться шкідливі речовини, які схожі за хімічною будовою та характером впливу на організм людини. Наприклад: фенол і ацетон, сірчистий газ і нітрогендіоксид, органічні кислоти, чадний газ і нітрогендіоксид.

Вміст шкідливих речовин в повітрі, яке надходить у виробниче приміщення не повинен перевищувати 0,3 ГДК.

Для речовин, які не мають ГДК, встановлені орієнтовно безпечні рівні впливу (ОБРВ).

Повітря робочої зони може забруднюватися пилом. Наслідки впливу виробничого пилу на організм залежать від його фізико-хімічних властивостей, токсичності, дисперсності, концентрації.

Пил буває органічним (рослинного та тваринного походження, наприклад: деревний, бавовняний, кістковий), неорганічним (цементний, азбестовий, металевий) і змішаним.

Пил може бути токсичний і нетоксичний. Токсичний пил – це пил плумбуму, мангану, хрому тощо. Він може призводити до гострих або хронічних отруєнь. Нетоксичний пил – це пил чавуну, заліза, алюмінію, пластмас, скла, деревини тощо.

Вплив нетоксичного пилу на організм людини зводиться до фіброгенної дії, тобто викликає подразнення слизових оболонок, верхніх дихальних шляхів, а потрапляючи в легені викликає пневмокніоз. Для цієї хвороби характерною ознакою є утворення в легенях фіброзних вузлів – ділянок ущільненої легеневої тканини. Відомі такі види пневмокніозу: силікоз, металококіоз, цементоз, азбестоз та інші. Найпоширенішим видом є силікоз – хвороба гірників, що спричинена пилом діоксиду кремнію (SiO₂).

Нормування параметрів мікроклімату промислових приміщень

Відповідно до санітарних норм ДСН 3.3.6.042-99 норми мікроклімату виробничих приміщень можуть бути оптимальними і допустимими.

Оптимальні мікрокліматичні умови – це такі параметри мікроклімату, які за тривалого і систематичного впливу на людину забезпечують збереження нормального теплового стану організму без активації терморегуляції, тобто забезпечують стан теплового комфорту, створюючи таким чином умови для високого рівня працездатності.

Допустимі мікрокліматичні умови – це такі показники мікроклімату, які за тривалого і систематичного впливу на людину можуть викликати зміни теплового стану організму, що швидко зникають і нормалізуються; Ці зміни супроводжуються напруженням механізмів терморегуляції в межах фізіологічної адаптації. У таких випадках може виникнути деяке зниження працездатності, але порушення здоров'я у людини це не викликає.

Параметри мікроклімату нормуються в залежності від: періоду року; категорії робіт; технологічного процесу.

Для нормування параметрів мікроклімату календарний рік поділяється на два періоди:

– холодний період – період року, коли середньодобова температура зовні приміщення нижча за $+10^{\circ}\text{C}$;

– теплий – коли середньодобова температура зовні приміщення становить $+10^{\circ}\text{C}$ і вище.

За важкістю та енерговитратами роботи класифікують на такі категорії:

I категорія – легка, роботи, що виконуються сидячи (I а), стоячи, або пов'язані із ходьбою, але не потребують систематичного напруження або піднімання та перенесення вантажів (I б); енерговитрати за таких робіт відповідно складають 105...140 Дж/с (I а) та 138...174 Дж/с (I б). Це роботи користувачів комп'ютерів, основні процеси точного приладобудування.

II категорія – роботи середньої важкості, що виконуються сидячи, стоячи, або пов'язані із ходьбою, але не потребують перенесення вантажів (II а) та роботи, пов'язані із ходьбою і перенесенням вантажів вагою до 10 кг (II б); енерговитрати відповідно складають 175...232 Дж/с (II а) та 232...290 Дж/с (II б). Це роботи у механоскладальних, механічних цехах.

III категорія – важкі роботи, пов'язані з перенесенням вантажів, вагою понад 10 кг і систематичним напруженням; енерговитрати – більше 290 Дж/с. Це роботи у ковальських цехах з ручною ковкою, немеханізовані роботи у ливарних цехах тощо.

Оптимальні умови мікроклімату, як правило, досягаються за умов використання промислових кондиціонерів. Оптимальні параметри мікроклімату повинні підтримуватись в приміщеннях, пов'язаних з виконанням нервово-емоційних робіт, що потребують підвищеної уваги (диспетчерські, приміщення, де працюють із комп'ютерами, кабінети діагностики, пульти управління технологічними процесами, хімічні лабораторії, бухгалтерії, конструкторські бюро і т.д.).

Для таких робіт оптимальна температура повітря – +22 – +24°C; його відносна вологість – 40 – 60%; швидкість руху – не більше 0,1 м/сек. Перелік інших виробничих приміщень, у яких повинні вимагатись оптимальні норми мікроклімату, визначається галузевими документами, погодженими із органами санітарного нагляду у встановленому порядку.

Допустимі значення показників мікроклімату встановлюються у випадках, коли за технологічними вимогами, технічними та економічними причинами не можна забезпечити оптимальні норми.

Виміри показників мікроклімату повинні проводитись на початку, в середині і в кінці холодного і теплого періодів року, не менше трьох разів за робочу зміну. При коливаннях показників мікроклімату, пов'язаних з технологічними процесами та іншими причинами, виміри необхідно проводити також при найменших і найбільших значеннях термічних навантажень на працюючих, що мають місце протягом робочої зміни.

Вимірювання параметрів мікроклімату проводяться на робочих місцях і в робочій зоні на початку, в середині та в кінці робочої зміни. При коливаннях мікрокліматичних умов, пов'язаних з технологічним процесом та іншими причинами, вимірювання проводяться з урахуванням найбільших і найменших величин термічних навантажень протягом робочої зміни.

Вимірювання здійснюються не менше 2-х разів на рік (теплий та холодний періоди року) у порядку поточного санітарного нагляду, а також при прийманні до експлуатації нового технологічного устаткування, внесенні технічних змін в конструкцію діючого устаткування, організації нових робочих місць тощо.

При проведенні вимірювання в холодний період року температура зовнішнього повітря не повинна бути вищою за середню розрахункову температуру, в теплий період – не нижчою за середню розрахункову температуру, що приймається для опалення та кондиціонування за оптимальними та допустимими параметрами.

Вимірювання параметрів мікроклімату на робочих місцях проводяться на висоті 1,0 м (для сидячих робіт) і 1,5 м (для стоячих робіт) від підлоги, або робочого майданчика.

За наявності кількох джерел інфрачервоного випромінювання або джерел великої площі вимірювання інфрачервоного випромінювання на робочому місці проводиться у напрямку максимуму потоку від джерела. Вимірювання здійснюється через кожні 30 – 40° навколо робочого місця для визначення максимального опромінення (приймач приладу розташовують перпендикулярно падаючому потоку енергії).

Температура та відносна вологість повітря вимірюються приладами, дія яких ґрунтується на психрометричних принципах. Можливе використання тижневих і добових термографів і гігрографів.

Швидкість руху повітря вимірюється анемометрами ротаційної дії. Малі величини швидкості руху повітря (менше 0,3 м/сек.), особливо за наявності різноспрямованих потоків, вимірюються електроанемометрами, циліндричними або кульовими кататермометрами.

Температура поверхонь огорожувальних конструкцій (стін, стелі, підлоги) або обладнань (екранів і т.ін.), зовнішніх поверхонь технологічного устаткування вимірюються приладами, що діють за принципом термоелектричного ефекту.

Інтенсивність теплового опромінення вимірюється приладами з чутливістю в інфрачервоному діапазоні, що діють за принципами термо-, фотоелектричного та інших ефектів, або визначається розрахунковим методом за температурою джерела.



Рисунок 1 – Прилади для вимірювання параметрів мікроклімату

Чашковий анемометр “Atmos” (рисунок 1 а) призначений для визначення швидкості вітру, температури, коефіцієнта охолодження вітром, відносної вологості, точки роси.



Рисунок 2 –
Аспіраційний
психрометр

Портативна метеостанція (рисунок 1,б) розрахована для використання в суворих умовах, вологостійка, містить повний набір метеоданих із записом значень і можливістю передачі на комп'ютер.

Сигнальна система (рисунок 1,в) на основі точного термо-гігро-анемометра призначена для оповіщення звуковими і візуальними сигналами у випадку, якщо з один параметрів температури ($^{\circ}\text{C}$ і $^{\circ}\text{F}$) і вологості повітря ($\% \text{ r}$) вийде з діапазону заданих мінімальних і максимальних значень або у випадку, коли швидкість вітру (км/год , м/сек) досягне одного з двох виставлених рівнів.

Найпростіший психрометр (рисунок 2) складається з двох окремих термодатчиків, один із яких використовується як сухий термометр, а іншої – як вологий (обгорнутий бавовняною тканиною, змоченою в посудині з водою). Повітряний потік призводить до випаровування вологи і поверхня зволоженого термодатчика охолоджується.

Одночасно вимірюється температура оточуючого повітря за допомогою іншого термодатчика (температура сухого термометра). Отримана в такий спосіб різниця температур є значенням відносної вологості повітря.

Сучасні психрометри можна розділити на три категорії: стаціонарні (термометри закріплені на спеціальному штативі в метеорологічній будці), аспіраційні (термометри розташовані в спеціальній оправі, що захищає їх від ушкоджень і теплового впливу прямих сонячних променів, і в якій обдуваються за допомогою вентилятора потоком досліджуваного повітря з постійною швидкістю близько 2 м/сек) та дистанційні.



Рисунок 3 –
Гігрометр
психрометричний

Гігрометр психрометричний (рисунок 3) призначений для виміру відносної вологості і температури повітря в приміщенні. Являє собою прилад, зібраний на підставці з фенопласту або інших матеріалів з аналогічними по властивостями. До підставки кріпляться два термометри зі шкалою, психрометрична таблиця, скляний резервуар, заповнений дистильованою водою. Термометра під написом "Зволожений" зволожується з резервуару за допомогою гнота з батисту шифону.

Діапазон вимірювання та допустима похибка приладів повинна відповідати вимогам таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Вимоги до вимірювальних приладів

Вимірювані величини	Діапазон вимірювань	Допустима похибка	Рекомендовані прилади
Температура повітря, °С	-30...+ 5	±0,1	Аспіраційний психрометр із ртутними термометрами
Відносна вологість повітря, %	15...100, %	±5,0	Ті ж самі та записуючі вологість гігрографи
Температура поверхні, °С	-30...100	±1,0	Електротермометри, термопари і т.ін.
Швидкість руху повітря, м/сек.	від 0,1...0,5 до 0,6...5,0	±0,2 ±0,1	Анемометри ротаційної дії
Інтенсивність інфрачервоного опромінення	10,0...20000	±10%	Актинометри, термостовбці болометри, радіометри зі спектральною чутливістю в діапазоні 0,30 – 20,0 мкм

Розрахункові параметри зовнішнього повітря

Вітчизняні нормативні та інші літературні джерела розрізняють три періоди року: холодний, коли середньодобова температура зовнішнього повітря t_3 нижча від $+8\text{ }^\circ\text{C}$; перехідний – при $t_3 = +8\text{ }^\circ\text{C}$; теплий – при $t_3 > +8\text{ }^\circ\text{C}$.

Згідно рекомендацій [1], при проєктуванні СВ, застосовують такі варіанти розрахункових зовнішніх умов:

- **для холодного періоду року (ХПР)** – параметри категорії Б при проєктуванні СВ (СК) і систем повітряного душення (в приміщеннях житлових, громадських, адміністративно-побутових і виробничих будинків);

- **для теплого періоду року (ТПР)** – параметри категорії А при проєктуванні СВ (СК) і систем притікальної місцевої вентиляції (повітряного душення) в приміщеннях житлових, громадських, адміністративно-побутових, виробничих і сільськогосподарських будинків;

- **в перехідні періоди року (ППР)** при проєктуванні СВ і СО приймають температуру $+8\text{ }^\circ\text{C}$ і питому ентальпію $+ 22,5\text{ кДж/кг}$ (для проєктування СВ допускається приймати параметри, що є визначальними в межах застосування невідігрітого зовнішнього повітря в якості притікального повітря).

Для СВ, які не діють з 13 до 16 годин доби, параметри зовнішнього повітря допускається приймати меншими ніж параметри категорії А.

Розрахунок повітрообмінів систем вентиляції промислових будівель

План

Схеми організації повітрообміну у приміщеннях промислових будівель.

Розрахунок повітрообміну промислової будівлі

Складання повітряно-теплових балансів приміщень

Заходи енергозбереження в системах вентиляції та кондиціювання повітря

Схеми організації повітрообміну у приміщеннях промислових будівель

Розподіл припливного повітря та видалення повітря з приміщень виробничих будівель слід передбачати з урахуванням режиму використання приміщень протягом доби або року, а також з урахуванням змінних надходжень теплоти, вологи та шкідливих речовин.

При організації повітрообміну в приміщеннях промислових будівель можливе застосування таких схем:

а) «знизу – вгору» – при одночасному виділенні тепла та пилу; у цьому випадку повітря подають у робочу зону приміщення, а видаляють із верхньої зони;

б) «згори - вниз» - при виділенні газів, парів летючих рідин (спиртів, ацетону, толуолу тощо) або пилу, а також при одночасному виділенні пилу і газів; в цих випадках повітря подають розосереджено у верхню зону, а видаляють місцевою витяжною вентиляцією з робочої зони приміщення і системою загальнообмінної вентиляції з його нижньої зони (можливе часткове провітрювання верхньої зони);

в) «згори - вгору» - у виробничих приміщеннях при одночасному виділенні тепла, вологи і зварювального аерозолю, а також у допоміжних виробничих будівлях при боротьбі з теплонадлишками; зазвичай у цих випадках повітря подають у верхню зону приміщення та видаляють з його верхньої зони;

г) «знизу – вгору та вниз» – у виробничих приміщеннях при виділенні парів та газів з різними щільностями та неприпустимістю їх скупчення у верхній зоні через небезпеку вибуху чи отруєння людей (малярні цехи,

аккумуляторні тощо); у цьому випадку подачу припливного повітря здійснюють у робочу зону, а загальнообмінну витяжку - з верхньої та нижньої зон;

д) «згори та знизу - вгору» - у приміщеннях з одночасним виділенням тепла та вологи або з виділенням тільки вологи при надходженні пари в повітря приміщення через нещільності виробничої апаратури та комунікацій, з відкритих поверхонь рідин у ваннах та зі змочених поверхонь підлоги; у цих випадках повітря подають у дві зони - робочу та верхню, а видаляють із верхньої зони. При цьому для запобігання туманоутворенню та краплі зі стелі припливне повітря, що подається у верхню зону, дещо перегрівають у порівнянні з повітрям, що подається в робочу зону;

е) "знизу - вниз" застосовується при місцевій вентиляції.

Припливне повітря слід подавати, як правило, безпосередньо до приміщення з постійним перебуванням людей. Припливне повітря слід направляти так, щоб повітря не надходило через зони з великим забрудненням і не порушувало роботи місцевих відсмоктувачів. Припливне повітря слід подавати на постійні робочі місця, якщо вони знаходяться у джерелах шкідливих виділень, у яких неможливе влаштування місцевих відсмоктувачів.

Видалення повітря з приміщень системами вентиляції слід передбачати із зон, в яких повітря найбільш забруднене або має найвищу температуру або ентальпію. При виділенні пилів та аерозолів видалення повітря системами загальнообмінної вентиляції слід передбачати з нижньої зони.

У виробничих приміщеннях з виділенням шкідливих або горючих газів або пар слід видаляти забруднене повітря з верхньої зони але не менше одноразового повітрообміну в 1год, а в приміщеннях висотою більше 6м - не менше 6м³/год на 1м² приміщення.

Витрати повітря через місцеві відсмоктувачі, розміщені в межах робочої зони, слід враховувати як видалення повітря з цієї зони.

Розрахунок повітрообміну промислової будівлі

Розрахунок повітрообміну проводиться для теплого та холодного періодів року. Розрахунку передують розрахунок теплонадходжень і тепловтрат, розрахунок місцевих відсмоктувачів та систем повітряного душення.

Вихідні дані:

– надлишки (недоліки) явного тепла у приміщенні;

- Розрахункові параметри зовнішнього та внутрішнього повітря;

- сумарна продуктивність місцевих відсмоктувачів [кг/год] (без урахування рециркуляційних систем) ($G_{м.о}$);
- сумарна продуктивність повітряних душів [кг/год] (без урахування рециркуляційних систем) ($G_{д}$);
- температура повітря на виході з патрубків (t_o);
- Габаритні розміри цеху;
- мінімальна витрата повітря, що видаляється з верхньої зони [кг/год], ($G_{в.з. \min}$).

Визначають допустимий спосіб подачі та видалення повітря з цього цеху в теплий та холодний періоди та намічають розрахункову схему організації повітрообміну.

1. Повітрообмін для компенсації місцевих відсмоктувачів та витяжки з верхньої зони (за «місцевими відсмоктувачами»).

Розрахунок ведеться для теплого та холодного періодів року. Складають рівняння масового балансу

$$G_{np} + G_{\partial} = G_{м.о.} + G_{в.з. \min} \cdot \quad (1)$$

Приймають $G_{в.з. \min} = 6 \cdot F_{\text{пола}} \cdot \rho_{в.з.}$ ($F_{\text{пола}}$ – площа підлоги, m^2 ; $\rho_{в.з.}$ – густина повітря у верхній зоні, kg/m^3), та вирішують рівняння балансу відносно G_{np} .

2. Повітрообмін з асиміляції теплонадлишків.

Складають рівняння масового та теплового балансу

$$\begin{cases} G_{np} + G_{\partial} = G_{м.о.} + G_{в.з.} \\ (\pm)Q + c \cdot t_{np} \cdot G_{np} + c \cdot t_o \cdot G_{\partial} = c \cdot t_{р.з.} \cdot G_{м.о.} + c \cdot t_{yx} \cdot G_{в.з.} \end{cases} \quad (2)$$

Розрахунок починають із теплого періоду. У рівняння балансів підставляють відповідні значення для теплого періоду: $G_{д}$, t_o , $G_{м.о.}$, c , $t_{р.з.}$, t_{yx} .

Вважають, що зовнішнє повітря подається припливними системами без обробки тобто. $t_{np} = t_H^A$ і вирішують рівняння балансів щодо G_{np} і $G_{в.з.}$, якщо отримані значення витрат більші за нуль, перевіряють умови

$$G_{в.з.} \geq G_{в.з. \min} \cdot \quad (3)$$

У разі виконання умови (3) розрахунок закінчується і за знайденими значеннями витрат вирішується пряме завдання аерації (якщо вона допускається) або розраховуються припливні та витяжні системи механічної загальнообмінної вентиляції.

Якщо результати розрахунків по балансним рівнянням отримано негативне значення $G_{в.з.}$ або умова (3) не виконується, це означає, що кількість надлишкового повітря, яке потрібно для компенсації витяжки, перевищує кількість повітря необхідне для асиміляції теплонадлишків, тобто. ($t_n^A \leq t_{р.з.} \leq t'_{р.з.}$) температура повітря в робочій зоні повинна бути уточнена при цьому, в рівняння балансу підставляються $t_{пр} = t_n^A$ і $G_{в.з.} = G_{в.з. \min}$ і визначається $G_{пр}$ і $t_{р.з.}$, яка враховується у подальших розрахунках. За отриманими $G_{пр}$ та $G_{в.з.}$ розраховується аерація або механічна вентиляція.

При використанні механічних припливних систем для зниження розрахункового повітрообміну можлива обробка повітря в зрошувальній секції. У цьому випадку, як правило, застосовують адіабатичне зволоження.

У холодний період року задаються $G_{в.з.} = G_{в.з. \min}$ і визначають з рівнянь балансу $t_{пр}$. подальші розрахунки залежить від отриманої величини $t_{пр}$.

1. Якщо $t_{пр} < t_n^B$ і в цеху в холодний період допустима аерація, то приймають $t_{пр} = t_n^B$ і вирішують рівняння балансу щодо $G_{пр}$ і $G_{в.з.}$, після чого вирішується пряме завдання аерації.

2. Якщо $t_n^B < t_{пр} \leq t_{р.з.} - 10 \text{ } ^\circ\text{C}$, то цьому випадку може застосовуватися комбінована схема подачі, тобто. частина повітря повинна подаватися механічними системами ($G_{пр}^{мех}$), а частина надходить через аераційні отвори ($G_{пр}^{аер}$). Тоді отримана з рівнянь балансу $t_{пр}$ буде середньозваженою з витрат тобто.

$$t_{пр} = \frac{t_{пр}^{мех} \cdot G_{пр}^{мех} + t_{пр}^{аер} \cdot G_{пр}^{аер}}{G_{пр}^{мех} + G_{пр}^{аер}} ; \quad (4)$$

$$G_{пр} = G_{пр}^{мех} + G_{пр}^{аер} . \quad (5)$$

У рівняннях (4), (5) невідомі $t_{пр}^{мех}$, $G_{пр}^{мех}$, $G_{пр}^{аер}$. Для вирішення їх задаються $t_{пр}^{мех} = t_{р.з.} - 5 \div 10 \text{ } ^\circ\text{C}$, то застосовують механічну припливну вентиляцію і розраховують системи за отриманими $G_{пр}$ і $G_{в.з.}$

3. Якщо $t_{пр} \geq t_{р.з.} - 10 \text{ } ^\circ\text{C}$, то застосовують механічну припливну вентиляцію і розраховують системи за отриманими $G_{пр}$ і $G_{в.з.}$

Якщо в приміщенні аерація не допустима в холодний період, то задаються $\Delta t = t_{р.з.} - t_{пр}$ в залежності від способу подачі повітря, знаходять $t_{пр}$ і вирішуючи рівняння балансу, знаходять $G_{пр}$, $G_{в.з.}$

Складання повітряно-теплових балансів приміщень

Надходження тепла в будівлю визначають як суму надходжень теплоти через прозорі та непрозорі зовнішні огороження, від штучного освітлення, обладнання та обслуговуючого персоналу.

ВИЗНАЧЕННЯ КІЛЬКОСТІ ТЕПЛА, ЯКЕ НАДХОДИТЬ ЧЕРЕЗ СВІТЛОВІ ПРОЙМИ.

$$Q = (q_1 F_{01} + q_2 F_{02}) \beta_{c.n} k_0 + \frac{t_3 - t_6}{R_0} \cdot F_0, [\text{Вт}]$$

За цією формулою визначається кількість теплоти в Вт, яка надходить в приміщення за рахунок сонячної радіації.

F_{01} - площа світлової пройми, яка опромінюється прямою сонячною радіацією, м^2 ;

F_{02} - площа світлової пройми, яка не опромінюється прямою сонячною радіацією, м^2 ;

$\beta_{c.n.}$ - коефіцієнт теплопропускання сонцезахисних пристроїв (додаток б);

k_0 - коефіцієнт, який залежить від типу застосування:

Для одинарного застосування	1
Для подвійного застосування	0,9
Для потрійного застосування	0,8
Для склоблоків	0,7

R_0 - опір теплопередачі заповнень світлових пройм, $\text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$

t_3 та t_6 - розрахункова температура зовнішнього та внутрішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$;

$F_0 = F_{01} + F_{02}$ - площа світлової пройми, що визначається за її найменшими розмірами (в світлі), м^2 ;

q_1, q_2 - відповідно кількість теплоти, яка надходить через одинарне застосування світлових пройм в $\text{Вт} / \text{м}$ при прямому та непрямому опроміненні сонячною радіацією:

для вертикального застосування:

$$q_1 = (q_{v.p.} + q_{v.n.}) k_1 k_2$$

$$q_2 = q_{v.p.} k_1 k_2$$

$q_{v.n.}$ - надходження теплоти в через одинарне застосування від прямої радіації;

$q_{v.p.}$ - надходження теплоти в $\text{Вт} / \text{м}^2$ через вертикальне застосування від розсіяної сонячної радіації

k_1 - коефіцієнт, який враховує затемнення пройм віконними рамами;

k_2 - коефіцієнт, який враховує забрудненість скла;

для горизонтального застосування світлових пройм:

$$q_1 = (q_{g.n.} + q_{g.p.}) k_1 k_2;$$

для похилого застосування світлових пройм з кутом між площиною похилого застосування і горизонтальною площиною γ , град, при $\alpha_r < 90^{\circ}$

$$q_1 = (q_{g.n.} k_3 + q_{v.n.} k_4 + q_{g.p.}) k_1 k_2;$$

при $\alpha_r \geq 90^{\circ}$ і $\alpha_v > \gamma$

$$q_1 = (q_{g.n.} k_3 - q_{v.n.} k_4 + q_{g.p.}) k_1 k_2;$$

при $\alpha_r \geq 90^{\circ}$ і $\alpha_v \leq \gamma$ та для горизонтального застосування

$$q_2 = q_{g.p.} k_1 k_2.$$

$q_{г.п}$ і $q_{г.р}$ – надходження теплоти в Вт/м² відповідно від прямої та розсіяної сонячної радіації через одинарне горизонтальне застклення;
 k_3 і k_4 – коефіцієнти, що враховують надходження тепла через похиле застклення світлових проїм.

Значення коефіцієнтів k_3 і k_4

γ ,град	k_3	k_4	γ ,град	k_3	k_4	γ ,град	k_3	k_4
0	1	0	25	0,91	0,42	60	0,5	0,87
5	1	0,09	30	0,87	0,5	70	0,34	0,94
10	0,99	0,17	40	0,77	0,64	80	0,17	0,98
15	0,97	0,26	50	0,64	0,77	90	0	1
20	0,94	0,34						

При розрахунку систем вентиляції з механічним та природним спонуканням, а також систем вентиляції з випарним (адіабатним) охолодженням припливного повітря і систем кондиціонування повітря для визначення надходжень тепла в приміщення приймаються значення сумарної або розсіяної радіації, наведені в табл. 2.1.2, за той час, на протязі якого передбачається зайнятість приміщень людьми. При наявності світлових проїм в протилежних стінах приміщень визначається сумарне надходження тепла за період експлуатації приміщення.

Для приміщень, що мають світлові проїми в стінах, які розташовані під кутом $\alpha = 90^0$ одна до одної, складається графік (таблиця) погодинних надходжень тепла по ходу сонця за період зайнятості приміщень людьми, починаючи з часу, попередньому початку цього періоду.

При наявності будівельних конструкцій, що створюють тінь, (ребер, козирків і т. п.) для затіненої площі світлової проїми враховується надходження тепла тільки від розсіяної радіації. Величина затіненої площі світлової проїми $F_{o.т}$, м², визначається графічним способом або для вертикальних світлових проїм, в яких виніс ребра a не перевищує виносу козирка b , обчислюється за формулою

$$F_{o.т} = Aa \frac{tg\alpha_6}{\cos\alpha_2} - Bb tg\alpha_2 - 0.5(a^2 + b^2) \frac{tg\alpha_6 tg\alpha_2}{\cos\alpha_2} - AB + A_n B_n,$$

де A - відстань від площини бокової затіняючої конструкції (ребра) до протилежного кінця світлової проїми, м;

B - відстань від нижньої площини козирка до протилежного кінця світлової проїми, м;

a і b - виніс відповідно ребра та козирка відносно площини застклення ($b \geq a$), м;

α_6 - висота сонця, град;

α_2 - сонячний азимут застклення, град;

A_n і B_n - розмір світлової проїми відповідно по горизонталі та вертикалі,

м.

ВИЗНАЧЕННЯ КІЛЬКОСТІ ТЕПЛОТИ, ЯКА НАДХОДИТЬ В ПРИМІЩЕННЯ ЧЕРЕЗ ПОКРИТТЯ БУДІВЛІ

Кількість теплоти, яка надходить в приміщення через стелю за рахунок сонячної радіації визначається таким чином:

$$Q = \left[\frac{1}{R_0} (t_3 + R_3 \rho I_{cep} - t_6) + \beta \cdot k \frac{A_{тв}}{R_6} \right] \cdot F ,$$

R_0 - опір теплопередачі покриття будівлі:

$$R_0 = R_H + R_K + R_B , [M^2 K/WT]$$

R_B - опір теплосприйняття між внутрішнім повітрям та поверхнею перекриття;

Значення R_B для перекриття з внутрішніми ребрами - 0,132 м² К/Вт, для перекриття з гладкою поверхнею - 0,115 м² К/Вт.

R_H - термічний опір між зовнішнім повітрям та поверхнею перекриття.

Значення R_H для зимових умов по додатку 3, для літніх:

$$R_H = \frac{0,172}{1 + 2\sqrt{V}} ,$$

V - швидкість вітру.

Якщо $V < 1$ м/с, в формулу підставляємо значення $V = 1$ м/с.

R_K - термічний опір огорожуючої конструкції;

Значення R_K визначається за формулою:

$$R_K = \sum_{i=1}^m R_i + R_{в.п.},$$

R_i - термічний опір i -го однорідного шару перекриття:

δ_i - товщина i -го шару, м;

$$R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i} ,$$

λ_i - коефіцієнт теплопровідності матеріалу i -го шару;

m - кількість шарів;

$R_{в.п.}$ - термічний опір замкнутого повітряного прошарку.

ρ - коефіцієнт поглинання сонячної радіації;

I_{cp} - середньодобова сумарна сонячна радіація, Вт/м²;

k - коефіцієнт, який має значення:

Для перекриття з вентиляльованим повітряним прошарком	0,6
Для інших	1

β - коефіцієнт для визначення величин теплового потоку, що гармонічно змінюються, в різні години доби

Значення коефіцієнта β

Час до і після	β	Час до і після	β	Час до і після	β	Час до і після	β
----------------	---------	----------------	---------	----------------	---------	----------------	---------

максимуму надходження тепла, год		максимуму надходження тепла, год		максимуму надходження тепла, год		максимуму надходження тепла, год	
0	1	4	0,5	7	-0,26	10	-0,87
1	0,97	5	0,26	8	-0,5	11	-0,97
2	0,87	6	0	9	-0,71	12	-1
3	0,71						

Кількість тепла, Вт, що надходить в приміщення через стіни, як правило, не враховується. При необхідності його можна визначити за формулою

$$Q = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2}{R_0} \cdot F,$$

де R_0 – опір теплопередачі огорожуючої конструкції, при $R_B = 0,143 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ і $R_H = 0,043 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;

F – площа стіни, м^2 ;

Δt_1 і Δt_2 – еквівалентні різниці температур, що визначаються за наступними формулами :

$$\Delta t_1 = t_{зв} - t_B - AA_{t_n} - B;$$

$$\Delta t_2 = \Delta t_3 + \frac{I}{I_0} (\Delta t_4 - \Delta t_3),$$

де $t_{зв}$ – розрахункова літня температура зовнішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$, що приймається по параметрам Б;

t_B – розрахункова температура внутрішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$;

A і B – коефіцієнти, в залежності від маси 1 м^2 стінового огороження;

Δt_3 і Δt_4 – вихідні еквівалентні розрахункові температури, $^{\circ}\text{C}$, відповідно для затінених і опромінених сонцем стін.

I/I_0 – відношення максимальної напруги сонячної радіації на вертикальну площину для заданих широти та орієнтації до максимальної напруги сонячної радіації для 40° пвн.ш..

Значення коефіцієнтів А і Б

Маса 1 м^2 стінового огороження, кг	А	Б
До 35	0	0
36-270	0,25	5,5
Більше 270	0,5	2,75

Вихідна еквівалентна розрахункова різниця температур для зовнішніх стін будівель, розташованих на 40° пвн. ш.

Вид стінового огороження	Орієнтація стіни	Години доби за сонячним часом		
		12	14	16

Різниця температур Δt_3 для затінених стін				
Цегляна стіна товщиною 200 мм і масою 360 кг/м ²	Будь-яка	0/0	0/0	1,1/1,1
Те ж, 300 мм і 540 кг/м ²	Будь-яка	1,1/1,1	1,1/1,1	1,1/1,1
Різниця температур Δt_4 для опромінених сонцем стін				
Цегляна стіна товщиною 200 мм і масою 360 кг/м ²	ПНСХ	5,6/1,1	8,9/4,4	7,8/4,4
	СХ	7,8/4,4	10/5,6	10/8,6
	ПДСХ	3,3/2,2	7,8/5,6	10/6,7
	ПД	2,2/1,1	2,2/1,1	5,6/3,3
	ПДЗХ	3,3/2,2	4,4/2,2	5,6/3,3
	ЗХ	3,3/2,2	4,4/3,3	5,6/3,3
	ПНЗХ	1,1/1,1	2,2/1,1	3,3/2,2
	ПН	0/0	0/0	1,1/1,1
Те ж, 300 мм і 540 кг/м ²	ПНСХ	4,4/2,2	4,4/2,2	5,6/2,2
	СХ	6,7/4,4	5,6/3,3	6,7/4,4
	ПДСХ	5,6/3,3	5,6/3,3	5,6/3,3
	ПД	3,3/2,2	3,3/2,2	3,3/2,2
	ПДЗХ	5,6/3,3	5,6/3,3	5,6/3,3
	ЗХ	6,7/4,4	5,6/3,3	5,6/3,3
	ПНЗХ	4,2/2,2	4,4/2,2	4,4/2,2
	ПН	1,1/1,1	1,1/1,1	1,1/1,1

Відношення I/I_0

Географічна широта, ° пвн.ш	Орієнтація стін				
	ПД	ЗХ і СХ	ПДЗХ і ПДСХ	ПНЗХ і ПНСХ	ПН
24	0,3	0,98	0,8	1,01	1,12
28	0,33	0,98	0,9	1,01	1,06
32	0,6	0,99	0,93	1	1
36	0,8	0,99	0,98	1	1
40	1	1	1	1	1
44	1,23	1,01	1,05	1	1,03
48	1,4	1,02	1,11	1	1,05
52	1,65	1,03	1,17	1	1,11
56	1,88	1,05	1,23	1,03	1,29
60	2,1	1,08	1,23	1,06	1,44
64	2,3	1,12	1,34	1,11	1,58

Для синіх (нетемних), зелених, світло-червоних, світло-коричневих, нефарбованих дерев'яних стін і стін кольору природного бетону в якості вихідної еквівалентної розрахункової різниці температур рекомендується приймати середньоарифметичне значення Δt_4 для світлих і темних стін.

$A_{тв}$ - амплітуда коливань температури внутрішньої поверхні огорожень, °С:

$$A_{\text{тв}} = \frac{1}{\nu} [0.5A_{\text{тн}} + R_{\text{н}} \rho (I_{\text{мак}} - I_{\text{ср}})]$$

$A_{\text{тн}}$ - мах амплітуда коливань температури зовнішнього повітря;

$I_{\text{мак}}$ та $I_{\text{ср}}$ - відповідно максимальне та середнє значення сумарної (прямої та розсіяної) сонячної радіації, що приймаються для зовнішніх стін як для вертикальних поверхонь західної орієнтації;

ν - затухання амплітуди коливань температури в огорожуючій конструкції:

$$\nu = R_{\text{о}} / R_{\text{в}}$$

F - площа перекриття, м².

В зв'язку з великим затуханням коливань температури в стінових огороженнях надходження теплоти за рахунок сонячної радіації через стіни не враховується.

ВИЗНАЧЕННЯ ІНШИХ ШКІДЛИВИХ НАДХОДЖЕНЬ

Надходження теплоти та вологи від дорослих чоловіків, для жінок - 85%, для дітей - 75%.

Кількість теплоти, яка надходить від електродвигунів:

$$Q = 10^3 N k,$$

N - установочна потужність двигуна, кВт;

k - коефіцієнт, який має значення 0,25 - 0,4 в залежності від режиму роботи двигуна.

Надходження теплоти від нагрітих поверхонь:

$$Q = \frac{t_{\text{нов}} - t_{\text{в}}}{R} \cdot F_{\text{нов}},$$

$t_{\text{в}}$ - внутрішня температура повітря;

$t_{\text{пов}}$ - температура поверхні;

$F_{\text{пов}}$ - площа поверхні;

R - опір теплопередачі:

для нагрітих повітропроводів:

$$R = \frac{0,086}{\sqrt{V}},$$

V - швидкість руху повітря в повітропроводі, м/с.

Тепловиділення 1 м гладкої неізолюваної труби систем опалення та теплопостачання.

Надходження теплоти від джерела штучного освітлення. Кількість тепла, що надходить в приміщення від джерел штучного освітлення, визначають за фактичною або проектною потужністю ліхтарів. При цьому враховують, що вся енергія, яка витрачається на освітлення, переходить в тепло, яке нагріває повітря приміщення. Встановлено, що якщо освітлювальна арматура та лампи знаходяться поза приміщенням або ліхтарі оснащені місцевими відсосами, тоді частка тепла, яке потрапляє в приміщення $\eta_{\text{осв}}$, складає 0,45 при люмінесцентних лампах та 0,15 при лампах розжарювання на освітлення від енергії, яка витрачається.

Якщо потужність ліхтарів невідома, тоді тепловиділення від джерел освітлення $Q_{осв}$, Вт, можна визначити за формулою:

$$Q_{осв} = E F q_{осв} \eta_{осв},$$

E - освітленість, лк;

F - площа підлоги приміщення, м²;

$q_{осв}$ - питомі тепловиділення, Вт/м² лк;

$\eta_{осв}$ - частка тепла, яке надходить в приміщення.

Тепловиділення від джерел освітлення робочих місць враховують незалежно від періоду року та часу доби, але від джерел загального освітлення - з врахуванням часу доби та архітектурно-планувальних рішень.

Пиловиділення при зварювальних роботах в більшій кількості визначають повітрообмін приміщення. Пил, який виділяється при зварюванні, містить фтористі з'єднання, окисли марганцю, заліза та алюмінію, марганець та інші речовини. В додатку 18 наведені дані про кількість та хімічний склад пилу, який виділяється при зварюванні.

Найбільш шкідливими з санітарно-гігієнічної точки зору у теперішній час є марганцеві руднокислі електроди ЦМ-7, ЦМ-8, ОЗС-3 та ОММ-5, які містять в своєму покритті до 30% феромарганцю. Виділення пилу та вміст в ньому окислів марганцю на 1 кг витрачених електродів наведено в додатку 19.

Для розрахунку вентиляції сумарні шкідливі виділення в приміщенні зручно заносити в розрахункову таблицю.

Зведена таблиця шкідливих виділень в приміщенні

№ приміщення	Найменування приміщення	Об'єм приміщення	Розрахунковий період року	Теплові надлишки				Вологовиділення, кг/год	Газове виділення, г/год
				явне тепло		сховане тепло	повне тепло		
				Вт	Вт/м ³	Вт	Вт		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
			Теплий						
			Перехідний						
			Холодний						
			Теплий						
			Перехідний						
			Холодний						
								

Заходи енергозбереження в системах вентиляції та кондиціонування повітря

У цехах (ковальських, термічних та інших.) з надлишками явної теплоти (близько 70-100 Вт) доцільно влаштовувати припливну механічну вентиляцію як повітряного душування фіксованих робочих місць (при опроміненні понад

300 Вт/м²); витяжну установку у вигляді бортових відсмоктувачів від обладнання - ванн травильних, гартувальних та ін.

Недостатній повітрообмін для асиміляції надмірної явної теплоти здійснюється загальнообмінною організованою природною вентиляцією — аерацією, при якій подача припливного повітря в теплий період року здійснюється через стулки отворів, що розміщуються на висоті 0,5—1 м від підлоги, і в холодний період року через отвори, розташовані на висоті 4-6 м від підлоги. Природна витяжна вентиляція здійснюється з верхньої зони через витяжні аераційні ліхтарі, які, як правило, влаштовуються незадувними, з вітрозахисними щитами.

Оцінку повноти використання припливного повітря можна проводити за коефіцієнтом ефективності (повітрообміну).

$$K_{\text{эф}} = \frac{t_{\text{yx}} - t_{\text{np}}}{t_{\text{p.з}} - t_{\text{np}}},$$

де t_{yx} , t_{np} , $t_{\text{p.з}}$ - відповідно температура повітря, що йде, припливного та робочої зони.

Системи аварійної вентиляції влаштовують у виробничих приміщеннях, в яких можливе раптове надходження в повітря великих кількостей шкідливих або вибухонебезпечних речовин. Продуктивність аварійної вентиляції визначається розрахунком у технологічній частині проекту або відповідно до вимог відомих нормативних документів.

Аварійний повітрообмін забезпечується спільною роботою основної (загальнообмінної та місцевої) та аварійної вентиляції. В аварійний режим повинен бути забезпечений повітрообмін не менше 8 крат/год за повним внутрішнім обсягом приміщення, а в приміщеннях категорій А, Б та Е - 8-кратний повітрообмін додатково до повітрообміну, що створюється основною вентиляцією.

Спільними діями вентиляційних пристроїв концентрація шкідливостей, що потрапили в приміщення в найкоротший час, повинна бути зменшена нижче гранично допустимої концентрації (ГДК).

Розрахунок аварійної вентиляції полягає у визначенні величини аварійного повітрообміну та часу, за який концентрація шкідливої речовини повинна бути знижена до ГДК за допомогою аварійної вентиляції.

Системи аварійної вентиляції у приміщеннях із виробництвами категорій А, Б та Е влаштовуються з механічним спонуканням. Вентилятори застосовуються у вибухобезпечному виконанні. У приміщеннях з

виробництвами категорій У, Р і Д допускається застосування аварійної вентиляції з природним спонуканням (з перевіркою на теплий режим).

Для переміщення вибухонебезпечних газів слід передбачати системи аварійної вентиляції за допомогою ежекторів. Якщо для аварійної вентиляції використовується одна основна, продуктивність якої є достатньою для аварійного повітрообміну, то для неї слід застосовувати резервний вентилятор з електродвигуном. Резервні вентилятори повинні включатись автоматично при зупинці основних.

Для компенсації повітря, що видаляється аварійною витяжною вентиляцією, додаткових систем вентиляції припливу передбачати не слід.

Аварійна вентиляція, як правило, влаштовується витяжною. Відшкодування повітря, що видаляється витяжною аварійною вентиляцією, повинно передбачатися переважно за рахунок надходження зовнішнього повітря. Викидні пристрої аварійної вентиляції не слід розміщувати в місцях постійного перебування людей та розміщення повітрозабірних пристроїв припливної вентиляції. Запуск пристроїв аварійної вентиляції слід проектувати дистанційним біля доступних місць як зсередини, так і зовні приміщень.

Місцеві відсмоктувачі, що видаляють речовини 1-го та 2-го класів небезпеки від технологічного обладнання, слід блокувати таким чином, щоб воно не могло працювати при бездіяльності витяжної вентиляції.

Вимоги до вентиляції категорійних приміщень

До вентиляції категорійних приміщень висуваються такі вимоги:

1) При влаштуванні загальнообмінної механічної вентиляції приміщення повинно мати не менше 2-х припливних і 2-х витяжних систем або повинен передбачатися резервний двигун, причому продуктивність кожної системи повинен бути не менше 50% потрібної кількості повітря.

2) У приміщеннях категорій А, Б та Е повинен бути створений підпор тобто. $G_{пр} = 0,95 G_{вит}$.

3) Заборонено розташовувати вентиляційні камери в підвальних приміщеннях.

4) Для приміщень категорій А, Б та Е повинні проектуватися самостійні системи вентиляції.

5) Для приміщень категорій А, Б та Е не допускається рециркуляція. Вентилятори повинні розташовуватися поза приміщенням, що обслуговується, і бути у вибухобезпечному виконанні.

6) Для запобігання поширенню вибуху по повітроводам в них потрібен пристрій противибухових клапанів

7) Концентрація вибухових речовин у витяжних повітроводах має бути не більше 50% величини нижньої межі вибуховості.

8) системи повітроводів, що обслуговують вибухонебезпечні приміщення, повинні прокладатися найкоротшим шляхом і виводитися на вулицю.

Розрахунок місцевих систем вентиляції

План

Загальні положення

Вимоги до місцевих відсмоктувачів

Класифікація місцевих відсмоктувачів

Місцеві відсмоктувачі відкритого типу

Загальні положення

Для боротьби з виробничих приміщень, що виділяються в повітря, парами і газами шкідливих речовин, а також пилом найбільш ефективно застосування місцевої витяжної вентиляції. Висока ефективність місцевих систем визначається максимально високою концентрацією шкідливих домішок у повітрі, що видаляється.

Навпаки, поширення шкідливості по всьому об'єму приміщення сприяє зменшенню концентрації шкідливості, збільшуючи повітрообмін необхідний для видалення шкідливості, що виділилася, і погіршуючи стан повітряного середовища в робочій зоні приміщення, навіть не розташованої поблизу місць виділення шкідливостей.

Видаляти забруднене повітря у місця виділення шкідливості можна, влаштувавши укриття у агрегату, причому витяжка з-під укриття може бути як природною, так і механічною.

Чисте припливне повітря слід подавати на віддалі від джерел шкідливих виділень, тобто. припливне повітря повинне завжди подаватися в «чисту зону» далеко від місць утворення шкідливих виділень. Конструктивно пристрої місцевої витяжної вентиляції відрізняються великою різноманітністю. повинні враховуватися конструкція обладнання, умови забезпечення технологічного процесу, особливості шкідливості, що виділяється.

Вимоги до місцевих відсмоктувачів

Санітарно-гігієнічне значення місцевих відсмоктувачів полягає в тому, що вони не допускають проникнення шкідливих виділень у зону дихання працюючих.

Крім санітарно-гігієнічних вимог, до місцевих відсмоктувачів пред'являють такі технологічні вимоги:

а) місце утворення шкідливих виділень має бути приховано настільки, наскільки це дозволяє технологічний процес, а відкритий (робочий) отвір повинен мати мінімально можливі розміри;

б) місцеве відсмоктування не повинно заважати нормальній роботі або знижувати продуктивність праці;

в) шкідливі виділення повинні віддалятися від місця їх утворення у напрямку їх природного руху - гарячі гази та пари вгору, холодні важкі гази та пил вниз;

г) конструкція місцевого відсмоктування повинна бути простою, мати малий гідравлічний опір, легко зніматися та встановлюватися на місце при чищенні та ремонті обладнання.

д) зону дії місцевого відсмоктування слід максимально обмежити екранами та ширмами.

е) конструкція місцевого відсмоктування повинна бути простою, мати малий гідравлічний опір, легко зніматися та встановлюватись на місце при чищенні.

Класифікація місцевих відсмоктувачів

Місцевий відсмоктування - це пристрій, що складається власне з місцевого відсмоктування і джерела шкідливих виділень. Тому місцеве відсмоктування можна вважати частиною вентиляційно-технологічної системи та класифікувати за ознаками, що визначають характер та основні особливості руху шкідливих виділень біля всмоктувальних отворів.

Залежно від взаємного розташування відсмоктувача та джерела шкідливих виділень розрізняють напіввідкриті, відкриті та повністю закриті відсмоктувачі.

Напіввідкритий відсмоктування являє собою укриття, всередині якого знаходиться джерело шкідливих виділень. Укриття має відкритий отвір або отвір. Прикладами такого укриття є витяжні шафи, вентилязовані камери або кабінки (для пульверизаційного фарбування, дробоструминного очищення і т. п.), вітринні відсмоктувачі та фасонні укриття у ріжучих інструментів, що обертаються.

Відкриті відсмоктування — укриття, що є поза джерела шкідливих виділень, тобто. над ним чи збоку від нього. Такими укриттями є витяжні парасольки, бічні, бортові та кільцеві відсмоктувачі.

Повністю закриті відсмоктування є складовою кожуха машини або апарату (елеватора, млина, бігуна, дробарки, барабана для очищення лиття тощо), який має невеликі отвори, щілини або нещільності для надходження через них повітря з приміщення.

Місцеві відсмоктувачі можна класифікувати залежно від схеми розташування джерела шкідливих виділень та відсмоктування. Відповідно до цього місцеві відсмоктувачі діляться на розташовані стерпно, бічні та нижні.

За формою приймального отвору місцеві відсмоктувачі можуть бути круглі, прямокутні та щілинні.

Для більш ефективного уловлювання шкідливих виділень можна використовувати припливний струмінь, який може ізолювати зону шкідливих виділень від навколишнього простору, забезпечувати здув шкідливостей в зону ефективної дії місцевого відсмоктування або виконувати обидві функції. У зв'язку з цим місцеві відсмоктування можуть бути **простими**, коли шкідливості видаляються тільки за рахунок розрядження, та **активізовані** піддувом повітря.

Залежно від призначення припливного струменя активізовані піддувом повітря місцеві відсмоктувачі поділяються на активізовані струменем (або **просто активізовані**), якщо струмінь використовується тільки для здува шкідливостей, і комбіновані з завісою-стілкою (або просто комбіновані), якщо струмінь використовується для локалізації шкідливих виділень в обмежену зону.

В основу класифікації місцевих відсмоктувачів можна покласти форму джерела шкідливих виділень (пласкі, об'ємні), причину та характер руху шкідливих виділень (теплові, динамічні та дифузійні), клас небезпеки шкідливих виділень (надзвичайно небезпечні, високонебезпечні, помірно небезпечні, небезпечні) та інші ознаки.

Продуктивність місцевих відсмоктувачів L , м³/год, для багатьох видів місцевих відсмоктувачів можна визначати за формулою

$$L = 3600 \cdot F \cdot \vartheta,$$

де, F - сумарна площа робочого отвору щілин і нещільностей місцевого відсмоктування, м²;

\mathcal{G} - швидкість повітря в перерізі робочого отвору відсмоктування, при якому відбувається мінімальне надходження шкідливих виділень в навколишній простір, м/с.

Вибір швидкості в перерізі робочого отвору відсмоктування залежить від багатьох причин, головними з яких є:

- ступінь токсичності шкідливостей, що відсмоктуються;
- наявність або відсутність механічних або фізичних явищ, що стимулюють вибивання шкідливостей з-під укриття відсмоктування.
- конструктивні особливості місцевого відсмоктування.

Повне уловлювання шкідливих виділень навіть відсмоктуванням закритого типу неможливе через ряд причин, однією з яких є дифузія, спричинена наявністю поля турбулентності у приміщенні.

У зв'язку з цим вводиться поняття ефективності місцевого відсмоктування, що визначається за формулою

$$\eta = (L_M - L_{np}) / L_M ;$$

де, L_M - продуктивність загальнообмінної вентиляції, яка була б необхідна за відсутності місцевого відсмоктування, м³/год;

L_{np} - витрата повітря, необхідний для розведення до ГДК невловлених місцевим відсмоктуванням шкідливих виділень, м³/год.

Кожен місцевий відсмоктувач має оптимальну ефективність, що відповідає такому режиму своєї роботи, при якому подальше збільшення витрати повітря через відсмоктування помітно не покращує його дії. Оптимальна ефективність відсмоктування неоднакова щодо різних шкідливих виділень.

Місцеві відсмоктувачі відкритого типу

Вихідними для розрахунку відсмоктувачів відкритого типу є: розміри джерела шкідливих виділень; кількість виділеної ним конвективної теплоти Q , Вт; витрати шкідливих речовин M , мг/с; розташування та розміри відсмоктування; нормована швидкість руху повітря в приміщенні, м/с.

Витрата повітря для відсмоктування від джерела, що виділяє теплоту та газу, пропорційний характерній витраті повітря в конвективному потоці, що піднімається над джерелом:

$$L_{отс} = L_0 \cdot K_n \cdot K_в \cdot K_T,$$

де, L_0 - характерна витрата, м³/год;

K_n - безрозмірний множник, що враховує вплив геометричних та режимних параметрів, що характеризують систему "джерело - відсмоктування";

$K_в$ - коефіцієнт, що враховує вплив повітря в приміщенні;

K_T - коефіцієнт, що враховує токсичність шкідливих виділень.

Якщо джерело виділяє теплоту та газу, то має дотримуватися умова

$$K_T \geq 1.$$

У цьому випадку значення K_T визначається за графіком (Рис 1), де

$$\bar{c} = \frac{3600 \cdot M}{L_{отс1} \cdot (ПДК - q_{пр})};$$

здесь $q_{пр}$ — концентрація шкідливих речовин у приточному повітрі, мг/м³;
 $L_{отс1}$ — витрата, м³/ч.

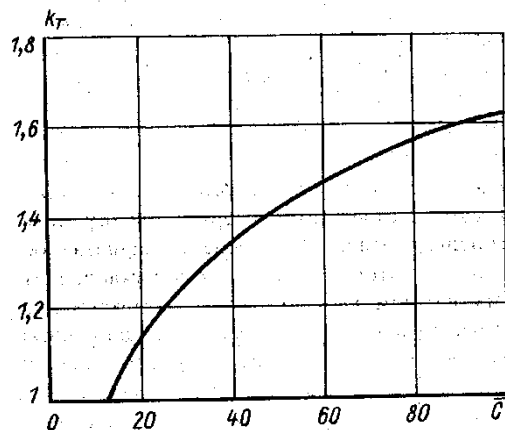


Рисунок 1. Графік до визначення коефіцієнта токсичності K_T .

Якщо джерело виділяє лише теплоту, $K_T = 1$.

Для відсмоктування від укриттів, що мають робочі отвори та нещільності, використовується також формула

$$L_{отс} = 3600 \cdot F \cdot v_0$$

де, F - площа робочих отворів і нещільностей, м²;

v_0 - середня за площею робочих отворів і нещільностей швидкість всмоктування, м/с.

Швидкість повітря залежить від характеру технологічного процесу і токсичності шкідливих виділень і визначається зазвичай експериментально.

При розрахунку відсмоктувачів від теплогерел необхідно знати їх конвективну теплопередачу, яка обчислюється за формулами:

- для горизонтальної поверхні

$$Q_z = 1,3 \cdot n \cdot F_z \cdot (t_n - t_g)^{\frac{4}{3}} ;$$

- для вертикальної поверхні

$$Q_g = n \cdot F_g \cdot (t_n - t_g)^{\frac{4}{3}} ,$$

де, t_n и t_g — температури нагрітої поверхні та повітря в приміщенні, °С.

F_z и F_g — площі горизонтальних та вертикальних поверхонь, м².

Значення коефіцієнта n приймається в залежності від t_n .

t_n , °С.....	50	100	200	300	400	500	1000
n	1,63	1,58	1,53	1,45	1,40	1,35	1,18

При розрахунку відсмоктувачів від об'ємних теплогерел приймається сумарна тепловіддача всіх поверхонь.

$$Q = Q_z + Q_g .$$

Розрахунок зонтів. Особливості конструктивного виконання систем місцевої вентиляції

План

Витяжні зонти

Зонти - козирки

Комбіновані зонти

Витяжні зонти

Витяжними зонтами називають місцеві відсмоктувачі, що мають форму зрізаних конусів або пірамід і розташовані над тепловими джерелами на деяких відстанях від них. Витяжні зонти використовують для уловлювання теплоти та шкідливих речовин від теплоджерел, коли повніше укриття останніх неможливе за умовами виробництва.

Для зонтів характерна наявність простору між джерелом та приймачем шкідливих виділень, незахищеного від впливу повітряних потоків приміщення. З цієї причини повітря приміщення вільно підтікає до джерела і може відхилити потік шкідливих виділень, що видаляються від зонту. У зв'язку з цим зонти вимагають значно більшої витрати повітря, ніж інші місцеві відсмоктувачі.

Для попередження вибивання шкідливостей необхідно розташовувати зонти якомога ближче до джерела. Витяжні зонти можуть бути одиночними та груповими (рис. 1).

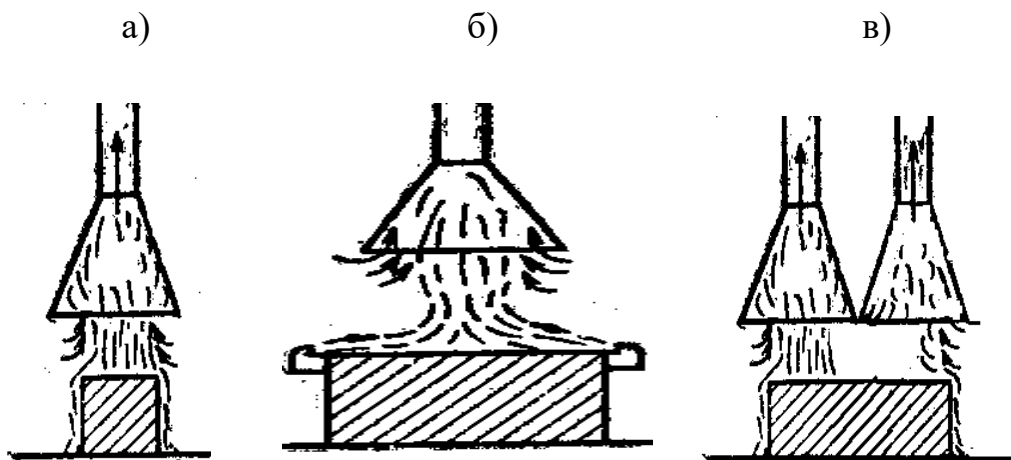


Рисунок 1 – Схема витяжних зонтів

- а) зонтик простий індивідуальний; б) зонтик активізований піддувом повітря;
в) груповий зонтик.

Зонти можуть влаштовуватися як з природною, так і з механічною витяжкою. Застосовувати зонти рекомендується при невеликій рухливості повітря в приміщенні ($v \leq 0,7 \text{ м/с}$). Зонти встановлюються на висоті 1,7-1,9 м над підлогою.

Ефективність роботи зонту забезпечується створенням достатньої швидкості всмоктування шкідливості, що захоплює, і попереджає поперечний винесення.

Якщо зонт відкритий з усіх боків, то $v_{ec} = 1,1-1,2 \text{ м/с}$, якщо відкрита з трьох сторін, то $v_{ec} = 0,9-1,1 \text{ м/с}$, з двох сторін $v_{ec} = 0,75-0,9 \text{ м/с}$, з одного боку $v_{ec} = 0,5-0,75 \text{ м/с}$.

Зонт слід робити з центральним кутом розкриття не більше 60° ; при великих кутах різко збільшується площа, зайнята вихровими зонтами біля гострих кромek, і відповідно зменшується "ефективно всмоктувальна площа" приймального отвору. При великих кутах розкриття зонту досягти ефективного всмоктування по всій площі можна шляхом пристрою уступу (рис.2).

Рекомендовані розміри

$$D_1 = 0.8D; h = (0.12-0.15) D.$$

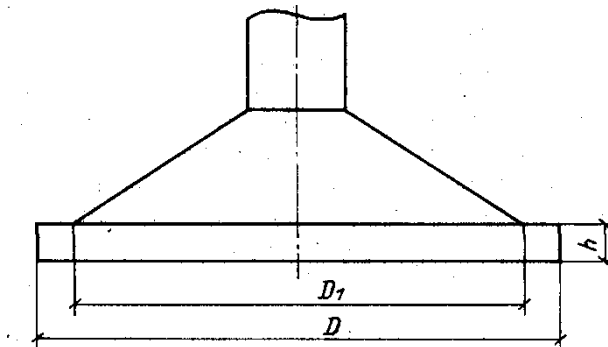


Рис.2. Витяжний зонт з уступом по периметру.

За формою перерізу зонти можуть бути прямокутні та круглі; за способом установки - стаціонарні та поворотні.

Розміри отвору зонта над круглим або прямокутним ($a/b < 2$) джерелом (рис.3) рекомендується приймати наступними:

$$D = d + 2 \cdot \Delta; A = a + 2 \cdot \Delta;$$

$$\text{де } \Delta = 2,14 \cdot \left(\frac{v_e}{v_l}\right)^2 \cdot \frac{l^2}{d} \quad (4.1).$$

Для прямокутного джерела замість слід приймати еквівалентний за площею діаметр

$$d_3 = 1,13 \cdot \sqrt{a \cdot b}$$

Осьова швидкість у конвективному потоці на рівні всмоктування, м/с

$$g_l = 0,068 \cdot \left(\frac{Q \cdot l}{d^2}\right)^{\frac{1}{3}}. \quad (4.2)$$

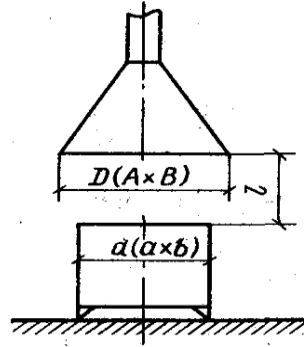


Рис.3. Витяжний зонт над теплджерелом.

Якщо проектується зонт над витягнутим джерелом ($a/b \geq 2$), то

$$\Delta = 2,14 \cdot \left(\frac{g_6}{g_l}\right)^2 \cdot \frac{l^2}{b}; \quad (4.3)$$

$$g_l = 0,039 \cdot Q^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{l}{b}\right)^{0,38}. \quad (4.4)$$

Використання витяжних зонтів раціональне при значеннях комплексу $\left(\frac{g_6}{g_l}\right) \cdot \left(\frac{l}{d}\right) \leq 0,35$.

При $\left(\frac{g_6}{g_l}\right) \cdot \left(\frac{l}{d}\right) > 0,35$ необхідна витрата витяжного повітря різко збільшується і використання зонту стає недоцільним.

Повна висота зонту, м

$$h = \frac{A - d_1}{2 \operatorname{tg} \alpha / 2} + h_1, \quad (4.5)$$

де d_1 — діаметр витяжної труби, м; h — висота борта зонту ;

$$h_1 = 0,1 \div 0,3 \text{ м.}$$

При рекомендованих вище розмірах зонту, що входять у формулу (4.1) коефіцієнт $K_n = 1$, а характерні витрати та коефіцієнти обчислюються таким чином:

— для круглих та прямокутних джерел

$$L = 945 \cdot d^2 \cdot g_l; K_6 = \left(1 + \frac{2 \cdot \Delta}{d}\right)^2; \quad (4.6)$$

— для витягнутих джерел

$$L_0 = 1800 \cdot a \cdot b \cdot g_i; K_g = \left(1 + \frac{2 \cdot \Delta}{b}\right)^2. \quad (4.7)$$

Зонти-козирки

Зонти - козирки (рис.4) встановлюють над вхідними отворами печей, сушил та іншого подібного їм обладнання для видалення газів, що вибиваються в момент завантаження і вивантаження технологічного обладнання. При розрахунку кількості повітря, що видалається зонтом - козирком, необхідно враховувати вид та режим роботи технологічного обладнання. Для полум'яних печей та сушил, що працюють на твердому, рідкому або газоподібному паливі, основною передумовою є те, що піч або сушило працюють з надлишковим тиском, під впливом якого газ вибивається з печі по всій висоті завантажувального отвору. При розрахунку зонти — козирки визначають розміри приймального отвору зонти і масову витрату суміші продуктів згоряння і повітря приміщення, що видалається.

Розрахунок виконують у наступній послідовності:

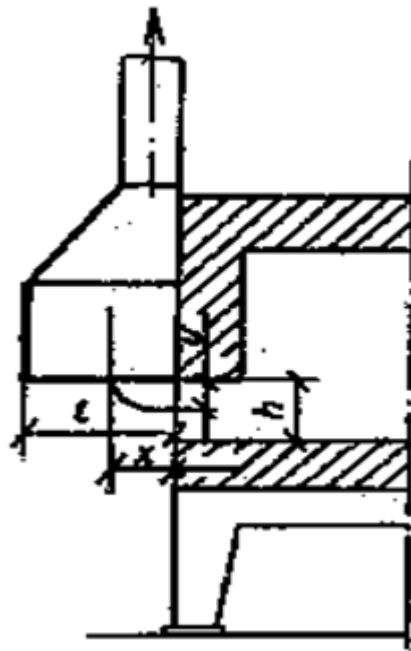


Рис.4. Зонт - козирок у щілинного отвору при випуску з нього продуктів згоряння.

1. Визначають середній тиск P_{cp} , Па, в печі перед отвором

$$P_{cp} = \frac{2}{3} \cdot h \cdot (\rho_g - \rho_n) \cdot g, \quad (4.8)$$

тобто 2/3 висоти пічного отвору працює на витяжку.

2. Визначають середню швидкість g_2 , м/с виходу газів при надлишковому тиску P_{cp}

$$g_2 = \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_{cp}}{\rho_n}}, \quad (4.9)$$

де μ - коефіцієнт витрати завантажувального отвору, що приймається рівним 0,65.

3. За швидкістю виходу газів з печі, розмірами пічного отвору та температурою газів у печі визначають критерій Архімеда:

$$Ar = \frac{g \cdot d_{\text{экв}}}{g_2^2} \cdot \frac{T_n - T_\theta}{T_\theta}, \quad (4.10)$$

де, $d_{\text{экв}} = 4F/S$ (тут F и S — відповідно площа та периметр поперечного перерізу пічного отвору) ;

T_n и T_θ — абсолютна температура відповідно газів в печі та повітря в приміщенні, К.

4. Визначають відстань x , м на якому викривлена вісь струменя перетнеться з площиною отвору зонта — козирка.

$$\frac{y}{d_{\text{экв}}} = \frac{0,5}{m} \cdot Ar \cdot \left(\frac{x}{d_{\text{экв}}}\right)^3, \text{ звідки } x = \sqrt[3]{\frac{m \cdot y \cdot d_{\text{экв}}^2}{0,5 \cdot Ar}}, \quad (4.11)$$

де, t - коефіцієнт зміни швидкість, який для даного випадку закінчення струменя може бути прийнятий рівним 4; y - відстань до осі струменя від площини всмоктуючого отвору, м.

5. Визначають ширину газового потоку, що витікає з печі, на відстані x

$$v_x = v_0 + 0,4 \cdot x = h + 0,4x, \quad (4.12)$$

де v_0 - ширина пічного отвору.

6. Ширина зонта приймається на 200 мм більше ширини пічного отвору, а винесення зонта має бути не менше l вх

$$l = x + 0,5v_x \quad (4.13);$$

7. Визначають масову витрату газів G_2 , кг/год, що виходять із печі

$$G_2 = F_{\text{отв}} \cdot g_2 \cdot \rho_n \cdot 3600; \quad (4.14)$$

8. Визначають масову витрату повітря G_6 , кг/год, що видаляється через зонт з приміщення

$$G_6 = \frac{G_2 \cdot (t_2 - t_{cm})}{t_{cm} - t_\theta}, \quad (4.15)$$

де, t_{cm} - температура суміші продуктів згоряння та повітря, що приймається в залежності від способу видалення суміші за межі цеху: при природній витяжці $t_{cm} = 200$ °С, а при механічній $t_{cm} = 160$ °С.

Комбіновані зонти

Такі зонти застосовують у печей, які працюють на органічному паливі, тобто. коли потрібне видалення з печей продуктів згоряння.

Конструктивно у печей передбачено отвір для постійного відведення продуктів згоряння, дверцята, що відкриваються на період завантаження та вивантаження деталей з печі (рис.5).

Кількість продуктів згоряння та їх температура приймається за технологічними даними або визначається розрахунком (за формулами горіння або наближеними до емпіричних).

Так, використовуючи емпіричну (наближену) формулу, отримаємо

$$L_n' = \frac{1,14 \cdot Q_n^p}{1000} + 0,25, \text{ (нм}^3/\text{м}^3\text{)}, \quad (4.16)$$

де $Q_n^p > 4000$ ккал/м³ — нижча теплота згоряння.

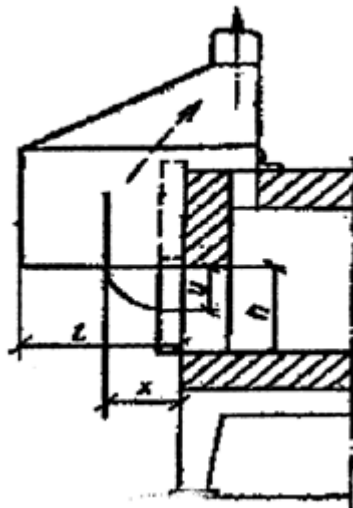


Рисунок 5 – Комбіновані зонти

Тоді об'єм продуктів згоряння

$$L_n = L_n' V_{\Gamma}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (4.17)$$

де V_{Γ} — витрата газу в печі, м³/год.

Температуру продуктів згоряння, °С, можна наближено розрахувати за формулою:

$$t_n = \frac{Q_n^p}{C_n \cdot L_n} \cdot K, \quad (4.18)$$

де, C_n — питома об'ємна теплоємність згоряння;
 K — пірометричний коефіцієнт печі, $K \cong 0,8$.

За наявності в конструкції нагрівальної печі рекуператора температура продуктів згоряння, що надходять у комбінований зонт, повинна прийматися за технологічними даними, зазвичай на 300-400 °С нижче початкової температури продуктів згоряння.

Суміш газів і повітря, що видаляється через зонт, може викидатися в атмосферу системами природної та механічної вентиляції. Перевага зазвичай віддається природній вентиляції як найбільш економічній.

При видаленні суміші газів і повітря системами з природним спонуканням температура її не повинна перевищувати 300 °С, а при видаленні за допомогою вентиляторів, без водяного охолодження приймається з умови їх надійної роботи не більше 80 °С.

Досягнення необхідної температури забезпечується збільшенням обсягу повітря, що підсмоктується зонтом із робочої зони.

Масову витрату суміші можна визначити за формулою:

$$G_{см} = \frac{B_m \cdot Q_n^p \cdot \eta' - Q_m - Q_{окр}}{C_{см} \cdot (t_k - t_{пз})}, \quad (4.19)$$

де, B_m — витрата палива, кг/год; η' — коефіцієнт, що враховує неповноту спалення палива ($\eta' = 0,9$); $Q_m, Q_{окр}$ — втрати тепла з нагрітим металом і з навколишнім середовищем.

$$Q_m = C_m \cdot G_m \cdot (t_k - t_n) \cong 0,3 B_T \cdot Q_n^p \cdot \eta',$$

$$Q_{окр} = 0,25 B_T \cdot Q_n^p \cdot \eta'.$$

Кількість газів, що виділяються при спаленні палива:

$$G_\Gamma = \frac{\mathcal{G}_\Gamma \cdot (\alpha - 1) \cdot (273 + t_n)}{273} \cdot \rho_v \cdot B_m, \quad (4.20)$$

де \mathcal{G}_Γ — питома витрата повітря, м³/кг;

α — коефіцієнт надлишку повітря в топці;

ρ_v — густина повітря, кг/м³.

Кількість підсмоктуючого повітря з приміщення

$$G_v = G_{см} - G_\Gamma. \quad (4.21)$$

Розрахунок габаритних розмірів комбінованих зонтів аналогічний розрахунку зонтів-козирьків.

Розрахунок місцевих відсмоктувачів різного типу

План

Витяжні шафи.
Бічні відсмоктувачі.
Бортові відсмоктувачі
Розрахунок бортових відсмоктувачів.
Кільцеві відсмоктувачі.

Витяжні шафи

Витяжні шафи є укриття з робочим отвором для спостереження за технологічним процесом та для його проведення.

Шкідливі виділення разом з повітрям можуть видалятися з нього природною або механічною витяжкою. Для запобігання вибиванню шкідливих виділень з шафи рівень нульових тисків (нейтральна лінія) в ньому повинен розташовуватися не нижче верхньої кромки отвору (рис 1).

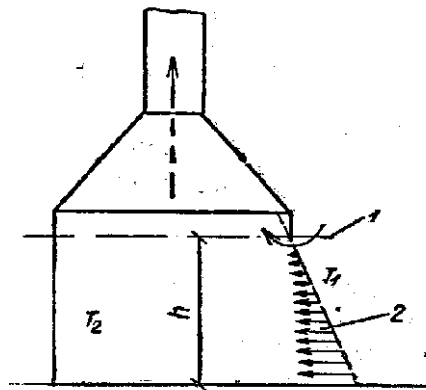


Рисунок 1 – Витяжна шафа з природною витяжкою.

1 – рівень нульових тисків; 2 – еюра розподілу.

Для витяжки з шафи надлишків тепла або інших шкідливих виділень природним шляхом необхідна наявність підйомної сили за рахунок різниці температур $T_2 - T_1$.

Крім того, потік, що видаляється, повинен мати достатній запас енергії для подолання аеродинамічного опору на шляху від входу в шафу до місця викиду в атмосферу.

Розрізняють шафи (рис.2) з верхнім (а), нижнім (б) і комбінованим (в) видаленням повітря через компактні або щілинні отвори повітря.

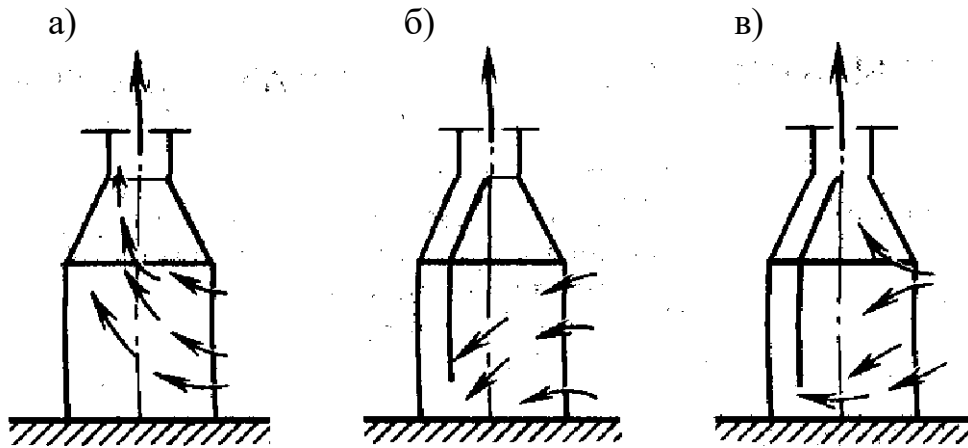


Рисунок 2 – Укриття шафового типу.

Шафи з верхнім відсмоктуванням застосовуються для уловлювання висхідного потоку (наприклад теплового), що володіє значною підйомною силою.

Шафи з нижнім відсмоктуванням застосовуються у разі виділення пилю та важких газів без підвищення температури в шафі.

Шафи з комбінованим відсмоктуванням можуть застосовуватися при спільному виділенні різнорідних шкідливостей, наприклад тепла і важких газів або пилю.

Витрата повітря, що віддаляється від шафового укриття за відсутності у ньому джерела тепловиділень, визначають за формулою (5.1), при цьому швидкість всмоктування ϑ_0 приймається в межах від 0,3 до 1,5 м/с, залежно від операції, що виконується в укритті.

За наявності у укритті джерела тепловиділень витрата повітря перевіряється за формулою

$$L_{\text{відсм}} = 120 \cdot \sqrt[3]{H \cdot Q \cdot F^2}, \quad (5.1)$$

де, H і F - висота, м, і площа робочого отвору, м²; Q - тепловиділення в укритті, що йде на нагрівання повітря в ньому, Вт (приймається рівним 50-70% повної теплопродуктивності джерела).

У розрахунок беруть більше значення $L_{\text{відсм}}$.

Якщо величину відкривання робочого отвору встановити неможливо, то витрату визначають за умовними площами отворів, що приймаються 0,2 м² на 1 м довжини витяжної шафи та швидкостей:

ПДК > 10 мг/м³ = 0,5 м/с; ПДК = 0,1-10 мг/м³ = 0,7 м/с;

ПДК < 0,1 мг/м³ = 1 м/с; при роботі, що пов'язана з виділенням аерозолей = 1,2-1,5 м/с.

З нижньої зони слід відсмоктувати, як правило, $2/3$ загальної витрати повітря, з верхньої – $1/3$.

Аеродинамічний розрахунок витяжних шаф полягає у визначенні втрат тиску, перерізів втяжної труби при видаленні повітря.

Бічні відсмоктувачі

Бічні відсмоктувачі (рис.3) використовують у тих випадках, коли пристрій парасольок неможливий через технологічні обмеження або недоцільно через велику витрату повітря, що видаляється. Вони знаходять широке застосування на гарячих процесах, наприклад при вибиванні опок, коли конвективний струмінь захоплює газ, пари і високодисперсний пил, що виділяються, і розносить їх по приміщенню. У цих випадках для уловлювання шкідливостей доводиться вловлювати конвективний струмінь. При виборі схеми відсмоктування перевагу слід віддавати відсмоктувачам з меншим кутом неспіввісності, як найбільш економічним за витратою повітря, що видаляється. Всмоктуючий отвір виконується прямокутним. Довжина його A дорівнює довжині (діаметру) джерела, а висота $B = (0,5-1)(x_0 + v/2)$. Наявність по периметру отвору, що всмоктує, обмежуючої площини (або широкого фланця), покращує умови роботи відсмоктування. Якщо ширина фланця $h_{\phi} < B$, його вплив можна враховувати.

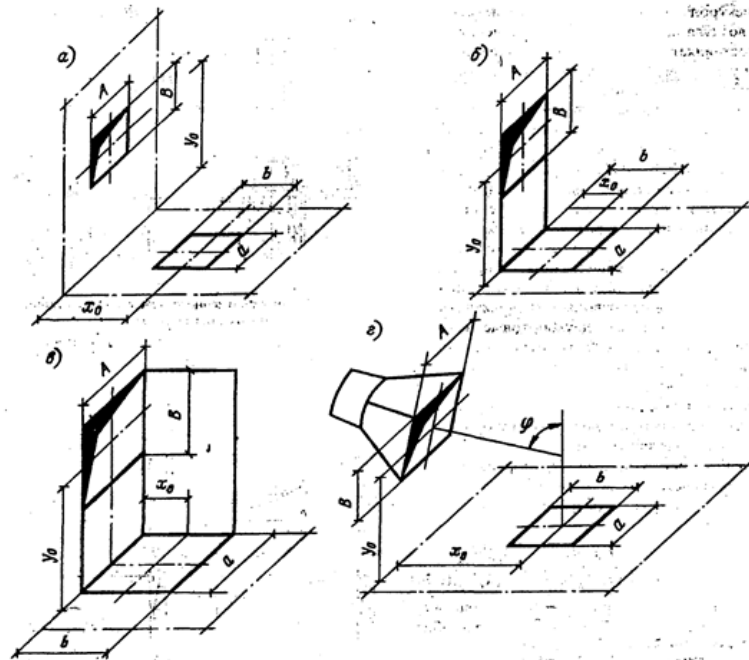


Рисунок 3. Бічні відсмоктувачі.

- а) відсмоктування в стінці або з широким фланцем; б) відсмоктування без фланців; в) відсмоктування з екраном; г) похилий відсмоктування.

При розрахунку витрати повітря значення коефіцієнту K_{II} для різних конструктивних схем відсмоктів визначаються з аформулою:

— отсос в стенке или с широким фланцем (рис. 3, а)

$$K_{II} = 0,22 \cdot (1 - 0,0625 \cdot \overline{D}^2), \quad (5.2)$$

где $\overline{D} = \frac{4,17D}{(s+d)}$; D и d — діаметри (еквівалентні) відсмоктувача та джерела, м;

s — параметр, що має розмірність довжини та вираховується по формулі:

$$s = 0,5 \cdot (x_o - y_o + \sqrt{x_o^2 + y_o^2}); \quad (5.3)$$

— відсмоктування без фланця (рис 3, б)

$$K_{II} = \left[0,32 + 0,06 \cdot (B/A)^{7/3} \right] \cdot (1 - 0,0625 \cdot D^2); \quad (5.4)$$

— відсмоктування з краном (рис 3, в)

$$K_{II} = \left[0,2 + 0,025 \cdot (B/A)^{7/3} \right] \cdot (1 - 0,0625 \cdot D^2); \quad (5.5)$$

— похилий відсмоктувач (рис 3, г)

$$K_{II} = (0,15 + 0,043 \cdot \varphi) \cdot [1 - 0,025 \cdot (1 - 0,324) \cdot D^2]; \quad (5.6)$$

Кут φ вимірюється у радіанах. Для відсмоктувачів круглої форми слід вважати, що $B/A=1$. Якщо похилий відсмоктувач має фланець шириною більше $0,5B$, то значення K_{II} , обчислене за формулою (5.6), слід зменшити в 1,6 рази.

Для всіх конструктивних схем бічних відсмоктувачів характерна витрата L_o і K_v , розраховуються за формулами::

$$L_o = 310 \cdot \sqrt[3]{Q \cdot (s+d)^5}, \quad (5.7)$$

$$K_v = 1 + 20,8 \cdot g_o^3 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{d^2}{y_o \cdot Q}\right)}. \quad (5.8)$$

При виробництві зварювальних робіт та при інших технологічних процесах застосовуються похилі бічні відсмоктувачі у вигляді панелей рівномірного всмоктування. При зварюванні електродами з якісним покриттям витрата повітря на $1m^2$ габаритного перерізу панелі становить $3300m^3/год$ при розташуванні панелі біля стін і $5000-7000m^3/год$ при розташуванні далеко від стіни.

Бортові відсмоктувачі

Для видалення шкідливих газових виділень із поверхні ванн при травленні чи гальванізації найкращими є бортові відсмоктувачі. Розрізняють *однобортові* відсмоктувачі, коли щілина відсмоктування розташована вздовж

однієї з довгих сторін ванни, **двобортові**, коли щілини розташовані у двох протилежних сторін, і кутові - при розташуванні щілин у двох сусідніх сторін.

Бортовий відсмоктування називають **простим** (рис. 4, а), коли щілини розташовані у вертикальній площині, і **перекинутим** (рис 4,б), коли щілини розташовані горизонтально в площині, паралельній дзеркалу ванни. Прості відсмоктувачі застосовують при високому рівні розчину у ванні, коли $H = 80-150\text{мм}$; при $H = 150-300\text{мм}$ і більше застосовують перекинуті відсмоктувачі, що вимагають значно меншої витрати повітря.

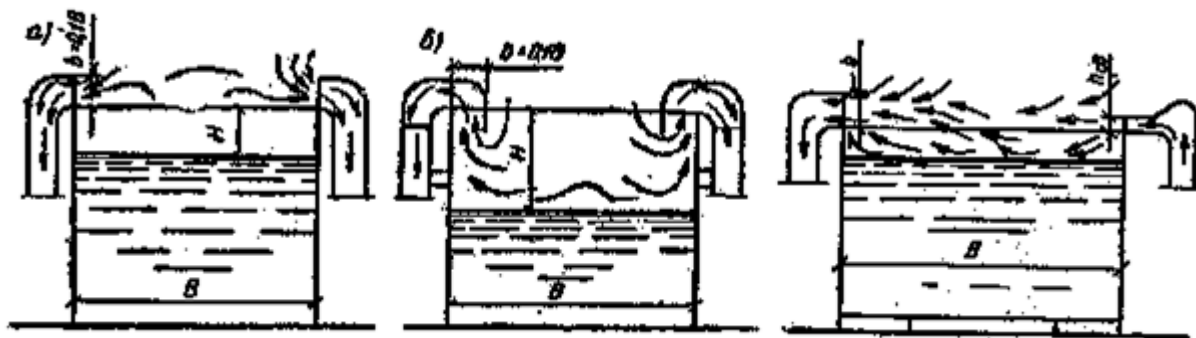


Рис.4. Бортові відсмоктувачі від ванн

а - простий; б - перекинутий; в - з передувкою.

Витрата повітря тим більше, чим більша ширина ванни, вище температура розчину і чим ближче до поверхні розчину необхідно притиснути потік.

Однобортові відсмоктувачі застосовують при ширині ванни до 600 мм; при ширині ванни 0,6-1,5 м застосовують двобортові відсмоктувача і при ширині $> 1,5$ м-відсмоктувачі з передувкою.

Розрахунок бортових відсмоктувачів

Розрахунок бортових відсмоктувачів полягає у визначенні геометричних розмірів та витрат повітря, що забезпечують видалення шкідливостей, що виділяються з поверхні розчинів.

Відомі кілька інженерних методів розрахунку метод І.Л. Вівареллі; метод М.М. Баранова та метод інституту Проектпромвентиляція.

Розрахунок бортових відсмоктувачів за методом І. Л. Вівареллі.

Розрахунок бортового відсмоктування полягає у визначенні кількості повітря, що відсмоктується від нього. У цьому мають на увазі, що частинки висхідного від дзеркала ванни потоку повинні замикатися на щілину відсмоктування, тобто. видалятися системою вентиляції та не потрапляти до приміщення, де розташовані ванни.

Об'ємна витрата повітря L , м³/год, що відсмоктується від гарячих ванн, може бути визначена за формулою

$$L = K_3 \cdot K_T \cdot B \cdot \left(\varphi \cdot \frac{T_\theta - T_{ном}}{3 \cdot T_{ном}} \cdot g \cdot B^3 \right)^{1/2} \cdot l \cdot 3600, \quad (5.9)$$

де K_3 — коефіцієнт заносу, рівний 1,5-1,75; для ван с особливо шкідливими розчинами $K_3 = 1,75-2,0$; K_T — коефіцієнт, що враховує підсмоктування повітря з торця ванни, залежить від відношення ширини ванни до її довжини l ; для однобортового простого відсмоктування $K_T = \left(1 + \frac{B}{4 \cdot l}\right)^2$, для двобортового $K_T = \left(1 + \frac{B}{8 \cdot l}\right)^2$, за наявності здуву $K_T = 1$; B — безрозмірна характеристика, рівна для однобортового відсмоктування 0,35, а для двобортових 0,5; φ — кут між межами всмоктувального факела, рад; T_θ и $T_{ном}$ — абсолютні температури відповідно рідини у ванні та повітря у приміщенні, К.

Бортовий відсмоктування з передувкою (рис 4,в) являє собою простий однобортовий відсмоктування, активізований піддувом за допомогою плоского струменя, спрямованого з повітроводу з протилежного боку ванни. Щоб передувка була ефективною, витрата повітря, що видаляється відсмоктувачем, повинен відповідати сумі початкового повітря і тієї витрати, яка приєднається до струменя на шляху до щілини відсмоктування.

Об'ємна витрата повітря на здув $L_{зд}$, м³/год визначається за формулою

$$L_{зд} = 300 \cdot K \cdot B^2 \cdot l, \quad (5.10)$$

де K - коефіцієнт, що залежить від температури тв розчину у ванні; B - ширина дзеркала ванни, м; l - Довжина дзеркала ванни, м.м.

Щілина здуву необхідно зробити висотою не менше 5-7 мм, а початкову швидкість здуву приймати 10-12м/с.

Висота щілини сдува, м:

$$h_{зд} = 0,013B.$$

Середня швидкість здуву визначається за формулою

$$g_{зд} = 6,67 \cdot K \cdot B, \quad ,$$

і має прийматися не більше 12 м/с.

Розрахунок бортових відсмоктувачів за методом М.М. Баранів.

Розрахунок проводиться за допомогою графіків, складених на основі експериментальних досліджень простого і перекинутого, одно- і двобортових відсмоктувачів.

Об'ємна витрата повітря L , м³/год, що видаляється бортовими відсмоктувачами всіх видів, може бути визначений за формулою

$$L = q \cdot \sqrt[3]{t_\theta - t_{ном}} \cdot l \cdot K_n \cdot K_g, \quad (5.11)$$

де q - питома витрата повітря, $\text{м}^3/\text{год}$ на 1м довжини ванної; l - довжина ванни, м; K_n - поправочний коефіцієнт на глибину рівня розчину у ванні H ; - поправочний коефіцієнт на швидкість руху повітря в приміщенні.

Для перекинутих відсмоктувачів розрахункову ширину ванни приймаю менше фактичної на ширину щілин:

- При одноборткових відсмоктувачах

$$V/ = V - v;$$

- При двоборткових відсмоктувачах

$$V// = V - 2v;$$

Ширину (висота) щілини звідси з конструктивних і технологічних міркувань приймають рівною $0,1V$, але не менше 50мм.

Для всіх ванн з низькими температурами різницю $t = t_v - t_{\text{пом}}$ слід приймати не менше $10\text{ }^\circ\text{C}$. З метою економії витрати повітря на відсмоктування глибину рівня розчину H для одно- та двоборткових перекинутих та одноборткових простих відсмоктувачів необхідно приймати не більше 120-200мм, для двоборткових простих відсмоктувачів не більше 80-100мм.

Розрахунок бортових відсмоктувачів за методом інституту Проектпромвентиляція.

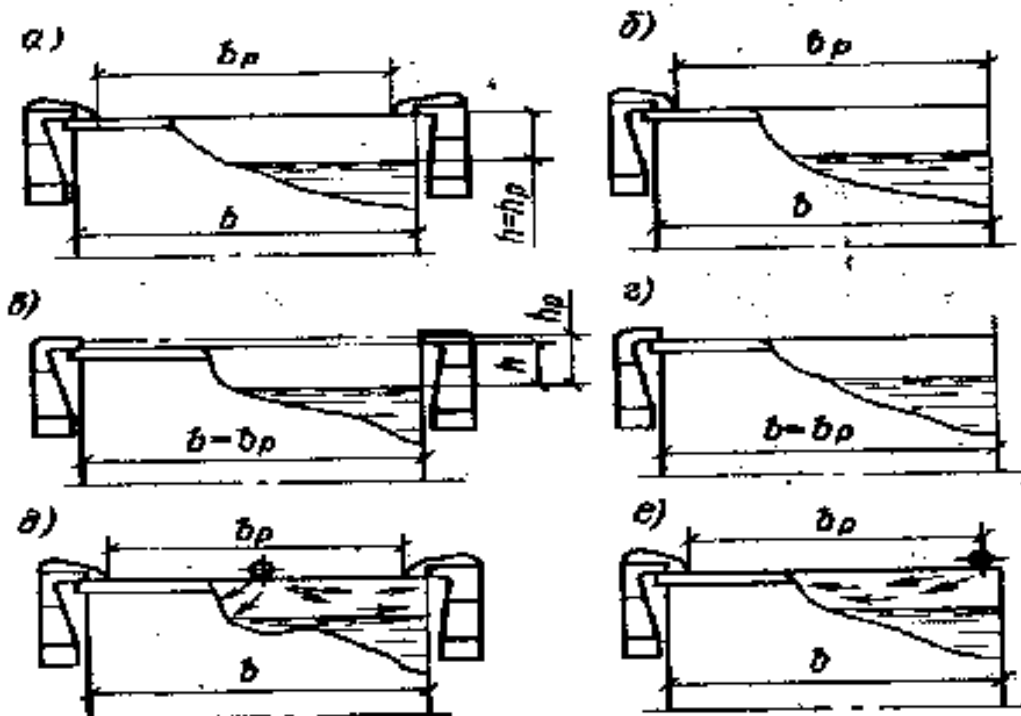


Рис.5. Бортові відсмоктувачі від ванн

а і б - перекинуті двобортовою та однобортвоюю; в і г- звичайні двобортовий та однобортвовий; д і е - відсмоктувачі з передувкою двобортовою та однобортвоюю.

Розрахунок повітря, м³/год, для бортових відсмоктувачів визначаються за формулами:

— для відсмоктів з передувкою (рис. 5, а, б, в, г)

$$L_{\text{відсм}} = 1400 \left[\frac{0,53 \cdot v_p}{(v_p + l)} + h_p \right]^{1/3} + (1 + 0,16 \cdot \Delta t) \cdot v_p \cdot l \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_T, \quad (5.12)$$

де v_p - розрахункова ширина ванни, м; h_p - розрахункове заглиблення дзеркала рідини, м; $t = t_n - t_b$ - різниця температур поверхні рідини та повітря в приміщенні, °С; K_1 -коефіцієнт, значення якого дорівнює 1 для двобортового і 1,8 для однобортового відсмоктування; K_2 - коефіцієнт, що враховує наявність повітряного перемішування рідини ($K_2 = 1,2$); K_3 - коефіцієнт, що враховує укриття дзеркала рідини плаваючими тілами ($K_3 = 0,75$); K_4 - коефіцієнт, що враховує укриття дзеркала рідини пінним шаром шляхом введення добавок ПАВ ($K_4 = 0,5$);

$$L_{\text{омс}} = 1200 \cdot v_p^{3/2} \cdot l \cdot (1 + 0,03 \cdot \Delta t) \cdot K_1 \cdot K_T, \quad (5.13)$$

де $K_1 = 1$ для однобортового та $K_1 = 0,7$ для двобортового відсмоктування.

Значення коефіцієнта K_T для відсмоктувачів без передувки приймають за таблицями 4 для відсмоктувачів з передувкою у всіх випадках $K_T = 1$.

Витрата повітря на передувку, м³/год.

$$L_n = 60 \cdot v_p \cdot l \cdot (1 + 0,03 \cdot \Delta t). \quad (5.14)$$

Кільцеві відсмоктувачі

Кільцевий бортовий відсмоктування являє собою щілинний повітроприймач, розташований по периметру круглої ванни, печі.

Кільцеві відсмоктувачі влаштовуються за схемами, наведеними на рис. 6.

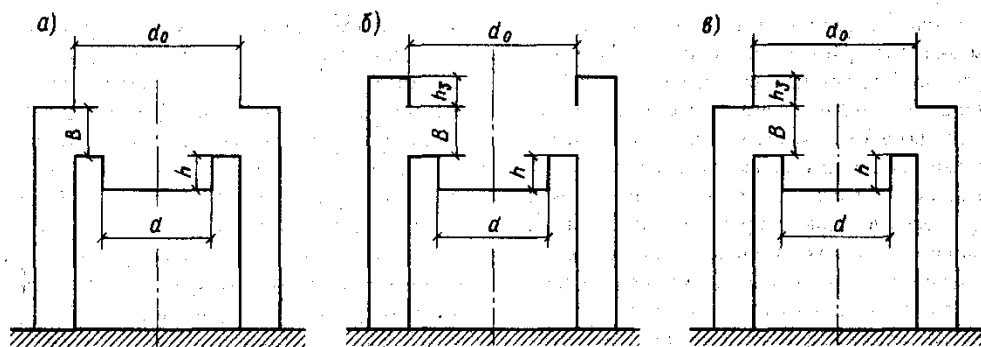


Рисунок 6. Кільцеві відсмоктувачі.

а - звичайний; б - заглиблений; в - з екраном.

При однаковому розмірі щілини, що відсмоктує, відсмоктувачі заглиблені і забезпечені екраном забезпечують уловлювання шкідливих виділень при менших витратах повітря, що видалається в порівнянні зі звичайними відсмоктувачами.

За однакового конструктивного вертикального габариту Γ ($\Gamma = B$);

$\Gamma = B + h_3$, $\Gamma = B + h_e$) всі три типи відсмоктувачів рівноцінні за витратою повітря, що видалається. Збільшення вертикального габариту дозволяє зменшити витрату повітря, що видалається.

Витрата повітря, що видалається для всіх конструктивних схем відсмоктувачів визначається за формулою, де

$$L_o = 69.3 \cdot Q^{1/3} \cdot d^{5/3}. \quad (5.15)$$

Значення коефіцієнта K_{Π} визначається за графіком. Коефіцієнт K_B визначається за формулою

$$K_e = 1 + 42,4 \cdot \sqrt{g_e^3 \cdot d / Q}. \quad (5.16)$$

При відносній нерівномірності всмоктування $\Delta g / g_o \geq 0,5$ необхідно збільшувати розрахунковий витрата повітря, що видалається на 20%, при $\Delta g / g_o \leq 0,3$, поправка на розрахунковий витрата не вводиться (Δg - максимальне відхилення від середньої швидкості всмоктування в щілини, м / с; g_o - Середня швидкість всмоктування в щілини, м / с.). Наведені дані придатні без введення додаткових поправок і для випадків, коли відсмоктування є незамкненим кільцевим повітроприймачем з одного або двох елементів з кутом охоплення джерела на менше 270°.

Лекція. Основні дані для розрахунку повітроводів пневматичного транспорту

План

Загальні відомості.

Переміщення частинок матеріалу в потоці повітря.

Конструктивні рішення систем пневмотранспорту

Внутрішньоцехові системи пневматичного транспорту матеріалів та деревних відходів.

Міжцехові системи пневмотранспорту матеріалів та деревних відходів.

Основне обладнання та повітроводи для систем пневматичного транспорту.

Загальні відомості

Незважаючи на численні загальні ознаки конструктивних елементів систем аспірації та пневмотранспорту, в даний час визначилося чітке розмежування їх функцій.

Системи аспірації створюють розрідження в укриттях технологічного обладнання, перешкоджаючи вибиванню пилу в приміщення, видаляють відходи у вигляді пилу, тирси і стружки і подають їх до пиловловлюючого обладнання. Функції систем аспірації зводяться до ефективного та надійного знепилення повітря в робочій зоні виробничих приміщень та охорони атмосферного повітря від забруднень пиловими викидами. Системи аспірації можуть бути всмоктуючими або всмоктувально-напірними, залежно від розташування пилеочисних вузлів по відношенню до вентилятора. Характеризуються вони відносно невеликою концентрацією суміші, що транспортується.

Системи пневмотранспорту призначаються для передачі матеріалу в технологічних цілях. Оскільки для перенесення повітря, в середовищі якого рухається матеріал, витрачається енергія, кількість повітря слід приймати мінімальною, а концентрацію матеріалу максимально можливою.

У системах аспірації вихідним розрахунковим параметром є кількість повітря, необхідного для створення необхідного розрідження в укриттях. У системах пневмотранспорту вихідною величиною є маса матеріалу, що переміщується в одиницю часу, а його концентрація приймається виходячи з технічних можливостей.

Пневматичним транспортом, або, скорочено, пневмотранспортом називають переміщення подрібнених матеріалів і відходів по повітроводах в суміші з повітрям. Пневматичний транспорт широко застосовують для переміщення сухих формувальних матеріалів у ливарному виробництві, бавовни на очисних установках та текстильних фабриках, азбесту при його переробці та багатьох інших подрібнених матеріалів на підприємствах різних галузей промисловості.

Системи пневмотранспорту застосовують також для переміщення відходів, що утворюються під час механічної обробки деревини, графіту, металів та інших матеріалів. Особливо широке застосування системи пневмотранспорту отримали на підприємствах деревообробної промисловості, так як при встановленні цих систем з'являється можливість поєднувати переміщення матеріалів та відходів з такими технологічними операціями, як сушіння, охолодження, знепилення та перемішування. Застосування систем пневмотранспорту полегшує вирішення задачі знепилення робочих місць та прибирання приміщення. Системи пневмотранспорту одночасно виконують роль витяжної вентиляції.

До недоліків систем пневмотранспорту слід віднести обмеження, які накладає на їх застосування вологість матеріалів (наприклад, підвищена вологість тирси), розміри шматків, що переміщуються, і неможливість транспортування злипаються матеріалів. До недоліків цих систем відноситься також вплив на знос всіх їх елементів абразивних властивостей таких матеріалів, як пісок, мелена глина, металева тирса та ін.

За призначенням розрізняють системи пневматичного транспорту внутрішньоцехові та зовнішні (міжцехові), а за значеннями втрат тиску їх ділять на системи, низького тиску ($P < 5000$ Па), середнього тиску (5000 Па $< P < 20000$ Па) та високого тиску ($P > 20000$ Па).

Переміщення частинки матеріалу в потоці повітря

Швидкість витання твердої частки повітря. Розглянемо вільне падіння твердої частки у нерухомому повітрі. Частка, що має масу m , вільно, без поштовху, падає з точки, яку приймемо за початок координат. Ось направимо вертикально вниз (рис 9.1.).

$$R = k \cdot v_s^2$$

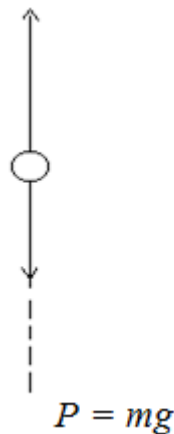


Рисунок 9.1 – Падіння матеріальної точки у нерухомому повітрі.

Під дією сили тяжіння $P = mg$ частка падатиме, весь час залишаючись на осі x . У перший момент часу частка буде падати з прискоренням g , але так як повітря чинить опір її руху, через деякий час частка падатиме без прискорення - з постійною швидкістю. Таким чином, швидкість падіння частки у в'язкому середовищі не може безмежно зростати, а з часом досягає деякого найбільшого значення, яке зберігається у весь наступний час падіння.

Вочевидь, що й тверду частинку помістити у висхідний потік повітря, то за певної швидкості цього потоку частка " зависне " у ньому, тобто. витатиме. Швидкість висхідного потоку повітря, при якій тверда частка не матиме вертикального переміщення, дорівнює постійній швидкості падіння частинки в нерухомому повітрі. Таку швидкість називають **швидкістю витання**.

На тверду частинку діють дві сили: сила тяжіння $P = mg$, спрямована вниз, і сила опору повітря $R = k \cdot v_s^2$ (k - коефіцієнт пропорційності), пропорційна квадрату швидкості і спрямована вгору. При досягненні падаючої часткою постійної швидкості $P = R$ і $mg = k \cdot v_s^2$, звідки

$$g_s = \sqrt{\frac{mg}{k}}, \quad (9.1)$$

де g — прискорення вільного падіння, м/с^2 .

Опір середовища тілу, що рухається в ній, можна представити у вигляді залежності

$$R = c \cdot F \cdot \rho_g \cdot \frac{g_s^2}{2}, \quad (9.2)$$

де c - коефіцієнт, що є функцією числа Re ;

F - площа проекції тіла на площину, перпендикулярну до вектора швидкості, м^2 ;

ρ_g - щільність середовища (повітря), кг/м^3 .

Отже, коефіцієнт пропорційності k дорівнюватиме:

$$k = c \cdot F \cdot \frac{\rho_g}{2}$$

а швидкість

$$g_s = \sqrt{\frac{2 \cdot m \cdot g}{c \cdot F \cdot \rho_g}}. \quad (9.3)$$

Коефіцієнт може бути визначений за формулою Л.С. Клячко, що дає хорошу збіжність з експериментами до значень числа $Re = 2000$:

$$c = \frac{24}{Re} + \frac{4}{\sqrt{Re}}$$

Для значень числа $Re < 1$ з достатньою для практики точністю можна $c = 24/Re$.

Підставивши значення c при розгорнутому вигляді числа $Re = g_s \cdot d / v_g$ в формулу (9.3) отримаємо:

$$g_s = \sqrt{\frac{2 \cdot m \cdot g \cdot g_s \cdot d}{24 \cdot v_g \cdot F \cdot \rho_g}}$$

або

$$g_s = \frac{m \cdot g \cdot d}{12 \cdot v_g \cdot F \cdot \rho_g}. \quad (9.4)$$

Для частки яка має форму кулі:

$$m = V \cdot \rho_M = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot d^3 \cdot \rho_M, \text{ а } F = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

и відповідно, вираз (9.4) має вид

$$g_s = \frac{d^2 \cdot \rho_M \cdot g}{18\eta_g}, \quad (9.5)$$

де d - діаметр частинки, м; ρ_M - щільність матеріалу, кг/м^3 ;
 η_g - динамічна в'язкість повітря, $\text{Па} \cdot \text{с}$.

Формула (9.5) справедлива лише частинок, мають форму кулі, і за значеннях числа $Re < 1$. Для частинок іншої форми вид залежності масової швидкості значно ускладнюється; формула (9.5) може застосовуватися тільки для пилу з кулястою формою частинок розміром не більше 100 мкм.

Швидкість витання частинок, що відрізняються формою від кулі і мають великі розміри, визначається за емпіричними формулами, справедливими лише для певної форми частинок даного матеріалу.

Для визначення швидкості витання деревних матеріалів чи відходів існує кілька емпіричних формул, одна з яких, запропонована Ленінградською лісотехнічною академією імені С. М. Кірова, має вигляд

$$g_{Sm} = 0,14 \cdot \sqrt{\frac{\rho_M}{(0,02 + \frac{a}{h}) \cdot \rho_g}}, \quad (9.6)$$

де a - коефіцієнт, що залежить від форми частинок: при квадратному поперечному перерізі $a = 1,1$, при прямокутному поперечному перерізі $a = 0,9$;

h - Товщина частинки, мм;

ρ_g - щільність повітря, кг/м^3 .

Швидкість торкання. Одиночна частка, що лежить на внутрішній поверхні горизонтальної ділянки повітроводу, при деякій швидкості повітряного потоку зсувається зі свого місця і починає переміщатися по довжині повітроводу. Мінімальну швидкість руху повітря, за якої частка почне зрушуватися, називають швидкістю торкання.

Л.С. Клячко для швидкості чіпання рекомендує таку формулу:

$$g_{mp} = 1,3 \cdot \sqrt[3]{\rho_M}, \quad (9.7)$$

де g_{mp} — швидкість торкання частинки, м/с;
 ρ_M — щільність матеріалу, кг/м³.

У момент торкання на лобовій поверхні частинки, зверненої у бік вектора швидкості руху повітря, створюється деякий тиск, причому на нижній частині воно буде більше, ніж на верхній.

При швидкості руху повітря, більшої швидкості торкання, підйомна сила може перевищити силу тяжкості, і тоді частка відірветься від поверхні стінки повітроводу і опиниться в потоці повітря. Коли тиск знизу і зверху частинки стане однаковим, частка почне опускатися і знову опиниться на поверхні стінки повітроводу - торкнеться її. Далі картина руху частки повториться. Подальше збільшення швидкості потоку призведе до збільшення відстані від одного дотику до іншого.

Відносна швидкість. Перебуваючи в потоці повітря, тверда частка переміщається зі швидкістю меншою, ніж швидкість руху повітря. Відношення швидкості руху частинки, що знаходиться в потоці повітря, до швидкості руху повітря називають відносною швидкістю:

$$A = \frac{g_M}{g_e}, \quad (9.8)$$

де g_M — швидкість руху твердої частинки матеріалу, м/с,
 g_e — швидкість руху повітря, м/с.

У момент торкання частки відносна швидкість дорівнює нулю. При швидкості руху повітря, більшої швидкості торкання, відносна швидкість A завжди менше одиниці. Збільшення швидкості руху повітря призводить до збільшення відносної швидкості і більш стійкого руху частинки в потоці повітря.

При певній швидкості руху повітря в горизонтальній ділянці повітроводу, званої критичною швидкістю, відносна швидкість A набуває максимального значення.

Критична швидкість руху повітря для горизонтальної ділянки повітроводу залежить від форми та розміру частинок, їх щільності, від концентрації суміші та щільності повітря.

Транспортуюча швидкість. Швидкість руху повітря в повітроводі, при якій відбувається транспортування матеріалу, називають швидкістю, що транспортує. Ця швидкість повинна бути дещо більшою за критичну швидкість. Для знаходження транспортної швидкості деревних матеріалів та відходів ЛТА імені С.М. Кірова запропонована наступна емпірична формула:

$$g_{\text{зоп}} = c \cdot \left(4 \cdot \mu_p \cdot \frac{g_e}{g_M} + 0,01 \cdot \rho_M + b \right), \quad (9.9)$$

де $g_{\text{зоп}}$ — швидкість руху повітря, що транспортує, в горизонтальній ділянці повітроводу, м/с;

c - коефіцієнт, що враховує зниження швидкості переміщення матеріалу в місцевих опорах системи (відводи, трійники та інші елементи системи); для внутрішньоцехових систем з частим розташуванням відводів $c = 1,1 \dots 1,15$, для міжцехових систем довжиною до 30 м $c = 1,05 \dots 1,1$, довжиною більше 30 м $c = 1$;

μ_p - масова витратна концентрація суміші, що дорівнює G_M/G_6 ;

g_e / g_M - величина, зворотна середньої відносної швидкості $1/A$;

b - коефіцієнт, що залежить від виду матеріалу, що транспортується.

Формула (9.9) застосовна тільки для подрібненої деревини при $\mu_p \leq 2$.

При транспортуванні суміші повітря і матеріалу вертикальними ділянками системи повітроводів з такою ж швидкістю, як і горизонтальними, дія сили тяжкості частинок, що переміщуються, призводить до збільшення концентрації суміші у вертикальних ділянках. Збільшення тут концентрації суміші відбуватиметься безперервно. При цьому концентрація може значно перевищити розрахункову, в результаті чого вертикальні ділянки повітроводу заб'ються матеріалом, що транспортується. Чим більша висота вертикальної ділянки, тим більша ймовірність його забивання. Забиванню вертикальних ділянок сприяє ще й те, що кожному їх передую відвід, у якому відбувається зниження швидкості руху матеріалу.

Для запобігання закупорці вертикальних ділянок повітроводів швидкість руху суміші в них повинна бути більшою за швидкість її руху в горизонтальних ділянках на значення швидкості витання

$$\mathcal{G}_{\text{верт}} = \mathcal{G}_{\text{гор}} + \mathcal{G}_S. \quad (9.10)$$

Збільшення швидкості руху у вертикальних ділянках досягається шляхом зменшення їх перерізу. Перехід з більшого перерізу на менше слід влаштовувати в кінці горизонтальної ділянки, що передує вертикальній, з таким розрахунком, щоб після переходу до відведення залишався ділянку стабілізації довжиною, що дорівнює п'яти-шості діаметрам повітровою.

Витрати енергії потоку на підйом матеріалу, що транспортується. При проходженні матеріалу, що транспортується, знизу вгору по вертикальних ділянках повітроводів на підйом матеріалу витрачається робота.

Напишемо рівняння потужності:

$$L_v \cdot \Delta P_{\text{под}} = G_M \cdot z, \quad (9.11)$$

где L_v — об'ємна витрата повітря, м³/год;
 $\Delta P_{\text{под}}$ — втрати тиску на підйом матеріалу. Па;
 G_M — масова витрата матеріалу, кг/год;
 z — висота підйому, м.

Звідси втрати тиску на підйом матеріалу

$$\Delta P_{\text{под}} = \frac{G_M}{L_v} \cdot z = \mu_p \cdot \rho_v \cdot z, \quad (9.12)$$

де μ_p — масова витратна концентрація суміші;

Так як швидкість підйому матеріалу менша за швидкість руху повітря і дорівнює $\mathcal{G}_M - \mathcal{G}_S$ то у формулу слід запровадити поправку на відмінність швидкостей руху матеріалу та повітря. З поправкою на швидкості формула (9.12) набуде вигляду

$$\Delta P_{\text{под}} = \rho_p \cdot \rho_v \cdot z \cdot \frac{\mathcal{G}_v}{\mathcal{G}_M - \mathcal{G}_S},$$

где \mathcal{G}_v — швидкість руху повітря у вертикальному висхідному потоці, м/с;
 \mathcal{G}_M — розрахункова швидкість руху матеріалу, м/с;
 \mathcal{G}_S — швидкість вітання, м/с.

Конструктивні рішення систем пневмотранспорту

Системи пневмотранспорту можуть бути як всмоктувальні та всмоктувально-напірні, так і напірні. Як ті, так і інші мають свої переваги та недоліки.

Всмоктувальні системи бездоганні за своїми санітарно-гігієнічними показниками, але обмежені створення у них розрідження, яке може бути практично більше 9,5 кПа. Тому при проектуванні систем, що мають великий опір, перевагу слід віддавати напірним системам, обмеженням для яких можуть бути тільки можливості апарату і допустимий тиск у пристроях, що пиловловлюють. Основний недолік напірних систем - складність введення матеріалу в транспортний повітропровід.

У всмоктувальній і всмоктувально-напірній схемах між видатковим бункером і приймальною лійкою матеріалопроводу необхідно залишати розрив 200-400 мм для формування матеріало-повітряної суміші. У всмоктувально-напірній схемі матеріал проходить через вентилятор, що зменшує діапазон застосування подібних систем. У напірних схемах для введення матеріалу в матеріалопровід можна використовувати ежекцію, але при цьому підвищується енергоємність системи. Тому слід домагатися максимальної герметизації дозатора, що відсікає матеріалопровід від атмосфери.

Вводити матеріал рекомендується у вертикальну ділянку повітропроводу. При введенні матеріалу в горизонтальну ділянку слід застосовувати спеціально розроблені вузли завантаження.

Одним із варіантів таких вузлів може бути приймальна коробка. Площа живого перерізу приймальної коробки повинна бути дещо меншою за площу перерізу матеріалопроводу (на 8-12%). На відстані 0,4h від підлоги коробки кріпиться столик, на який падає матеріал, потрапляючи відразу в частину струменя, що має максимальну швидкість. Зменшення площі живого перерізу коробки провадиться за рахунок товщини столика. Без застосування приймальної коробки матеріал падає на дно повітропроводу і потрібна додаткова енергія для його підйому та розгону.

Системи пневмотранспорту, як правило, одноадресні із забором матеріалу з однієї точки. У випадку, якщо потрібно забрати матеріал з декількох точок або адресувати його в кілька точок, вдаються до допомоги перемикачів потоку, передаючи матеріал по черзі від кожної точки на потрібну адресу.

Внутрішньоцехові системи пневматичного транспорту матеріалів та деревних відходів

Внутрішньоцехові пневмотранспортні системи виконують по одній із трьох схем.

1. *Універсальні пневмотранспортні* системи з магістральним

колектором постійного перерізу та стрічковим транспортером усередині нього (рис.10.1). Вентилятори, підключені до колектора, створюють по всій довжині практично однакове розрідження. До колектора під прямим кутом приєднані повітроводи, що видаляють відходи від верстатів. Так як швидкість руху повітря всередині колектора недостатня для транспортування відходів у зваженому стані, домішки випадають на транспортер і переміщуються до приймального пристрою. З приймального пристрою домішки в потоці повітря зі швидкістю транспортування направляються в циклон, в якому відбувається відокремлення їх від повітря.

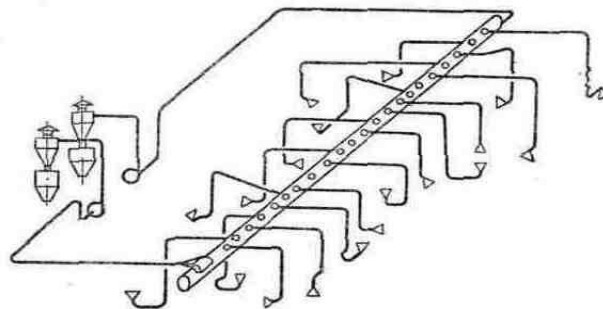


Рис.10.1 Схема універсальної системи пневмотранспорту з магістральним колектором.

Універсальні пневмотранспортні системи застосовують у великих деревообробних цехах з числом верстатів не менше 40-50.

Основна перевага універсальної системи полягає в тому, що вона дозволяє приєднувати до магістрального колектора нові верстати або переміщати на інше місце існуючі верстати без переробки її основної частини і без порушення її роботи.

Завдяки підтримці по всій довжині колектора майже однакового розрідження, всі приєднані до нього відгалуження за умовами перепаду тиску в них знаходяться в рівних умовах.

2. *Спрощені універсальні системи* з колекторами-збірниками для обслуговування невеликих груп верстатів (до десяти верстатів на один колектор-збірник). Схеми таких систем наведено на рис.10.2. За місцевими умовами два або кілька колекторів-збірників можна приєднувати до одного вентилятора.

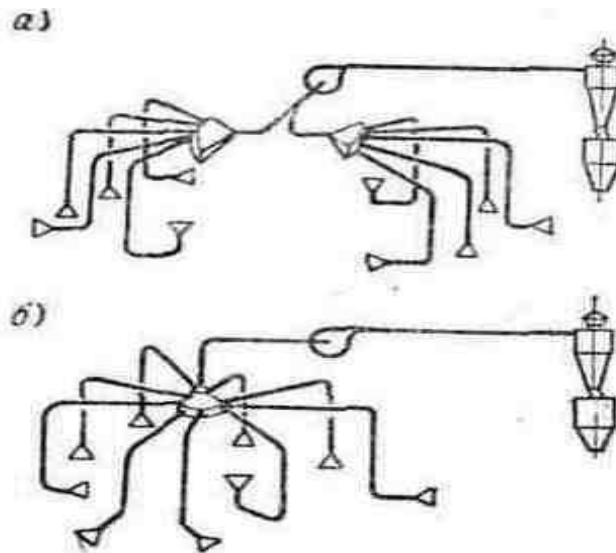


Рис. 10.2. Схема спрощених універсальних систем пневмотранспорту із колекторами – збірниками: а) горизонтальними – спареними; б) типу "люстра".

Системи з колекторами-збірниками так само, як і універсальні системи з магістральним колектором є досить гнучкими в експлуатації, дозволяючи переміщувати верстати і приєднувати нові. Перепад тиску у всіх відгалуженнях, приєднаних до одного колектора-збірника, однаковий.

3. Системи з розгалуженою мережею повітроводів (рис. 10.3.)

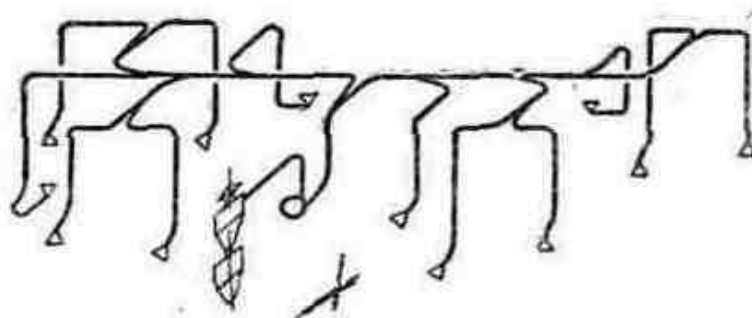


Рис.10.3. Схема системи пневмотранспорту з розгалуженою мережею повітроводів.

Для обслуговування невеликих деревообробних майстерень (число верстатів, що приєднуються, не більше десяти). Слід врахувати, що навіть і в таких майстернях доцільніше влаштування систем з колекторами-збірниками, так як при системах з розгалуженою мережею повітроводів у разі необхідності переміщення верстатів та встановлення нових доводиться перемонтувати не тільки відгалуження до верстатів, але й основну мережу повітроводів. Врізання нових відгалужень призведе до перерозподілу витрат повітря, що відсмоктується від верстатів, і в результаті робота системи пневмотранспорту може порушитися, якщо витрати повітря в окремих відгалуженнях виявляться меншими за розрахункові і не буде забезпечена мінімальна швидкість руху повітря, необхідна для транспортування відходів, відгалуження заб'ються

відходами.

Міжцехові системи пневматичного транспорту матеріалів та деревних відходів

Міжцехові пневмотранспортні системи конструюють за однією із чотирьох схем, наведених на рис.10.4.

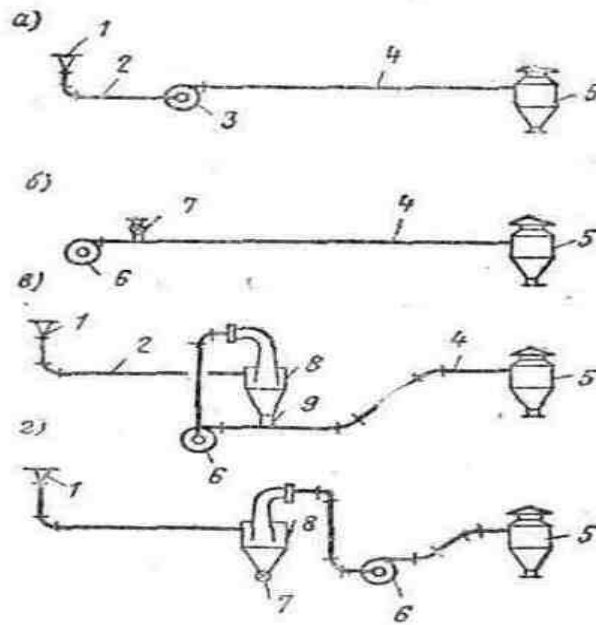


Рис.10.4. Схема міжцехових пневмотранспортних систем:

1- завантажувальна вирва; 2- всмоктуючий повітропровід; 3 відцентровий вентилятор; 4- нагнітальний повітропровід; 5-циклон; 6 відцентровий вентилятор для чистого повітря; 7- шлюзовий затвор; 8-проміжний циклон для відділення матеріалу; 9-інжекційна завантажувальна вирва.

1. *Всмоктувально-нагнітальна система* (рис.10.4, а). Матеріал транспортується як по всмоктувальному, так і нагнітальний повітровод. Проходячи через вентилятор, матеріал, що транспортується, додатково подрібнюється. Така система придатна для транспортування відходів від деревообробних верстатів на відстань до 250 м. При необхідності передачі відходів великі відстані на мережі послідовно встановлюють додаткові вентилятори. За такої схеми транспортування відбувається значне зношування вентилятора.

2. *Нагнітальна система* (рис.10.4, б). Матеріал транспортується тільки нагнітальним повітроводом. Для введення матеріалу в мережу застосовують завантажувальні пристрої типу шлюзових герметичних затворів або інжекційних завантажувальних воронок. При цій схемі матеріал не проходить через вентилятор і, отже, не піддається додатковому подрібненню. Цю схему застосовують для зовнішніх пневмотранспортних систем.

3. *Всмоктувально-нагнітальна система з проміжним відділенням матеріалу* (рис.10.4, в) Цю схему застосовують у випадках неприпустимості додаткового подрібнення матеріалу у вентиляторі, наприклад при транспортуванні сірникової соломки, котушок та інших крихких виробів або напівфабрикатів. Щоб уникнути пропускання матеріалу через вентилятор, на всмоктувальній стороні системи встановлюють проміжний відділювач матеріалу (наприклад, циклон), з якого через інжекційну воронку завантажувальну матеріал знову направляють в мережу на нагнітальній стороні системи.

4. *Всмоктувальна система* (рис.10.4, г). Матеріал транспортується тільки по всмоктувальному повітроводу. Між вентилятором і завантажувальною лійкою встановлюють відділювач матеріалу, наприклад циклон, з якого здійснюється його вивантаження. Після циклону по всмоктувальній мережі до вентилятора і нагнітальної мережі після нього транспортується тільки запилене повітря. Всмоктують системи пневмотранспорту застосовують як передачі матеріалів з одного корпусу до іншого, так транспортних зв'язків.

Вибір однієї з наведених схем визначається вимогами, що пред'являються до системи пневмотранспорту місцевими умовами: збереження матеріалу при транспортуванні, дальність транспортування та ін.

Основне обладнання та повітроводи для систем пневматичного транспорту

Основне обладнання для систем пневмотранспорту матеріалів та відходів на підприємствах деревообробної промисловості - це гідравлічні машини (нагнітачі), що забезпечують переміщення повітря, а разом з ним матеріалів та відходів по повітроводах, а також пристрої для відокремлення матеріалів або відходів від повітря.

Для систем пневмотранспорту низького тиску (<5000 Па) як нагнітачі використовують відцентрові вентилятори середнього та низького тиску. Для систем, в яких матеріал, що транспортується, проходить через вентилятор, застосовують так звані пилові вентилятори, робоче колесо яких відрізняється достатньою міцністю і витримує удари твердих елементів матеріалу, що транспортується. Колесо пилових вентиляторів зазвичай має лише шість лопаток, що унеможливорює його забивання домішками. Для систем, в яких матеріал, що транспортується, мине вентилятор, можна застосовувати вентилятори загального призначення.

Для систем пневмотранспорту середнього тиску (5000 Па 20000 Па) як

нагнітачі використовують відцентрові вентилятори високого тиску і повітродувні машини турбінного типу, здатні створювати тиск до 20000 Па.

У системах пневмотранспорту високого тиску (> 20000 Па) встановлюють повітродувні ротаційні машини, що забезпечують тиск до 80000 Па.

Для відділення матеріалів або відходів від повітря, що транспортуються, широко застосовують відділ відцентрової дії, що отримали назву циклонів. Залежно від крупності і вологості матеріалу, що транспортується, застосовують різні конструкції циклонів. При відділенні від повітря відходів, що утворилися в процесі верстатної обробки сухої деревини, досить високий ступінь очищення забезпечують циклони конструкції Гіпродревпром серії Ц з інерційним пиловідділювачем. Загальна ефективність очищення цих циклонах досягає 98—99 %. Для відділення від повітря більших елементів, а також тирси і стружок з вологістю більше 50% застосовують циклони конструкцією Гіпродревпрому із загальною ефективністю очищення 80-85%.

Простота конструкції циклонів, надійність їх роботи та висока загальна ефективність очищення, одержувана при застосуванні циклонів, забезпечили їм положення основних апаратів для відокремлення від повітря матеріалів та відходів у системах пневмотранспорту. Проте за досить високої загальної ефективності очищення циклони погано вловлюють пил із частками розміром менше 40-50 мкм. У зв'язку з цим при наявності в повітрі крім матеріалів, що транспортуються, ще й значної кількості деревного пилу слід передбачати другий ступінь очищення повітря у вигляді матер'яного фільтра. При очищенні повітря, що віддаляється від верстатів шліфування деревини, відділення пилу від повітря здійснюють у циклонах з водяною плівкою.

У зарубіжній практиці для очищення повітря від відходів і пилу широкого поширення набули різноманітні конструкції матер'яних фільтрів, що встановлюються безпосередньо в цеху і повертають повітря в робоче приміщення. При поверненні повітря в приміщення досягається велика економія в експлуатаційних витратах завдяки скороченню обсягів повітря припливної вентиляції та, отже, витрат тепла на вентиляцію.

Повітропроводи систем пневмотранспорту виконують лише круглого перерізу. На мережі повітроводів на відстані 10-15 м один від одного встановлюють люки для їхнього очищення та огляду. Установка на повітроводах будь-яких регулюючих пристроїв типу шиберів або дросель-клапанів, за винятком похилих шиберів у приймачів, що періодично діють, не допускається.

Як правило, всі повітропроводи слід прокладати над підлогою робочого приміщення відкрито, за винятком випадків, коли через наявність транспорту

прокладка над підлогою виявляється неможливою. У цих випадках повітроводи пневмотранспорту прокладають або у підпільних каналах або під стелею приміщення.

Лекція. Системи місцевої припливної та витяжної вентиляції

Повітряні душі

План

Повітряний душ, його призначення та сфери застосування.

Конструктивні рішення повітряних душ

Розрахунок повітряних душ.

Повітряний душ, його призначення та сфери застосування

Повітряним душем називають потік повітря, спрямований на обмежене робоче місце або безпосередньо на людину.

На противагу загальної вентиляції, яка ставить своїм завданням підтримувати певні умови повітряного середовища у всьому приміщенні, місцева притока має на меті створення місцевих умов повітряного середовища на обмеженій ділянці приміщення. Такими ділянками є або місця найдовшого перебування у них робітників, або місця відпочинку.

Таким чином, призначення повітряного душу полягає в тому, щоб у просторі, обмеженій зоною дії потоку, підтримувати особливі, відмінні від панівних у всьому приміщенні умов повітряного середовища. Ці умови повинні відповідати певним, заздалегідь поставленим гігієнічним та фізіологічним вимогам.

Повітряне душення застосовують для створення на постійних робочих місцях необхідних метеорологічних умов при тепловому опроміненні та відкритих виробничих процесах, якщо технологічне обладнання, що виділяє шкідливі речовини, не має укриттів або місцевої витяжної вентиляції.

Повітряний душ влаштовують у таких випадках:

- 1) при недоцільності засобами вентиляції одержувати у всьому обсязі приміщення належні санітарно-гігієнічні умови;
- 2) за наявності в приміщенні невеликої кількості робітників зі строго фіксованими робочими місцями;
- 3) за наявності джерел променистого тепла, інтенсивністю понад 140 Вт/м².

4) для запобігання розповсюдженню шкідливих речовин на постійні робочі місця при відкритих технологічних процесах, що супроводжуються виділенням шкідливих речовин, та неможливості влаштування укриття або місцевої витяжної вентиляції.

У багатьох випадках, коли робота проводиться в обстановці відсутнього теплового випромінювання, а засоби загальної вентиляції виявляються все ж таки недостатніми, для того щоб підтримувати необхідну температуру і вологість повітря і усунути порушення терморегуляції (нормального теплообміну між тілом людини і довкіллям), повітряні душі повинні дещо коригувати умови повітряного середовища. Сюди потрібно віднести металургійні та машинобудівні заводи (де душі необхідні у промислових печей, прокатних станів, молотів, пресів тощо), скляні заводи, фарбувальні фабрики, хлібозаводи тощо.

Таким же корективом повітряні душі повинні служити за широко застосовуваного нині природного вентиляювання (аерації) сучасних цехів. Це може мати місце в тих випадках, коли природний приплив, що обумовлюється при аерації розташуванням припливних отворів (фрамуг та ін.), не може достатньою мірою обслужити робочі місця (кузні, ливарні, термічні та інші цехи).

Роль повітряних душів при вентиляванні шляхом аерації набуває особливого значення і в силу того, що природний приплив вводиться без попередньої підготовки (без підігріву або охолодження і т. д.), у той час як для повітряних душів така попередня підготовка може бути здійснено з невеликими витратами.

У промислових цехах, спроектованих з урахуванням аерації, витрата повітря повітряних душів становить незначний відсоток природного повітрообміну.

І нарешті, в гарячих цехах в районах з високою зовнішньою температурою, коли загальна вентиляція (природна або механічна) підтримує в цехах температуру повітря на 3-5 ° вище зовнішньої, повітряні душі, що влаштовуються на робочих місцях, створюють умови, близькі до комфортних, причому зовнішнє повітря їм піддається попередньої обробці (охолодженню).

При проектуванні повітряного душування повинні бути вжиті заходи, що запобігають здуванню виробничих шкідливих виділень на близько розташовані постійні робочі місця. Повітряний струмінь повинен бути

спрямований так, щоб по можливості виключалося підсмоктування нею гарячого або забрудненого газами повітря.

Для повітряного душування робочих місць слід передбачати розподільники повітря, що забезпечують мінімальну турбулізацію повітряного струменя і мають пристрої для зміни напрямку струменя в горизонтальній площині на кут 180° і у вертикальній площині на кут 30°.

При проектуванні повітряного душування зовнішнім повітрям слід приймати розрахункові параметри для теплого періоду року і для холодного періоду.

Конструктивні рішення повітряних душ

Повітряні душі класифікуються за кількома ознаками:

1. За характером розподілу потоку:

- З розосередженою подачею повітря;
- З зосередженою подачею повітря;

Зосереджена подача застосовується лише тоді, коли робоче місце суворо фіксовано.

2. За якістю повітря, що подається:

- з обробкою повітря, що подається;
- Без обробки повітря, що подається.

3. За місцем забору повітря:

- із забором зовнішнього повітря;
- із забором внутрішнього повітря (рециркуляційні).

При влаштуванні повітряного душу повітря піддається тій чи іншій обробці. Може змінюватись температура повітряного потоку, відносна вологість, концентрація газів, швидкість руху повітря.

При боротьбі з променистим теплом досить достатньо збільшити швидкість повітряного потоку до тих пір, поки температура навколишнього повітря не перевищує 30°. При $t > 30^\circ$ збільшення швидкості потоку неспроможна забезпечити нормальне самопочуття організму.

Системи, що подають повітря повітряним душам, проектуються окремими від систем іншого призначення.

Відстань від місця випуску повітря до робочого мета слід приймати не менше 1м при мінімальному діаметрі патрубку 0,3м, а повітряний потік повинен бути направлений:

- на груди людини горизонтально або зверху під кутом до 45° для забезпечення на робочому місці нормованих температур та швидкості руху повітря;

- в особу (зону дихання) горизонтально або зверху під кутом до 45° для забезпечення на робочому місці допустимих концентрацій газу і пилу; при цьому повинні забезпечуватися нормовані температура та швидкість руху повітря;

Якщо неможливо досягти нормованої температури повітря в струмені, що душить, на робочому місці підвищенням швидкості руху повітря, слід встановлювати форсунки тонкого розпилу води в потоці повітря, що подається на виході з повітророздавального пристрою або застосовувати адіабатичне охолодження повітря при централізованій обробці його в припливних камерах. Установки із застосуванням штучного холоду вимагають значних експлуатаційних та капітальних витрат, тому штучне охолодження повітря слід застосовувати лише у випадках, коли нормована температура повітря на робочому місці нижча за температуру припливного повітря, отриману його адіабатичним охолодженням.

При проектуванні систем повітряного душування, як правило, слід застосовувати розподільники повітря УДВ. Розподільники повітря зазвичай встановлюють на висоті не менше 1,8 м від підлоги (до їх нижньої кромки). Для душування групи постійних робочих місць можуть бути використані розподільники повітря ВГК і ВСП.

Уніфіковані душуючі розподільники повітря УДВ рекомендуються до кращого застосування. Вони розроблені в наступних виконаннях: нижнє підведення повітря без зволоження УДВн та з зволоженням УДВну; верхнє підведення повітря без зволоження УДВв та зі зволоженням УДВув. Душування фіксованих робочих місць може здійснюватися патрубками, що душують, різного типу: ППД, ПДн, ПДв, ПДУ, ВП.

При тепловому опроміненні постійних робочих місць нагрітими поверхнями інтенсивністю від 140 до 350 Вт/м² передбачається установка вентиляторів - віялів. При застосуванні вентиляторів - віялів слід забезпечувати підтримання допустимої ГОСТ 12.1.005-88 температури повітря, збільшуючи швидкість на 0,2 м/с більше зазначеної в цьому ГОСТі. З цією метою душування робочих місць внутрішнім повітрям здійснюється поворотними аераторами ПАМ-24. Відстань від аератора до робочого місця визначається конкретними умовами, максимальна відстань дорівнює 20м.

У приміщеннях громадських, адміністративно-побутових та виробничих будівель, що споруджуються в IV кліматичному районі, а також при обґрунтуванні та в інших кліматичних районах, при надлишках явної теплоти понад 23 Вт/м³ слід передбачати додатково до загальнообмінної припливної вентиляції встановлення стельових вентиляторів для збільшення повітря на робочих місцях або окремих ділянках в теплий період року. Для цього використовують стельові вентилятори ВПК-15 "Союз", "Зангезур-3", "Зангезур-5". Застосування стельових вентиляторів не слід обмежувати районами зі спекотним кліматом. Їх раціонально застосовувати й у районах із помірним кліматом.

Розрахунок повітряних душ

Досягнення нормованих параметрів повітря визначається розрахунком за граничними (осьовими) значеннями параметрів повітряного струменя на постійному робочому місці.

За розрахункові величини на постійному робочому місці рекомендується приймати:

- температуру суміші повітря в повітряному струмені - рівному нормованій, при тепловому опроміненні інтенсивністю 140 Вт/м² і більше. Для проміжних значень поверхонь щільності променистого теплового потоку температуру суміші повітря в струмені, що душить, слід визначати інтерполяцією.

- мінімальну концентрацію шкідливих речовин у повітряному струмені - рівний ГДК;

- швидкість руху повітряного струменя - відповідної температури суміші повітря в струмі, що душить, при тепловому опроміненні інтенсивністю 140 Вт/м² і більше.

При розрахунку визначається типорозмір розподільника повітря, швидкість випуску повітря і витрата повітря на повітророзподільник L_o . Температура припливного повітря на виході з розподільника повітря повинна бути меншою або рівною нормованої.

Розрахунок проводиться з умови забезпечення нормованих параметрів повітря на постійному робочому місці за такими формулами:

- а) при тепловиділеннях і $t_{норм} > t_o$, отриманої при адіабатичному охолодженні повітря або без охолодження,

$$F_o = \left[\frac{(t_{pz} - t_{норм}) \cdot x}{(t_{pz} - t_o) \cdot n} \right]^2 ; \quad (2.1)$$

$$g_o = \frac{g_{норм} \cdot x}{m \cdot \sqrt{F_o}} \geq g_{норм} ; \quad (2.2)$$

де, x - Відстань від повітророзподільника до робочого місця, м; m, n — відповідно швидкісний та температурний коефіцієнти розподільника повітря (приймаються за довідковою літературою);

б) при тепловиділеннях і $t_{норм} < t_o$, отриманої при адіабатичному охолодженні,

$$F_o = (x/n)^2 ; \quad (2.3)$$

$$g_o = g_{норм} ; \quad (2.4)$$

$$t_o = t_{норм} ; \quad (2.5)$$

Тобто, необхідне штучне охолодження повітря;

в) при газо- та пиловиділеннях g_o розраховується за формулою (2.2), а

$$F_o = \left[\frac{(Z_{pz} - ПДК) \cdot x}{(Z_{pz} - Z_o) \cdot n} \right]^2 , \quad (2.6)$$

де ПДК - гранично допустима концентрація шкідливих речовин на робочому місці;

Z_{pz} і Z_o - концентрація шкідливих речовин у повітрі робочої зони та в припливному повітрі на виході з розподільника повітря.

Якщо задано величини m, n, F_o та x необхідно визначити: g_o при $x < m \cdot \sqrt{F_o}$ по формулі (2.4); t_o при $x < n \cdot \sqrt{F_o}$ по формулі (2.5); g_o при $x > m \cdot \sqrt{F_o}$ по формулі (2.2); t_o при $x > n \cdot \sqrt{F_o}$ по формулі

$$t_o = t_{pz} - \frac{(t_{pz} - t_{норм}) \cdot x}{n \cdot \sqrt{F_o}} . \quad (2.7)$$

ЛЕКЦІЯ. Повітрярозподілення у промислових приміщеннях

Види припливних струминок

Організація повітрообміну включає в себе вибір схеми, способу подачі та видалення повітря.

При забезпеченні нормованих параметрів повітряного середовища для всієї робочої зони повітророзподільники розміщують таким чином, щоб сумарна зона дії розподільників була не меншою за площу робочої зони. При цьому відносна площа струменя, яка визначається за формулою:

$$F_{ст.р} = \frac{F_{см}}{F_{р.з}}, \quad (3.1.1)$$

повинна бути від 0,2 до 0,5 для компактних струмин і від 0,5 до 1 для повних і віялоподібних струмин.

$$F_{ст.р} = 4,8 \left(\frac{X}{m \sqrt{F_{р.з}}} \right)^2 \quad - \text{формула для компактних струмин}; \quad (3.1.2)$$

$$F_{ст.р} = 2,8 \left(\frac{1}{m} \sqrt{\frac{X}{B_{пр}}} \right)^2 \quad - \text{формула для плоских струмин}; \quad (3.1.3)$$

$$F_{ст.р} = 1 - 0,15 \left(2 - \frac{H_{пр} - h_{р.з}}{\sqrt{F_{р.з}}} \right)^2 \quad - \text{формула для віялоподібних струмин}. \quad (3.1.4)$$

- m - швидкісний коефіцієнт повітророзподільника (таб.4.34[1]);
 X - відстань від отвору повітророзподільника до робочої зони по довжині струмини, м;
 $F_{р.з.}$ - площа робочої зони на один повітророзподільник, м²;
 B - ширина приміщення на один повітророзподільник, м;
 $H_{пр.}$ - висота приміщення, м;
 $h_{р.з.}$ - висота робочої зони, м.

Класифікація повітророзподільних пристроїв

Витяжні зонти призначено для виділення шкідливих виділень направлених вверх разом з конвективним потоком.

Кут розкриття зонту бажано приймати не більше 60°. Відстань від зонта до джерела виділень приймають не більше $0,8d_e$ по площі шкідливих викидів.

$$d_e = \frac{2av}{a + v}. \quad (3.2.1)$$

При нагрітому джерелі виділень кількість конвективного повітря, яке надходить від джерела до зонта:

$$L_k = 41,5 \sqrt[3]{Q_k z F_n^2}, \text{ м}^3/\text{ГОД} \quad (3.2.3)$$

Q_k - кількість тепла, яка виділяється від джерела виділень;

z - відстань від зонта до нагрітої поверхні;

F_n - площа джерела виділень, м^2 ;

Кількість тепла, яке надходить від джерела:

$$Q_k = \alpha_k F_n (t_n - t_b), \quad (3.2.4)$$

t_n - температура поверхні джерела виділень;

t_b - внутрішня температура приміщення;

α_k - коефіцієнт конвективної передачі

$$\alpha_k = \sqrt[3]{t_n - t_b}, \text{ К Дж/ГОД м}^2 \text{ с} \quad (3.2.5)$$

Кількість повітря, яка повинна видалятися зонтом:

$$L_z = L_k \frac{F_z}{F_n}, \quad (3.2.6)$$

F_z - площа в перерізі зонта, повинна бути не менше $1,5F_n$.

При неможливості використання зонтів використовують витяжні панелі. Панель має отвір через який видаляється повітря. Панелі розміщують на відстані $0 \leq v \leq B$, якщо панель буде стояти далі, вона не буде діяти ефективно.

$$A = 1,2 a \quad (3.2.7)$$

Кількість повітря, яка повинна видалятися через панель:

$$L = C Q_n^{1/3} (A + B)^{5/3} \quad (3.2.8)$$

Q_n - кількість тепла, яка видаляється джерелом виділень;

C - коефіцієнт:

якщо панель без екрана $C = 149 (1/(H + B))^{2/3}$

якщо панель з екраном $C = 149 (1/(H + B))^{2/3} m$

m - коефіцієнт, який залежить від v_1/B ;

H - висота від площі джерела шкідливих виділень до центру отвору витяжної панелі, м.

При відношенні $v_1/B = 0$; $v_1 = 0 \Rightarrow m = 1$;

$v_1/B = 0,3 \Rightarrow m = 1,5$;

$v_1 = B \Rightarrow m = 1,8$;

$v_1 > B \Rightarrow m = 2$.

Бортові витяжки використовуються для видалення шкідливих виділень з поверхні електродів гальванічних ванн.

Витрата повітря для одно - та двобортних витяжок без піддува:

$$L = 1400 (0,53 V_p 1/(V_p + 1) + H_p)^{1/3} V_p 1 k_1 k_{\Delta t} k_T, \text{ м}^3/\text{ГОД} \quad (3.2.9)$$

V_p - робоча ширина ванни, м;

l - довжина ванни, м;

H_p - відстань від поверхні електроліту до осі витяжної щілини, м;

k_1 - для однобортної витяжки без піддуву - 1,8;

для двобортної витяжки без піддуву - 1;

для двобортної витяжки з піддувом - 0,7.

$k_{\Delta t}$ - коефіцієнт, який враховує температуру електроліту (таб.11.2[5]),

k_T - коефіцієнт, який враховує токсичність викидів (таб. 11.3[5]), для витяжки з піддувом $k_T = 1$.

При використанні витяжки з піддувом припливна струмина повинна направлятись до центру витяжного отвору та проходити через зону шкідливих виділень, при цьому витрата витяжного повітря повинна перевищувати витрати припливного повітря.

Ширина припливної щілини повинна бути не менше 5 мм, а швидкість руху припливної повітря - не більше 10 м/с. Ширина витяжної щілини повинна бути не менше 50 мм, а швидкість руху повітря - не більше 1,5 м/с.

Критичний переріз - це зона, в якій вплив припливних та витяжних струмин є найменшим.

Відстань від критичного отвору до критичної зони:

$$X_{кр} = 0,875 V_p, \quad (3.2.10)$$

Лінійна швидкість руху повітря в критичній зоні 1 - 2 м/с.

Ширина припливної щілини визначається за формулою:

$$b_1 = 0,066 (V_{min}/V_1)^2 V_p, \quad (3.2.11)$$

$$b_2 = 0,101 (V_{min}/V_2) V_p, \quad (3.2.12)$$

b_1, b_2 - швидкість руху повітря в припливній та витяжній щілині.

Витрата припливного повітря:

$$L_1 = 60 V_p l k_{\Delta t}, \quad (3.2.13)$$

а витяжного:

$$L_B = 1200 V_p^{2/3} l k_{\Delta t} k_1, \quad (3.2.14)$$

Принципи розрахунку повітророзподілення

По надлишках теплоти необхідна кількості повітря визначається за формулою:

$$L = L_{o.3} + \frac{3,6Q - \rho_{o3} C_B L_{o.3} (t_{o.3} - t_n)}{\rho_{o3} C_B (t_{yx} - t_n)}, \quad (3.3.1)$$

$L_{o.3}$ - кількість повітря, яка видаляється місцевими витяжками;

Q - кількість теплоти, яка видаляється в приміщенні, Вт;

ρ_{o3} - щільність повітря робочої зони;

C_B - масова теплоємність повітря;

$t_{o.3}$ - температура робочої зони;

$t_{п}$ - температура припливного повітря;

t_{yx} - температура повітря, що видаляється витяжною вентиляцією:

$$t_{yx} = t_{п} + k_T (t_{o.3} - t_{п}), \quad (3.3.2)$$

k_T - коефіцієнт, який приймається за додатком 15.

По надлишках вологи кількість вентиляційного повітря:

$$L = L_{o.3} + \frac{10^3 W - \rho_{o.3} L_{o.3} (d_{o.3} - d_n)}{\rho_{o.3} (d_{yx} - d_n)}, \quad (3.3.3)$$

W - виділення вологи в приміщенні, кг/год;

$d_{o.3}$ - вміст вологи в повітрі робочої зони, г/кг;

$d_{п}$ - вміст вологи в припливному повітрі;

d_{yx} - вміст вологи, що видаляється місцевою вентиляцією.

При надлишках шкідливих речовин необхідна кількість вентиляційного повітря визначається за формулою:

$$L = L_{o.3} + \frac{z_1 - L_{o.3} (z_{o.3} - z_n)}{z_{yx} - z_n}, \quad (3.3.4)$$

z_1 - кількість шкідливих речовин, що видаляється з приміщення, мг/год;

$z_{o.3}$ - вміст шкідливих речовин в повітрі робочої зони, мг/м³;

$z_{п}$ - вміст шкідливих речовин в припливному повітрі, мг/м³;

z_{yx} - вміст шкідливих речовин, що видаляється системою вентиляції, мг/м³.

Розрахунок ведеться за всіма шкідливими виділеннями в приміщенні і приймається найбільше з отриманих значень, але це значення повинно бути не менше нормального повітрообміну для приміщення такого типу (додаток 14).

Організація повітрообміну включає вибір схеми організації. Способу подачі і видалення повітря, а також визначення розрахункового повітрообміну з врахуванням нерівномірності розподілення параметрів повітря по приміщенню.

Схему організації повітрообміну (“знизу вверху”, “зверху вниз”, “зверху вверху”, “знизу вниз” або змішану) вибирають з врахуванням вимог СНиП II-33-75, глав СНиП та СН по проектуванню будівель різного призначення.

Подача припливного повітря в приміщеннях житлових та громадських будівель передбачається, як правило, через отвори повітророзподільників, розташовані вище зони, що обслуговується. Допускається подача повітря через отвори, розташовані в зоні, що обслуговується, якщо повітря направлено знизу вверху і видаляється найкоротшим шляхом з цієї зони, а також в залах громадських будівель – за схемою “знизу вверху”.

Видалення повітря з приміщень житлових і громадських будівель системами загальнообмінної вентиляції рекомендується передбачати, як правило, з верхньої зони. Допускається в глядацьких залах і залах подібного призначення проектувати видалення його з нижньої зони.

При наявності зосереджених джерел тепла та питомих надлишків явного тепла $Q_{я.пит.} > 23 \text{ Вт/м}^3$ подачу припливного повітря передбачають в робочу або зону, що обслуговується, а видалення його – з верхньої зони.

При необхідності забезпечення нормованих параметрів повітря для всієї зони (робочої), що обслуговується, (ОЗ) повітророзподільні пристрої (ПР) потрібно розміщувати так, щоб сумарна зона ефективної дії всіх ПР була не менша площі вказаної зони. При цьому необхідно, щоб відносна площа струмини при надходженні її в ОЗ зверху $\overline{F_{cmp}} = 0,2 \div 0,5$ для компактних, неповних віялоподібних і плоских і $\overline{F_{cmp}} = 0,5 \div 1$ – для повних віялоподібних струменів.

Під відносною площею струмини розуміється відношення умовної площі струмини $F_{стр}$ при вході її в ОЗ до площі підлоги приміщення $F_{пр}$, що приходить на одну струмину:

$$\overline{F_{cmp}} = F_{cmp} / F_{пр} . \quad (3.3.5)$$

Величина $\overline{F_{cmp}}$ визначається за наступними формулами:

для компактної струмини

$$\overline{F_{cmp}} = 4,8 \left(\frac{x}{m \sqrt{F_{пр}}} \right)^2 ; \quad (3.3.6)$$

для плоскої струмини

$$\overline{F_{cmp}} = 2,8 \left(\frac{1}{m} \sqrt{\frac{x}{B_{пр}}} \right)^2 ; \quad (3.3.7)$$

для віялоподібної струмини

$$\overline{F_{cmp}} = 1 - 0,15 \left(2 - \frac{H_{пр} - h_{o.з}}{\sqrt{F_{пр}}} \right)^2 , \quad (3.3.8)$$

де

x – відстань від припливного отвору до робочої зони по довжині струмини, м;

m – швидкісний коефіцієнт ПР (див. табл. 3.3.1);

$F_{пр}$ – площа підлоги приміщення, що приходить на одну струмину, м²;

$B_{пр}$ – ширина приміщення, на якій одним ПР забезпечується ефективно повітророзподілення, м;

$H_{пр}$ – це висота приміщення, м;

$h_{o.з}$ – висота зони, що обслуговується, м.

Кількість повітря, що подається в приміщення, визначається за формулами (3.3.1), (3.3.3) - (3.3.4). При цьому вважають, що параметри повітря, що видаляється за межі ОЗ, рівні:

$$t_{yx} = t_n + k_t (t_{o.з} - t_n) ; \quad (3.3.9)$$

$$z_{yx} = z_n + k_z (z_{o.з} - z_n) ; \quad (3.3.10)$$

$$d_{yx} = d_n + k_d (d_{o.з} - d_n) , \quad (3.3.11)$$

де

t_n – температура припливного повітря, °С;

k_t – коефіцієнт повітрообміну за температурою;

$t_{o.з}$ – температура повітря в зоні що обслуговується, °С;

$z_{\text{п}}$ – концентрація шкідливих речовин в припливному повітрі, мг/м³;

k_z – коефіцієнт повітрообміну за забрудненням;

$z_{0,3}$ – гранична допустима концентрація шкідливих речовин в зоні що обслуговується, мг/м³;

$d_{\text{п}}$ – вологовміст припливного повітря, г/кг;

k_d – коефіцієнт повітрообміну за вологою;

$d_{0,3}$ – вологовміст повітря в зоні що обслуговується, г/кг.

Якщо повітря видаляється тільки з ОЗ, то його кількість визначається за формулами

$$L_1 = \frac{3,6Q_{\text{я}}}{1,2(t_{0,3} - t_n)}, \quad (3.3.12)$$

$$L_2 = \frac{W \cdot 10^3}{1,2(d_{0,3} - d_n)}, \quad (3.3.13)$$

$$L_4 = \frac{z}{z_{0,3} - z_n}, \quad (3.3.14)$$

Формули (3.3.12) – (3.3.14) отримані перетворенням формул (3.3.1), (3.3.3), (3.3.4) з врахуванням того, що теплоємність повітря рівна 1 кДж/(кг·К).

При видаленні повітря тільки з верхньої зони

$$L_1 = \frac{3,6Q_{\text{я}}}{1,2k_1(t_{0,3} - t_n)}, \quad (3.3.15)$$

$$L_2 = \frac{W \cdot 10^3}{1,2k_d(d_{0,3} - d_n)}, \quad (3.3.16)$$

$$L_4 = \frac{z}{k_z(z_{0,3} - z_n)}, \quad (3.3.17)$$

При визначенні величини розрахункового повітрообміну для повітряного опалення розрахунок ведеться також за формулою (3.3.15). При цьому, якщо повітря видаляється із точок, розташованих вище ОЗ, $k_t = 0,8$, а в інших випадках - 0,9. Прийнятий повітрообмін повинен забезпечувати запобігання спливання нагрітого повітря вверх та дотримання температурного і швидкісного режиму в ОЗ. Розрахунковий повітрообмін повинен цілорічно забезпечувати нормовані умови повітряного середовища в ОЗ приміщень. Мінімальна кількість повітря, що подається припливними установками в холодний період року повинна визначатись по розрахунковим умовам перехідного періоду.

Коефіцієнт повітрообміну зв'язаний з параметрами повітря в приміщенні наступним чином:

$$k_t = \Delta t_{\text{yx}} / \Delta t_{\text{п}}, \quad (3.3.18)$$

$$k_z = \Delta z_{\text{yx}} / \Delta z_{\text{п}}, \quad (3.3.19)$$

$$k_d = \Delta d_{\text{yx}} / \Delta d_{\text{п}}, \quad (3.3.20)$$

де

$\Delta t_{\text{yx}} = |t_{\text{yx}} - t_{\text{п}}|$ - надлишкова температура повітря, що покидає приміщення, °С;

$\Delta t_{\text{п}} = |t_{\text{п}} - t_{0,3}|$ - надлишкова температура припливного повітря, °С;

$\Delta z_{yx} = z_{yx} - z_{\Pi}$ - надлишкова концентрація шкідливих речовин в повітрі, що покидає приміщення, мг/м³;

$\Delta z_{\Pi} = z_{o.3} - z_{\Pi}$ - надлишкова концентрація шкідливих речовин в повітрі ОЗ, мг/м³;

$d_{yx} = |d_{yx} - d_{\Pi}|$ - надлишковий вологовміст повітря, що покидає приміщення г/кг;

$\Delta d_{\Pi} = |d_{o.3} - d_{\Pi}|$ - надлишковий вологовміст повітря ОЗ, г/кг.

Коефіцієнти повітрообміну k_t , k_d повинні прийматися за нормативними документами, експериментальними даними або знаходитись розрахунковим шляхом. Значення коефіцієнту повітрообміну k_t та k_d для приміщень громадських будівель (зали зібрань, кінотеатрів і т.д), в яких циркуляція повітря обумовлена припливними струменями, тобто при малогабаритних, рівномірно розподілених по площі теплових джерел, може бути приведено в табл. 3.3.1

Таблиця 3.3.1 Значення коефіцієнтів повітрообміну k_t , k_d

Спосіб подачі повітря	$q_{o.3}$	Місце видалення повітря загальнообмінної вентиляції	k_t	k_d
Безпосередньо в ОЗ	1	З верхньої зони	1	1,1
	0,7		1,4	1,5
	0,5		2	1,8
Похилими струменями в направлені ОЗ з висоти до 4 м від підлоги	1	Так само	1	1
	0,7		1,2	1,1
	0,5		1,3	0,95
Те саме з висоти більше 4 м	1	Так само	1	0,9
	0,7		1	0,95
	0,5		1,2	1
Вище ОЗ	1	Поза зоною безпосередньої дії струменя	1,1	1,2
	0,7		1,15	1,1
	0,5		1,2	1,0
Вище ОЗ насталяючими струменями	-	При $h_e / \sqrt{F_{стр}} =$	10	0,8
			20	0,9
			30	0,95
Вище ОЗ ненастляючими струменями	1	З верхньої зони	0,85	0,8
	0,7		0,95	0,95
	0,5		1	0,85

В таблиці 3.3.1 h_e відстань між припливними і витяжними отворами по довжині струменя, в м (при декількох витяжних отворах приймається середня відстань); $F_{стр}$ - умовна площа струменя, м².

Значення k_z визначається в залежності від типу шкідливих виділень та їх властивостей.

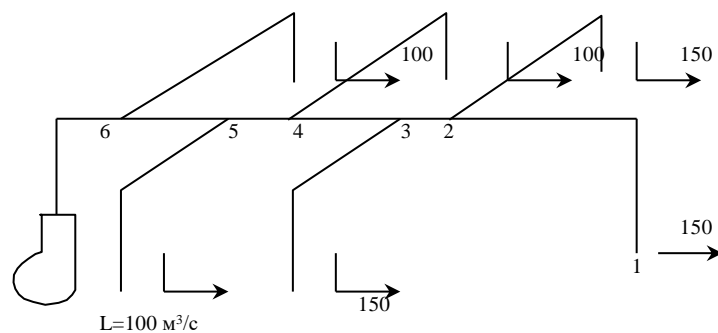
Лекція. Аеродинамічний розрахунок систем промислової вентиляції повітря

Розрахунок повітропроводу складається з двох етапів:

- 1) розрахунок ділянок основного (магістрального) напрямку вентиляційної системи, який характеризується найбільшою довжиною та навантаженістю;
- 2) ув'язка відгалужень.

Перший етап проводиться у такій послідовності:

- 1) розбивають систему на окремі ділянки і визначають витрату повітря по кожній ділянці. Значення витрат повітря та довжини кожної ділянки наносять на аксонометричну схему



- 2) визначають площу поперечного перерізу ділянок повітропроводу:

$$F_p = L_p / V, \text{ м}^2; \quad (4.1.1)$$

L_p - розрахункова витрата повітря на ділянці, $\text{м}^3/\text{с}$;

V - рекомендована швидкість руху повітря на ділянках, $\text{м}/\text{с}$:

жалюзі повітрязабору :	
для громадських будівель	2 – 4
для промислових будівель	6 – 8
горизонтальний повітропровід:	
для громадських будівель	5 – 8
для промислових будівель	8 – 12
вертикальний повітропровід:	
для громадських будівель	2 – 5
для промислових будівель	6 – 10
витяжні та припливні шахти:	
для громадських будівель	2 – 6
для промислових будівель	6 – 8

За отриманими значеннями F_p підбирають стандартні розміри повітропроводів (табл.)

3) визначають фактичну швидкість руху повітря на ділянках

$$V_i = \frac{L_p^i}{F_i}; \quad (4.1.2)$$

4) визначають втрати тиску на тертя на ділянках:

$$P_{TP} = \lambda_{TP} \frac{1}{d} \rho \frac{V^2}{2}; \quad (4.1.3)$$

λ_{TP} - коефіцієнт опору тертя

$$\lambda_{TP} = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{k}{d} \right)^{0,25} \quad (4.1.4)$$

$$Re = V d / \nu \quad (4.1.5)$$

d - діаметр повітропроводу;

k - абсолютна шорсткість повітропроводів:

для сталевих $k = 1 \cdot 10^{-4}$ м,

для азбоцементних $k = 1,1 \cdot 10^{-4}$ м,

для шлакоалебастрових $k = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м,

для цегляних $k = 5 \cdot 10^{-3}$ м;

ν - коефіцієнт кінетичної в'язкості повітря, який дорівнює $1,5 \cdot 10^{-5}$ м²/с.

5) визначають втрати тиску на місцевих опорах:

$$P_{стис} = \sum_{i=1}^n P_i + \sum_{j=1}^m P_{об}^j; \quad (4.1.16)$$

$\Sigma \xi$ - сума коефіцієнтів місцевих опорів (табл. 4.49 - 4.55[1]);

P_d - динамічний тиск.

6) визначають загальні втрати тиску на ділянках та у вентиляційній системі:

P_i - втрати тиску на ділянках:

$$P_i = P_{три} + P_{омі}; \quad (4.1.17)$$

n - кількість ділянок;

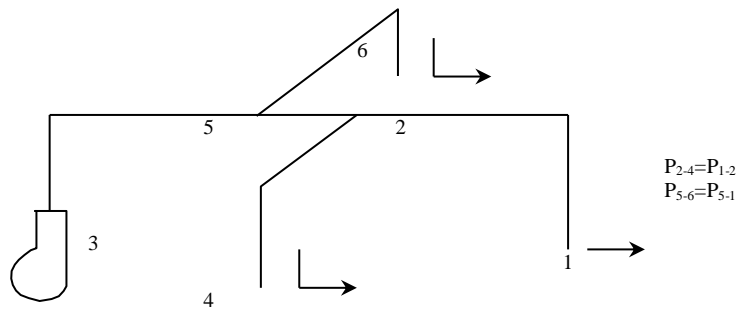
$P_{об}$ - втрати тиску на обладнанні (фільтр, калорифер, клапан та ін.);

m - кількість обладнання.

7) за значеннями тиску та продуктивності підбирають вентилятор і двигун по [3].

Другий етап:

втрати тиску від точки розгалуження до кінця розгалуження повинні дорівнювати втратам тиску від цієї ж точки до кінця магістрального напрямку.



Підбирають площу поперечного перерізу повітропроводу відгалуження, а при необхідності встановлюють діафрагму ($\Sigma \xi$ діафрагми приймаються по табл.4.56[1]).

Нев'язка не повинна перевищувати 15%.

Результати аеродинамічного розрахунку заносять в зведену таблицю.

Зведена таблиця для аеродинамічного розрахунку

№ ділянки	Витрата повітря $L, \text{ м}^3/\text{год}$	Довжина ділянки $l, \text{ м}$	Розміри повітропроводів		Швидкість повітря $V, \text{ м/с}$	Втрати на 1 м довжини ділянки $R, \text{ Па/м}^2$
			$d_{\text{екв}}, \text{ мм}$	$F, \text{ м}^2$		
1	2	3	4	5	6	7

Продовження зведеної таблиці

Втрати на тертя $R \beta_{\text{ш}} l, \text{ Па}$	Сума коефіцієнтів в місцевих опорах $\Sigma \xi$	Динамічний тиск $P_d, \text{ Па}$	Втрати на місцевих опорах $z, \text{ Па}$	Втрати тиску на ділянках $R \beta_{\text{ш}} l + z, \text{ Па}$	Сума втрат тиску $\Sigma(R \beta_{\text{ш}} l + z)$
8	9	10	11	12	13

Підбір та розрахунок очисних пристроїв

В системах повітряного опалення, вентиляції та кондиціонування повітря для очищення повітря від пилу застосовують пристрої, що називаються пиловловлювачами.

Розрізняють пиловловлювачі для очистки атмосферного та рециркуляційного повітря - так звані повітряні фільтри та пиловловлювачі для очистки запиленого повітряних викидів - власне пиловловлювачі.

В залежності від сили, яка діє на частинку пилу при відділенні її від повітряного потоку, пиловловлювачі можна класифікувати на наступні типи:

- гравітаційні - як правило, сухі, ефективно вловлюють великий пил розміром більше 20 мкм. Найбільш розповсюджені серед цього типу пиловловлювачів одержали пилоосаджувальні камери;
- інерційні: сухі та мокрі. До сухих інерційних пиловловлювачів відносять циклони в одиночному та груповому виконанні (ЦН-11; ЦН-15; ЦН-24). Високоєфективні одиночні циклони (ЦВП, ПСВ-ВТИ) батарейні циклони, жалюзійні та інерційні апарати.

Мокрі інерційні пиловловлювачі діляться на мокроплівкові циклони (ЦВП, ПСВ-ВТИ), циклони-промивачі (СИОТ), струминні мокрі апарати типу ПВМ, пустотілі та насадочні газопромивачі, крапельні апарати типу Вентурі (КМП).

- тканинні та волокнисті: сухі та змочені, до яких відносяться сотові (ФяР, ФяВ, ФяУ, ФяЛ, ЛАИК); самоочищувальні (Кд, КдМ, Кт); рулонні (ФРУ, ФРП); рукавні (ФВК, СМЦ-101, ГТ-БФМ) та сітчасті фільтри;
- електричні: сухі та мокрі.

Повітряні фільтри бувають тканинного, волокнистого та електричного типу. Роботу пиловловлювача характеризують наступні показники:

- коефіцієнт очищення η ;
- продуктивність пиловиділення по газу (повітря) L , м³/год чи м³/с;
- гідравлічний опір пиловловлювача ΔP , Па, який визначається різницею тисків на вході в апарат і на виході із нього;
- швидкість фільтрації чи навантаження по газу V_{ϕ} , м³/м²хв чи м³/м²год, тобто відношення об'ємної витрати газу (повітря), що проходить через фільтр до площі фільтрувальної поверхні. Пилоємність фільтру - кількість пилу, г чи кг, який фільтр накопичує між двома черговими регенераціями фільтруючого матеріалу, які проводяться при збільшенні опору фільтра в 2 - 3 рази;
- вартість очистки повітря віднесена до 1000 м³/год, включає в себе як капітальні витрати на установку пиловидділювачів, так і вартість його експлуатації.

Коефіцієнт очищення η , тобто відношення кількості вловленого пилу ΔM до кількості пилу, що поступає в пиловидділювач M_1 :

$$\eta = \Delta M / M_1 = (M_1 - M_2) / M_1 = 1 - M_2 / M_1 = \Delta M / (M_2 + \Delta M) \quad (4.2.1)$$

M_2 - маса пилу, що виходить з пиловидділювача.

Якщо кількості повітря, що входять в пиловидділювач L_1 і виходять з нього L_2 рівні, то коефіцієнт очищення можна виразити через концентрацію пилу на вході в апарат C_1 г/м³ і на виході з нього C_2 г/м³:

$$\eta = (L_1 C_1 - L_2 C_2) / L_1 C_1 = (C_1 - C_2) / C_1 = 1 - C_2 / C_1 \quad (4.2.2)$$

Замість коефіцієнта очищення можна користуватись коефіцієнтом проскоку $K_{пр}$, рівним:

$$K_{пр} = 1 - \eta = M_2 / M_1 \quad (4.2.3)$$

Промисловий пил характеризується великою дисперсністю. Ефективність очистки для частинок пилу різних розмірів не однакова, тому вводять поняття фракційного коефіцієнту очищення. Під фракційним коефіцієнтом очищення η_f розуміють масову долю даної фракції пилу, що осідає в пиловідділювачі. Якщо відомо фракційний склад пилу $\Phi_1, \Phi_2 \dots \Phi_n$ і фракційні коефіцієнти очищення $\eta_1, \eta_2 \dots \eta_n$ пиловловлюючого апарату, то загальний коефіцієнт очищення визначається із виразу:

$$\eta = \eta_1 \Phi_1 / 100 + \eta_2 \Phi_2 / 100 + \dots + \eta_n \Phi_n / 100; \quad (4.2.4)$$

Складаючи послідовно декілька пиловловлювачів, наприклад три, їх коефіцієнт проскоку можливо визначити з формули:

$$M_2 / M_1 = 1 - \eta_1; M_3 / M_2 = 1 - \eta_2; M_4 / M_3 = 1 - \eta_3; \quad (4.2.4)$$

Можна визначити загальний коефіцієнт очищення трьох послідовно з'єднаних апаратів:

$$\eta = 1 - (1 - \eta_1)(1 - \eta_2)(1 - \eta_3); \quad (4.2.5)$$

Концентрацію пилу після очисного апарату можна одержати, якщо відомі коефіцієнт проскоку, початкова запиленість та витрати повітря:

$$C_2 = K_{пр} C_1 (L_1 / L_2); \quad (4.2.6)$$

Для розрахунку пиловловлювача необхідно мати наступні дані:

- фізико-хімічні властивості пилу (хімічний склад, густину, змочуваність, біологічну активність, вибухонебезпечність, електропровідність, дисперсність та фракційний склад пилу);

- витрати повітря, що очищується;
- концентрацію пилу в очищеному повітрі;
- мінімальну ступінь очищення;
- мінімально-наявний тиск перед пиловловлювачем.

Проектування пиловловлювачів складається головним чином з розрахунку загального коефіцієнту очищення і гідравлічного опору, вибору вентиляційного обладнання, компоновання всієї системи в цілому, визначення вартості очищення.

Повітряні фільтри в системах вентиляції повітряного опалення і кондиціонування повітря забезпечують:

- 1) зменшення концентрації пилу в приміщенні, якщо склад пилу в зовнішньому повітрі перевищує граничнодопустимі значення;
- 2) захист вентиляційного обладнання (калориферів, поверхневих повітроохолоджувачів і т.д.) від забруднення через яке знижуються його теплотехнічні та аеродинамічні показники;
- 3) підтримку у виробничих приміщеннях заданої чистоти повітря - технологічне кондиціонування повітря.

Повітряні фільтри прийнято класифікувати по їх ефективності (табл.4.1)

Класифікація повітряних фільтрів

Клас фільтрів	Пилкові частинки, що ефективно вловлюються	Нижні границі ефективності
1	частинки всіх розмірів	99
2	частинки розміром більше 1 мкм	85
3	частинки розміром 10-15 мкм	60

Підбір повітряного фільтру ведеться в наступному порядку:

- виходячи із поставлених задач вибирають клас фільтра, враховуючи конструктивні особливості припливної вентиляційної установки, вибирають тип фільтру, приймають повітряне навантаження і визначають типорозмір фільтру чи площу фільтруючої поверхні і його початковий гідравлічний опір;
- по початковому пиловмісту і ефективності фільтру обчислюють кількість вловленого пилу;
- визначають період роботи фільтру між зміною фільтруючого матеріалу, його регенерацію чи зміну масла в самоочисних фільтрах;
- розраховують вартість очистки.

Час роботи фільтру без регенерації та його опір визначається за мал.4.3 та мал.4.4[5].

Підбір вентиляційних пристроїв та вентилятора.

Вибір вентиляторів виконують по їх характеристиках, наведених в довідниках [2.2]. Продуктивність вентилятора м³/год (відкладена по осі абсцис) приймають по розрахунковій витраті повітря для системи:

$$L_{\text{вент}} = k_{\text{підс}} z_{\text{сист}}; \quad (4.3.1)$$

$k_{\text{підс}}$ - коефіцієнт, який враховує підсос та витікання повітря із системи:

для металевих, пластмасових і азбоцементних повітропроводів

при $l_{\text{маг}} \leq 50$ м, $k_{\text{підс}} = 1.1$; при $l_{\text{маг}} = 50$ м, $k_{\text{підс}} = 1.15$;

для повітропроводів із інших матеріалів при $l_{\text{маг}} = 50$ м, $k_{\text{підс}} = 1.15$.

Довжину повітропроводу визначають по довжині магістральних ділянок, прокладених в приміщеннях, які не обслуговуються.

Тиск, який утворює вентилятор дорівнює:

$$P_{\text{вент}} = 1.1 \Delta P_{\text{п}}; \quad (4.3.2)$$

1.1 - коефіцієнт, що враховує 10% запас тиску на невраховані втрати,

$\Delta P_{\text{п}}$ - загальні втрати тиску (повного) в системі (втрати в мережі і вентиляційному обладнанні).

Робочий режим вентиляторів рекомендують вибирати так, щоб коефіцієнт корисної дії відрізнявся не більш ніж на 10% від максимального.

Потужність, що споживається на валу електродвигуна, визначається за формулою:

$$N_{\text{э}} = L_{\text{вент}} P_{\text{вент.ф.}} / 3600 \eta_{\text{в}} \eta_{\text{п}}; \quad (4.3.3)$$

$P_{\text{вент.ф.}}$ - фактичний тиск, розвинутий вентилятором (по характеристиці вибраного вентилятора);

η_v і η_n - ККД відповідно вентилятора і передачі. ККД передачі дорівнює 1 - при безпосередньому приєднанні колеса вентилятора до осі електродвигуна і 0.95 - при клинопасовій передачі.

Установочна потужність електродвигуна з врахуванням необхідного запасу приймається за формулою:

$$N_{\text{уст}} = k N_3; \quad (4.3.4)$$

k - коефіцієнт запасу, що приймається по довіднику [6].

Результати підбору вентиляційного обладнання заносять в зведену таблицю основного вентиляційного обладнання будівлі.

Зведена таблиця основного вентиляційного обладнання будівлі

№ та індекс вентиляційних приладів	Вентилятори							Електродвигуни	
	тип та виконання	серія	номер	діаметр шківів, мм	продуктивність, м ³ /с	розвинутий тиск, Па	число обертів, об/хв	тип та виконання, кВт	потужність,
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Продовження зведеної таблиці

Електро-двигуни		Калорифер				Фільтри			Примітка
діаметр шківів, мм	число обертів	тип та виконання	число	спосіб приєднання по повітрю	спосіб приєднання по воді	тип чи конструкція	число	розрахунковий перепад тиску	
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20

11. Акустичний розрахунок систем вентиляції

Розрахуємо рівень шуму, що надходить до приміщення гальванічного відділення від вентилятора, який під'єднаний до системи бортових відсмоків. В наведенні характеристики допустимого шуму для систем вентиляції, для гальванічного відділення $A=80$ дБ. Для визначення загальних октавних рівнів звукової потужності вентилятора для сторони нагнітання розраховують

$$Lp_{обц} = \tilde{L} + 20 \lg H + 10 \lg Q + \delta \left[10^{-12} \text{ Вт} \right], \quad (11.1)$$

де \tilde{L} - критерій шумності, дБ;

H - повний тиск, що створює вентилятор, Па;

Q – об'ємна витрата вентилятора, м³/с;

δ - поправка на режим роботи вентилятора, дБ.

Октавний рівень звукової потужності шуму вентилятора, що випромінюється вихідним патрубком розраховується:

$$Lp_{окт} = Lp_{обц} - \Delta L_1 + \Delta L_2 \left[\text{дБ} \right], \quad (11.2)$$

де ΔL_1 - поправка що враховує розподілення звукової потужності вентилятора по октавним полосам, дБ і приймається в залежності від типа вентилятора і частоти обертання;

ΔL_2 - поправка, що враховує акустичний вплив приєднання повітровода до вентилятора, дБ.

Октавні рівні звукового тиску, що створюються в розрахунковій точці визначається:

$$L = Lp_{окт} + 10 \lg \left(\Phi / 4\pi r^2 + 4 / B_{ш} \right) \left[\text{дБ} \right], \quad (11.3)$$

де Φ – фактор направленості випромінення джерела шуму;

r – відстань від геометричного центра шуму до робочої зони, м.

$B_{ш}$ – постійна приміщення,

$$B_{ш} = S \cdot \tilde{\alpha} / (1 - \tilde{\alpha}).$$

де S – загальна площа стелі, пола, стін, м²;

$\tilde{\alpha}$ - середній коефіцієнт звукопоглинання всіх поверхонь.

Приклад виконання

Розрахуємо рівень шуму, що надходить до приміщення гальванічного відділення від вентилятора:

$$Lp_{\text{обц}} = 38 + 20 \lg 333 + 10 \lg(4885) + 2 = 127 \text{ (10}^{-12} \text{ Вт)},$$

Октавний рівень звукової потужності шуму вентилятора, що випромінюється вихідним патрубком:

$$Lp_{\text{окт}} = 127 - 9 + 0 = 116 \text{ (дБ)}.$$

Постійна приміщення:

$$B_{\text{ш}} = S \cdot \tilde{a} / (1 - \tilde{a}) = 216 \cdot 0,1 / (1 - 0,1) = 24,$$

Октавні рівні звукового тиску, що створюються в розрахунковій точці:

$$L = 116 + 10 \lg(20 / 4\pi 2,9^2 + 4 / 24) = 112 \text{ (дБ)}.$$

Даний рівень шуму перевищує нормативний тому необхідно прийняти заходи для пониження рівня шуму, що надходить від вентилятора.

Варіанти завдань

Варіант	H, Па	Q, м ³ /год	Варіант	H, Па	Q, м ³ /год
1	500	2000	11	1500	7000
2	600	2500	12	550	7500
3	700	3000	13	650	8000
4	800	3500	14	750	8500
5	900	4000	15	850	9000
6	1000	4500	16	950	9500
7	1100	5000	17	1050	10000
8	1200	5500	18	1150	10500
9	1300	6000	19	1250	11000
10	1400	6500	20	1350	11500

Контрольні питання

1. Яка мета акустичного розрахунку системи вентиляції?
2. Як визначають Октавний рівень звукової потужності шуму вентилятора?
3. Послідовність розрахунку.

Аерація приміщень промислової будівлі

Аерація під дією теплових надлишків

План

Області застосування аерації.

Поняття про внутрішній надлишковий тиск.

Аерація за рахунок теплового тиску.

Області застосування аерації

Аерацією називається організований природний повітрообмін, що виникає за рахунок гравітаційних сил або вітру або того й іншого разом. Аерація може забезпечити дуже інтенсивне провітрювання приміщень.

Різниця між механічною вентиляцією і аерацією полягає в наступному. При механічній вентиляції видаляються порівняно малі обсяги повітря безпосередньо від місця його забруднення та подається повітря у задані місця при досить значних тисках вентилятора близько 40-80 кг/м².

Аерацію застосовують у цехах із значними тепловиділеннями, якщо концентрація пилу та шкідливих газів у припливному повітрі не перевищує 30% гранично допустимої у робочій зоні. Аерацію не застосовують, коли за умовами технології виробництва потрібна попередня обробка повітря припливу або приплив зовнішнього повітря викликає утворення туману або конденсату.

У промислових цехах одночасно з аерацією може застосовуватись і механічна вентиляція. Не можна застосовувати аерацію в цехах, в яких є джерела виділення газів та пари шкідливих речовин або пилу через небезпеку отруєння навколишнього середовища. Крім того, природний приплив у цих цехах сприяє поширенню шкідливих виділень за обсягом приміщення. Не застосовується аерація і в приміщеннях, що кондиціонуються.

Переваги аерації:

- 1) організація повітрообміну без витрати механічної енергії, велика економічна вигода;
- 2) можливість широкого застосування.

Недоліки аерації:

- 1) неможливість обробки повітря, що подається;
- 2) мінливість витрати повітря у часі;
- 3) при організації аерації можливе виникнення циркуляції повітря у приміщенні.

Для припливу зовнішнього повітря в теплий період року влаштовують прорізи у зовнішніх стінах, маючи низ прорізів на висоті 0,3-1,8 м від підлоги; припливні отвори можна розміщувати в два яруси і більше в поздовжніх стінах будівлі, які мають бути вільними від прибудов.

Отвори для припливу зовнішнього повітря в перехідний і холодний періоди року влаштовують у зовнішніх стінах, розташовуючи низ отворів у цехах заввишки менше 6м на висоті не 3 м від підлоги (при цьому отвори обладнуються козирками або іншими конструктивними елементами, що відхиляють припливне повітря під кутом) , а цехах висотою понад 6 м на висоті щонайменше 4 м від підлоги.

Для припливу зовнішнього повітря в багатопрогонових цехах можуть влаштовуватися отвори в зовнішніх стінах і ліхтарі в "холодних" прольотах, які повинні чергуватись з "гарячими", причому "холодні" прольоти відокремлюють від "гарячих" спущеними зверху перегородками, що не доходять до підлоги на 2- 4м.

При розрахунку аерації слід розглядати всі три завдання повітряного режиму будівлі:

зовнішня - визначення наявних тисків, що забезпечують природний повітрообмін; при цьому вирішуються питання розташування будівлі на промисловому майданчику, аеродинаміки будівлі і розсіювання шкідливих речовин, що видаляються в навколишньому середовищі;

крайова - визначення характеристик опору повітропроникненню, складання рівняння балансу повітря в приміщенні та обчислення площ аераційних отворів;

внутрішня - визначення напрямку повітряних потоків у приміщенні, а також розподіл швидкостей та температур у приміщенні при відомому розташуванні джерел тепла, припливних та витяжних отворів.

Враховуючи складність процесу аерації, практичні розрахунки її проводять за певних припущень. Основні з цих припущень такі:

1) тепловий та повітряний режими приміщення вважають встановленими в часі;

2) під температурою робочої зони розуміють середню за обсягом зони температуру повітря;

3) зміну температури по вертикалі приймають за лінійним або лінійно-ступінчастим законом;

4) стиснення конвективних струменів над нагрітим обладнанням не враховують;

5) енергію припливних струменів не враховують, вважаючи, що вона повністю розсіюється обсягом робочої зони;

6) щодо витрат через отвори не враховують їх висоту, нехтуючи зміною різниці тисків по вертикалі;

7) при складанні балансу повітря у приміщенні не враховують неорганізований природний повітрообмін.

Поняття про внутрішній надлишковий тиск

Внутрішнім надлишковим тиском називається різниця тисків усередині та зовні будівлі на тому самому рівні.

$$P_{\text{надл}} = P_{\text{в}} - P_{\text{з}}. \quad (6.1)$$

Величина надлишкового тиску може бути як позитивною величиною, так і негативною. Розглянемо як змінюється тиск по висоті будівлі (рис. 1)

Для площини 1-1 надлишковий тиск дорівнює

$$P_{1\text{надл}} = P_{\text{в}} - P_{\text{з}}. \quad (6.2)$$

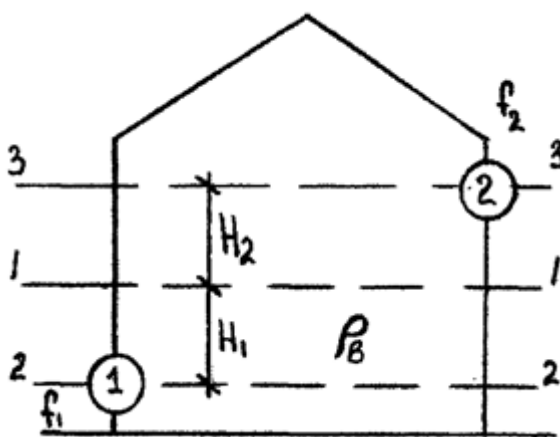


Рисунок 1 Зміна внутрішнього надлишкового тиску всередині цеху

Для площини 2-2 внутрішній тиск буде

$$P_{\text{вн}} + g \cdot H_1 \cdot \rho_{\text{сп}}, \quad (6.3)$$

де g - щільність повітря при середній температурі повітря в приміщенні, кг/м³.

Середня температура повітря у приміщенні

$$t_{cp} = \frac{t_{pz} + t_{yx}}{2}. \quad (6.4)$$

Зовнішній тиск в площині 2-2

$$P_n + g \cdot H_1 \cdot \rho_n \quad (6.5)$$

Від величини тиску всередині цеху в площині 2-2 віднімемо величину тиску зовні цеху в тій же площині; тоді отримаємо величину надлишкового тиску в площині 2-2.

$$P_{2надл} = P_v + g \cdot H_1 \cdot \rho_{cp} - P_n - g \cdot H_1 \cdot \rho_n = P_v - P_n - g \cdot H_1 \cdot (\rho_n - \rho_{cp})$$

або $P_{2надл} = P_{1надл} - gH_1(\rho_n - \rho_v) = P_{1надл} - gH_1\Delta\rho \quad (6.6)$

Таким чином, якщо під впливом теплових надлишків у якій-небудь площині всередині цеху є надлишковий тиск $P_{надл}$, то у будь-якій площині, що лежить на H_1 м нижче, надлишковий тиск зменшується на величину $g \cdot H_1 \cdot \Delta\rho$.

Визначимо надлишковий тиск у площині 3-3.

Зовнішні тиски в площині 3-3

$$P_n - g \cdot H_2 \cdot \rho_n \quad (6.7)$$

Тиск повітря всередині будівлі

$$P_v - g \cdot H_2 \cdot \rho_{cp} \quad (6.8)$$

Надлишковий тиск усередині цеху в площині 3-3

$$P_{3надл} = P_v - g \cdot H_2 \cdot \rho_{cp} - P_n + g \cdot H_2 \cdot \rho_n = P_v - P_n + g \cdot H_2 \cdot (\rho_n - \rho_{cp}) = P_{1надл} + g \cdot H_2 \cdot \Delta\rho \quad (6.9)$$

тобто, у всякій вище лежачій площині надлишковий тиск збільшується на величину .

Для розрахунку природного повітрообміну в цеху під дією гравітаційних сил слід користуватися таким правилом: внутрішній надлишковий тиск у напрямку вгору від будь-якої горизонтальної площини збільшується, а в напрямку вниз - зменшується на величину $H \cdot g \cdot \Delta\rho$.

Якщо надлишковий тиск у якійсь площині більший за нуль, то через отвір повітря виходитиме назовні. Якщо надлишковий тиск менший за нуль, то навпаки, повітря надходитиме в приміщення, а якщо він дорівнює нулю, то рух повітря через отвір припиниться. Площина, в якій внутрішній надлишковий тиск дорівнює нулю, зветься нейтральної зони (площини).

Аерація за рахунок теплового тиску

Розглянемо стіну будівлі з двома отворами 1 та 2 (рис.2.). Нехай температура повітря всередині приміщення більше ніж зовні $t_B > t_H$, тоді.

Внаслідок нерівності щільностей виникає гравітаційний натиск, під дією якого через нижній отвір зовнішнє повітря надходить в приміщення, а через верхній отвір внутрішнє повітря виходить назовні.

Визначимо положення нейтральної площини. Припустимо, що на H_1 м від центру першого отвору внутрішній надлишковий тиск дорівнює нулю: тоді в площині центру цього отвору внутрішній надлишковий тиск дорівнює:

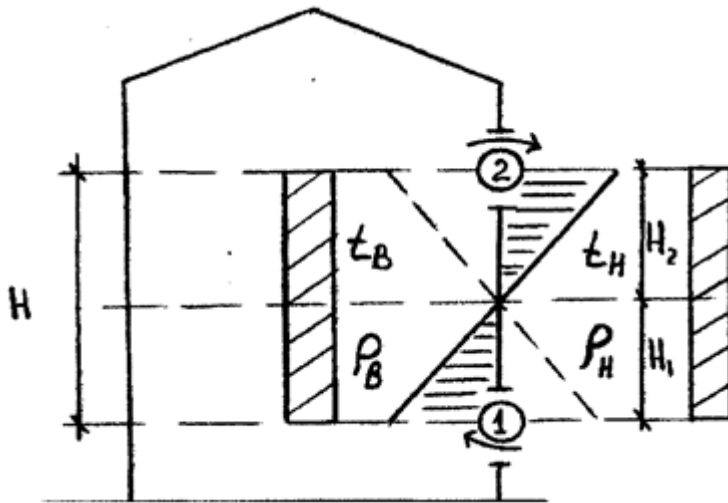


Рисунок 2 Природний повітрообмін у приміщенні

$$P_{1\text{надл}} = 0 - H_1 \cdot \Delta\rho \cdot g. \quad (6.10)$$

Отже, у площині першого отвору тиск зовні буде більше тисків усередині приміщення на величину $g \cdot H_1 \cdot \Delta\rho$ і дорівнює динамічному тиску повітря в першому отворі.

$$g \cdot H_1 \cdot \Delta\rho = \frac{1}{\mu_1^2} \cdot \frac{\rho_H \cdot g^2}{2}, \quad (6.11)$$

де μ - коефіцієнт витрати.

У площині центру другого отвору внутрішній надлишковий тиск дорівнює:

$$P_{2\text{надл}} = 0 + g \cdot H_2 \cdot \Delta\rho \quad (6.12)$$

відповідно

$$g \cdot H_2 \cdot \Delta\rho = \frac{1}{\mu_2^2} \cdot \frac{\rho_{yx} \cdot g^2}{2}. \quad (6.13)$$

Розділивши почленно рівняння (6.11) на (6.13), отримаємо:

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{\frac{1}{\mu_1^2} \cdot \frac{\mathcal{G}_1^2 \cdot \rho_n}{2}}{\frac{1}{\mu_2^2} \cdot \frac{\mathcal{G}_2^2 \cdot \rho_{yx}}{2}} = \left(\frac{\mu_2}{\mu_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{\mathcal{G}_1}{\mathcal{G}_2}\right) \cdot \frac{\rho_n}{\rho_{yx}}, \quad (6.14)$$

але $\mathcal{G}_1 = \frac{G}{f_1 \cdot \rho_n}$ и $\mathcal{G}_2 = \frac{G}{f_2 \cdot \rho_{yx}}$ так як $G_1 = G_2 = G = const.$

Підставляючи значення швидкостей та у формулу (6.14) отримаємо

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{\mu_2 \cdot f_2}{\mu_1 \cdot f_1}\right)^2 \cdot \frac{\rho_{yx}}{\rho_n}. \quad (6.15)$$

Якщо прийняти рівним $\rho_{yx} = \rho_n$ і $\mu_1 = \mu_2$, можна зробити висновок, що нейтральна площина знаходиться на відстані від отворів назад пропорційно квадратам їх площ.

Якщо $f_1 = f_2$ то $H_1 = H_2$; у цьому випадку нульовий надлишковий тиск знаходиться посередині висоти між отворами.

Оскільки $H = H_1 + H_2$, то з рівняння (6.15) можна одержати

$$\frac{H - H_2}{H_2} = \left(\frac{\mu_2 \cdot f_2}{\mu_1 \cdot f_1}\right)^2 \cdot \frac{\rho_{yx}}{\rho_n}, \text{ звідси } \frac{H}{H_2} = \left(\frac{\mu_2 \cdot f_2}{\mu_1 \cdot f_1}\right)^2 \cdot \frac{\rho_{yx}}{\rho_n} + 1$$

І тоді відстань від центру верхніх отворів до нейтральної зони, тобто. до площини нульового надлишкового тиску:

$$H_2 = \frac{H}{\left(\frac{\mu_2 \cdot f_2}{\mu_1 \cdot f_1}\right)^2 \cdot \frac{\rho_{yx}}{\rho_n} + 1} \quad (6.16)$$

Аерація приміщень промислової будівлі

Лекція. Аерація під дією вітру

План

Обтікання будівель вітром.

Концепція фіктивного тиску.

Способи розрахунку аерації.

Обтікання будівель вітром

При обтіканні одиночної будівлі, внаслідок гальмування вітрового потоку, він починає відхилятися на відстані 5-7 $H_{\text{буд}}$. Потік спрямовується за будівлею на відстані 10-12 $H_{\text{буд}}$.

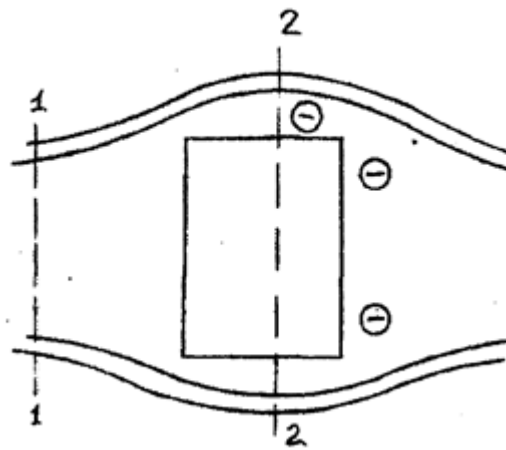


Рисунок 1 Обтікання вітром одиночної будівлі

Розглянемо 2 перерізи (рис. 1). У першому перерізі площа живого перерізу (s_1) більша ніж у другому перерізі (s_2). Витрата повітря в перерізах однаковий. Отже, у першому перерізі швидкість менша ніж у другому. Повна енергія потоку визначається

$$E_{\text{пов}} = E_{\text{пот}} + E_{\text{кін}} = \text{const}$$

Т.к. у першому перерізі швидкість менша, те й кінетична енергія буде теж меншою ніж у другому перерізі. У другому перерізі потенційна енергія потоку менше ніж у першому, отже у місцях відриву потоку від будівлі створюються зони розрядження. На вітряному боці будівлі виникають надлишкові тиски.

Якби повітряний потік повністю загальмувався, то величина надлишкового тиску на вітряному боці, дорівнювала б швидкісному натиску

$$P_{\text{надл}} = P_{\text{д}} = \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

Т.к. гальмування не повне, то

$$P_{надл} = K \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

де K - аеродинамічний коефіцієнт, що враховує якась частина вітрового напору передається будівлі.

Аеродинамічний коефіцієнт показує відношення надлишкового тиску або розрядження, створюваного вітром на елементарному майданчику, до динамічного тиску вітру. За абсолютною величиною.

Коефіцієнт K може > 0 і $K < 0$, тобто. позитивний та негативний. Для навітряної сторони $K > 0$, а зони розрядження $K < 0$.

Величина коефіцієнта K не залишається постійною, вона змінюється за висотою, довжиною будівлі і т.д., тому коефіцієнт визначається експериментальним шляхом на основі продування моделі в аеродинамічній трубі.

Розглянемо як відбуватиметься обтікання будівлі складнішої конфігурації (рис. 2).

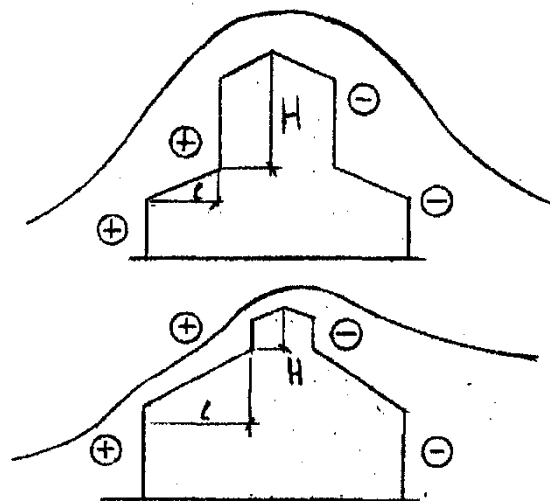


Рисунок 2 Обтікання вітром будівлі складної конфігурації

Потік повітря на деякій відстані від будівлі починає змінювати свій напрямок (обтікати). Залежно від відношення L/H обтікання може бути різним.

При $L/H < 5$ потік обтікає будинок аналогічно попередньому.

Якщо $L/H > 5$ можуть бути зони підпору. Такі аераційні ліхтарі називаються задуваними, т.к. через нього входить та виходить повітря.

Розглянемо аеродинамічний малюнок впливу вітру на групу послідовно розташованих будівель (рис.3).

Залежно від відстані між будинками повітряний потік або повністю відновлює свій початковий напрямок, якщо відстань між будинками $> 10-12H_{\text{буд}}$, або відхиляється наступним будинком, якщо відстань $< 10-12H_{\text{буд}}$.

Зона розрядження між будинками називається аеродинамічною тінню. У цьому випадку шкідливість першої будівлі може потрапляти в припливні отвори наступної будівлі.

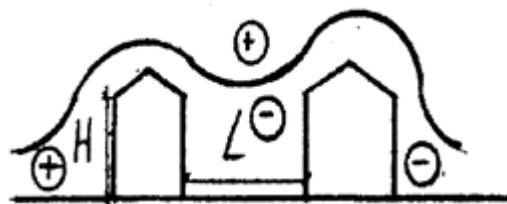


Рисунок 3 Обтікання вітром групи послідовних будівель

Якщо вітер дме під кутом, то за першим будинком утворюється аеродинамічна тінь. На вітряному боці будівлі частина отворів працюватиме на витяжку, а частина на приплив.

Поняття про фіктивний тиск

Нехай є будівля, яка знаходиться в потоці повітря (рис. 4). У будівлі немає джерел тепла, тобто. $t_{\text{в}} = t_{\text{н}}$ отже $\rho_{\text{в}} = \rho_{\text{н}}$

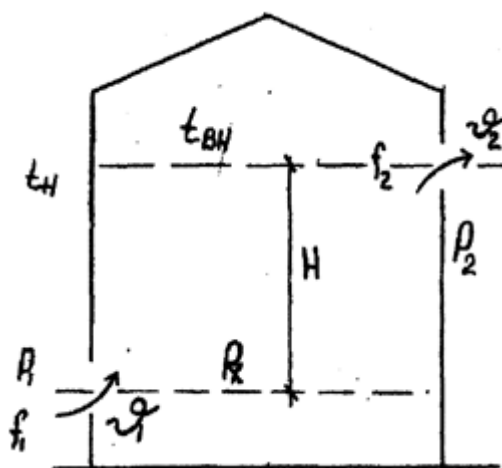


Рисунок 4 Визначення фіктивного тиску

Є 2 отвори площею f_1 і f_2 . Вітер створює тиск на вітряному боці

$$P_1 = K_1 \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (7.3)$$

і на підвітряній

$$P_2 = K_2 \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (7.4)$$

За початковий рівень відліку приймаємо площину через середину нижнього отвору. Прийmemo, що в цій площині атмосферний тиск = 0. У цій площині внутрішній тиск відрізнятиметься від P_1 та P_2 , позначимо його P_x .

Якщо $P_1 - P_x > 0$, то наявний напір дорівнюватиме

$$P_1 - P_2 = \Delta P_1 \quad (7.5)$$

Для другого отвору:

- внутрішній тиск дорівнює $P_x - g \cdot H \cdot \rho$

- тиск зовні $P_2 - g \cdot H \cdot \rho$

- наявний натиск $\Delta P_2 = P_x - P_2$

Під дією ΔP_1 і ΔP_2 повітря надходитиме до приміщення. За законом нерозривності потоку

$$G_1 = G_2; G = \vartheta \cdot f \cdot \rho$$

ΔP_1 і ΔP_2 можна розглядати як швидкісний тиск

$$\vartheta = \sqrt{\frac{2 \cdot h_{\text{ск}}}{\rho}}; \quad (7.6)$$

$$f_1 \cdot \rho \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_1 - P_x)}{\rho}} = f_1 \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_1 - P_x)} = G_1; \quad (7.7)$$

$$G_2 = f_2 \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_x - P_2)}; \quad (7.8)$$

$$f_1 \cdot \sqrt{(P_1 - P_x)} = f_2 \cdot \sqrt{(P_x - P_2)}. \quad (7.9)$$

Вирішимо щодо P_x

$$P_x = \frac{P_1 \cdot f_1^2 + P_2 \cdot f_2^2}{f_1^2 + f_2^2} = \frac{P_1 \cdot \alpha^2 + P_2}{\alpha^2 + 1}, \text{ де } \frac{f_1}{f_2} = \alpha. \quad (7.10)$$

Тиск P_1 можна визначити, якщо відома швидкість вітру та конфігурація будівлі.

P_x залежить від зовнішнього тиску і співвідношення відкритих площ.

Якщо навітряну сторону прибрати, а з підвітряної сторони стіну зробити глухою, то $P_x = P_1$. Якщо навпаки, то $P_x = P_2$.

Якщо $f_1 = f_2$, то $P_x = \frac{P_1 + P_2}{2}$.

Треба поставитися співвідношенням площ $\alpha = 1,25$ тобто. припливні отвори трохи більше ніж витяжні, при однаковій кількості повітря, що

подається і видаляється. В цьому випадку у припливних отворах швидкості будуть невеликі.

У приміщенні є теплонадлишки $\rho_в \neq \rho_н$

Позначимо P_x внутрішній надлишковий тиск на рівні центру отворів припливу.

на рівні витяжних отворів

$$P_x + g \cdot H \cdot \Delta\rho; \Delta\rho = (\rho_н - \rho_в). \quad (7.11)$$

Перепад тисків для припливних та витяжних отворів

$$\Delta P_1 = P_1 - P_x; \Delta P_2 = P_x + g \cdot H \cdot \Delta\rho - P_2. \quad (7.12)$$

Уявимо фіктивну картину

$$\Delta P_2 = P_x - (P_2 - g \cdot H \cdot \Delta\rho). \quad (7.13)$$

Позначимо $-(P_2 - g \cdot H \cdot \Delta\rho) = P_{2\phi}$, тоді $\Delta P_2 = P_x - P_{2\phi}$.

Фіктивний вітровий тиск це такий вітровий тиск, який надає теж дію, що і вітровий і тепловий напір разом

$$P_x = \frac{P_1 \cdot f_1^2 + P_{2\phi} \cdot f_2^2}{f_1^2 + f_2^2}. \quad (7.14)$$

Способи розрахунку аерації

Залежно від питомої теплонапруженості приміщення, висоти приміщення, температури зовнішнього повітря та швидкості вітру застосовують один із трьох варіантів розрахунку. Основною умовою, що визначає варіант розрахунку, є співвідношення між значеннями вітрового та гравітаційного тисків.

Аерація під впливом лише гравітаційних сил. Дія вітру можна знехтувати, якщо $P_{\phi} \leq 0,5 \cdot H \cdot \Delta\rho \cdot g$, тобто. надлишковий вітровий тиск менший за половину максимального значення гравітаційного тиску. Тут P_{ϕ} - вітровий тиск на рівні нижнього ряду аераційних отворів; H — відстань по вертикалі між центрами припливних та витяжних аераційних отворів.

Для ізольованого приміщення, в якому аерація відбувається через відкриті отвори, розташовані на одному з фасадів, при будь-якій швидкості вітру матиме місце випадок, що розглядається.

Аерація під впливом тільки вітру при $P_{\phi} \geq 10 \cdot H \cdot \Delta\rho \cdot g$. Цей випадок спостерігається у приміщеннях без тепловиділень.

Аерація при спільній дії гравітаційних сил і вітру при
 $0,5 \cdot H \cdot \Delta\rho \cdot g < P_g < 10 \cdot H \cdot \Delta\rho \cdot g$.

Варіанти розрахунку аерації різняться переважно способом визначення розрахункових перепадів тисків.

При розрахунку аерації можливе пряме і зворотне завдання.

Пряма задача – визначення площі відкритих отворів. Це завдання доводиться вирішувати у разі, коли площа аераційних отворів свідомо менша за площу скління, визначену з умови освітлення приміщення. При цьому зазвичай задаються значенням P_o (тиском у приміщенні) і за заданими $G_{пр}$ і $G_{пит}$ визначають площі аераційних отворів.

Зворотня задача - розрахунок фактичного повітрообміну при заданих площах аераційних отворів.

У цехах, де площа світлових прорізів, що відкриваються, недостатньо для організації аерації, в зовнішніх огородженнях необхідно передбачати пристрій спеціальних аераційних отворів. Мета розрахунку - визначення мінімальної площі цих отворів. Завдання вирішують підбором: задаючись площами $F_{пр}$ і $F_{пит}$ визначають значення P_o , при якому здійснюється розрахунковий повітрообмін.

Для забезпечення стійкої аерації при вирішенні як прямої, так і зворотної задачі слід виконувати таку рекомендацію: еквівалентна площа припливних отворів $\sum F_{np} \cdot \mu_{np}$ повинна перевищувати еквівалентну площу витяжних отворів $\sum F_{y0} \cdot \mu_{y0}$

$$\sum F_{np} \cdot \mu_{np} \approx \alpha \sum F_{nut} \cdot \mu_{nut}, \quad (7.15)$$

де α - коефіцієнт, рівний 1,2-1,3.

Виконання цієї умови запобігає "перекиданню" потоку у витяжних отворах.

У більш загальному випадку, коли $G_{np} \neq G_{y0}$, ця умова зручно виразити через співвідношення часток тиску для припливних і витяжних отворів ΔP_n і ΔP_y

$$\Delta P_n = \frac{1}{\alpha^2} \cdot \Delta P_y \cdot \frac{\rho_y}{\rho_n}. \quad (7.16)$$

Лекція. Розрахунок аерації однопрольотних та багатопрольотних будівель

План

Розрахунок аерації однопрогонових цехів.

Розрахунок аерації багатопрогонових цехів.

Аерація багатоповерхових цехів.

Розрахунок аерації однопрольотних цехів

При розрахунку аерації можна поставити дві завдання: пряма і зворотна. Пряма задача - по заданому повітрообміну визначити площу припливних та витяжних отворів. Зворотня — за заданою площею отворів визначити повітрообмін. Поставлені завдання можна вирішити трьома методами: методом внутрішніх надлишкових тисків; методом вітрових тисків та методом фіктивних вітрових тисків.

Розрахунок методом внутрішніх надлишкових тисків. Пряма задача.

Для розрахунку аерації повинні бути задані: кількість шкідливих виділень у приміщенні, висота будівлі $H_{\text{буд}}$, позначки центрів припливних і витяжних отворів, коефіцієнти витрати μ , температури t_{p3} і t_v , кількість повітря $G_{\text{пр}}$ і $G_{\text{пит}}$.

Послідовність розрахунку.

1. Приймаємо $t_{\text{пр}} = t_3$.

2. Визначаємо t_{yx}

$$t_{yx} = t_{p3} + K \cdot (H - 2) = t_n + \frac{t_{p3} - t_n}{\mu}$$

3. Визначаємо середню температуру за обсягом будівлі

$$t_{cp} = \frac{t_{yx} + t_{p3}}{2}$$

4. Задаємося співвідношенням площ $\frac{f_{np}}{f_{y0}} = 1,25$.

5. Визначаємо відстань від центрів отворів до нейтральної площини H_1 та H_2 .

$$H = H_1 + H_2; H_2 = \frac{H}{\left(\frac{\mu_2 \cdot f_2}{\mu_1 \cdot f_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{\rho_{yx}}{\rho_n}\right) + 1}$$

6. Визначаємо перепади тисків у кожному з отворів

$$\Delta P_1 = g \cdot H_1 \cdot (\rho_n - \rho_{cp}), \Delta P_2 = g \cdot H_2 \cdot (\rho_n - \rho_{cp})$$

7. Визначаємо швидкості у припливних та витяжних отворах

$$g_1 = \frac{1}{\mu_1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot H_1 \cdot g \cdot (\rho_n - \rho_{cp})}{\rho_n}}; g_2 = \frac{1}{\mu_2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot H_2 \cdot g \cdot (\rho_n - \rho_{cp})}{\rho_{cp}}}$$

8. Визначаємо площі припливних та витяжних отворів

$$f_{np} = \frac{G_{np}}{3600 \cdot \mu_1 \cdot \sqrt{2 \cdot H_1 \cdot g \cdot (\rho_n - \rho_{cp}) \cdot \rho_n}};$$

$$f_{y\delta} = \frac{G_{y\delta}}{3600 \cdot \mu_2 \cdot \sqrt{2 \cdot H_2 \cdot g \cdot (\rho_n - \rho_{cp}) \cdot \rho_{yx}}}$$

Зворотня задача - за площею відкритих отворів визначаємо витрати повітря.

Послідовність розрахунку.

1. Задаються внутрішнім надлишковим тиском лише на рівні підлоги (-0,8 чи -0,3 кг/м²).
2. Визначають внутрішній надлишковий тиск лише на рівні центру отворів.
3. Задаються схемою руху повітря.
4. Визначають кількість повітря, що надходить або видаляється через той чи інший отвір.
5. Перевіряють баланс $G_{пр} = G_{пит}$, якщо рівність не вдалося, треба перезадати внутрішнім надлишковим тиском лише на рівні статі, їм задаються лише двічі.

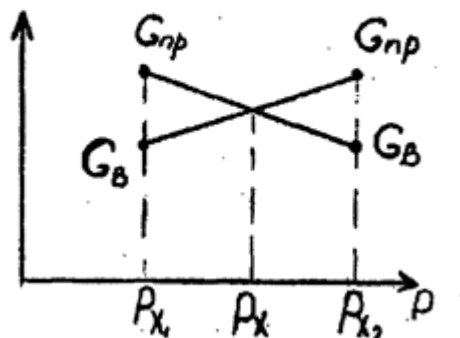


Рисунок 1 До визначення балансу повітря

Метод вітрового тиску.

За відомими витратами повітря $G_{пр}$ і $G_{пит}$ визначають площі аераційних отворів $F_{пр}$ і $F_{пит}$.

Послідовність розрахунку.

1. Визначають температури $t_{рз}$, $t_{в}$, $t_{пит}$, t_3 .
2. Визначають за таблицями значення аеродинамічних коефіцієнтів K_1 і K_2 .
3. Визначають зовнішній надлишковий тиск

$$P_1 = K_1 \cdot \frac{\vartheta^2 \cdot \rho}{2}; P_2 = K_2 \cdot \frac{\vartheta^2 \cdot \rho}{2}$$

4. Задаючись співвідношенням площ визначають P_x .
5. Знаючи тиск усередині та назовні визначають перепад тисків

$$\Delta P_1 = P_1 - P_x; \Delta P_2 = P_x - P_1$$

6. Визначають швидкості із умови

$$\vartheta_1 \rightarrow \frac{\vartheta_1^2 \cdot \rho_n}{2} = \Delta P_1; \vartheta_2 \rightarrow \frac{\vartheta_2^2 \cdot \rho_{y\delta}}{2} = \Delta P_2$$

7. Визначають площі аераційних отворів

$$F_{нит} = \frac{G_{пр}}{3600 \cdot \mu_1 \cdot \vartheta_1 \cdot \rho_n}; F_{пр} = \frac{G_{y\delta}}{3600 \cdot \mu_2 \cdot \rho_{y\delta} \cdot \vartheta_2}$$

Метод фіктивних тисків.

Даний метод аналогічний вітрових тисків, тільки тиск P_2 замінюють на фіктивний вітровий тиск $P_{\phi 2}$. За відомими витратами повітря визначаємо площі аераційних отворів.

Послідовність розрахунку.

1. Визначають температури $t_{рз}$, $t_{в}$, $t_{пит}$, t_3 .
2. Визначають за таблицями значення аеродинамічних коефіцієнтів K_1 та K_2 .
3. Визначають зовнішній надлишковий тиск

$$P_1 = K_1 \cdot \frac{\vartheta^2 \cdot \rho}{2}; P_2 = K_2 \cdot \frac{\vartheta^2 \cdot \rho}{2}$$

4. Визначають фіктивний вітровий тиск

$$P_{\phi 2} = P_2 - g \cdot H \cdot \Delta \rho$$

5. Визначають внутрішній надлишковий тиск P_x

$$P_x = \frac{P_1 \cdot F_1^2 + P_{2\phi} \cdot F_2^2}{F_1^2 + F_2^2} = \frac{P_1 \cdot \alpha^2 + P_{2\phi}}{\alpha^2 + 1}$$

6. Визначають перепад тисків для припливних та витяжних отворів

$$\Delta P_1 = P_1 - P_x; \Delta P = P_x - P_{2\phi}$$

7. Визначають швидкості із умови

$$g_1 \rightarrow \frac{g_2^2 \cdot \rho_n}{2} = \Delta P_1; g_2 \rightarrow \frac{g_2^2 \cdot \rho_{y\phi}}{2} = \Delta P_2$$

8. Визначають площі аераційних отворів

$$F_{num} = \frac{G_{np}}{3600 \cdot \mu_1 \cdot g_1 \cdot \rho_n}; F_{num} = \frac{G_{y\phi}}{3600 \cdot \mu_2 \cdot \rho_n \cdot g_2}$$

Розрахунок аерації багатопрогонових цехів

Розглянемо аерацію багатопрогонового цеху (рис. 2). Особливість

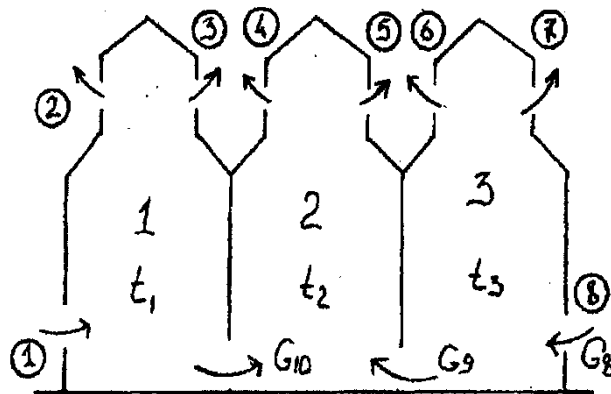


Рисунок 2 Схема аерації багатопрогонового цеху

розрахунку полягає в тому, що у внутрішній проліт повітря може поступати тільки з крайніх прольотів. Забруднене повітря видаляється зі всіх прольотів через фрамуги аераційних ліхтарів. Частина повітря, що надійшло в 1 і 3 прольоти, буде надходити в 2 прольоти, отже, припливне повітря, що надійшло в 2 проліт, відрізняється параметрами від повітря 1 і 3 прольотів, т.к. він асимілює частину теплонадлишків.

Послідовність розрахунку.

1. Визначаємо теплонадлишки у кожному прольоті.
2. Приймаємо площі 9 та 10 отворів.
3. Приймаємо температуру повітря у робочій зоні 1 та 3 прольотів.

4. Приймаємо співвідношення витрат повітря, що надходить через 9 і 10 отвори. $G_9/G_{10} = \alpha; G_9 = G_{10} \cdot \alpha$.

5. Визначають температуру повітря, що йде з 1 і 3 прольотів

$$t_{yx} = t_{np} + \frac{t_{p3} - t_{np}}{m}$$

6. Визначаємо середню температуру повітря припливу в 2 прольоті.

$$t_{np}^{(2)} = \frac{G_9 \cdot t_{p3}^{(3)} + G_{10} \cdot t_{p3}^{(1)}}{G_9 + G_{10}} = \frac{\alpha \cdot t_{p3}^{(3)} + t_{p3}^{(1)}}{\alpha + 1}$$

7. Визначають температуру повітря, що йде, з 2 прольоту

$$t_{num}^{(2)} = t_{np}^{(2)} + \frac{t_{p3}^{(2)} + t_{np}^{(2)}}{m^{(2)}}$$

8. Визначають необхідну кількість повітря для кожного прольоту

$$G^{(2)} = \frac{Q_{uzb}^{(2)}}{c \cdot (t_{yd}^{(2)} - t_{np}^{(2)})} = G_9 + G_{10} = G_{10} \cdot (\alpha + 1); G_{10} = \frac{G^{(2)}}{\alpha + 1}; G_9 = G_{10} \cdot \alpha$$

9. Визначають кількість повітря, що видаляється з 2-3 і 6-7 отворів

$$G_{2-3} = \frac{Q_{uzb}^{(1)}}{c \cdot (t_{yd}^{(1)} - t_{np}^{(1)})}; G_{6-7} = \frac{Q_{uzb}^{(3)}}{c \cdot (t_{yd}^{(3)} - t_{np}^{(3)})}$$

Через 1 отвір надходить у перший проліт

$$G^{(1)} = G_{2-3} = G_{10}$$

Аналогічно визначається кількість повітря, що надходить через 8 отвір.

$$G_3 = G_{6-7} + G_9$$

10. Для кожного протягнутого визначається тепловий напір, що розташовується.

$$\Delta P = H \cdot \Delta \rho \cdot g$$

11. Визначаються площі отворів

$$f = \frac{G}{3600 \cdot \mu \cdot \rho \cdot g}$$

Розділ 4. СИСТЕМИ І УСТАНОВКИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

4.1. 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 $t_{\text{вн}}, \varphi_{\text{вн}} = \text{const} = f(t_{\text{вн}}, \varphi_{\text{вн}}; \sum Q_{\text{вн}}; \sum W_{\text{вн}})$. Це забезпечується за допомогою систем кондиціювання повітря.

Під кондиціювання повітря будемо вважати процеси охолодження, осушки, нагрівання та зволоження повітря, очистка його від пилу, іонізація, дегазація, автоматичне підтримання необхідних параметрів повітря у приміщенні.

За допомогою *h-d* діаграми визначимо, які процеси тепловологісного оброблення повітря здійснюються в теплий та холодний періоди року.

Теплий період

В *h-d* діаграмі (див. рис. 4.1) 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 тепловологісного оброблення для теплого періоду року є *охолодження* та *осушка* повітря.

Холодний період

В *h-d* діаграмі (див. рис. 4.2) також нанесемо точки, які характеризують стан зовнішнього (Н), припливного (П) та внутрішнього (В) повітря.

Щоби дістатися з точки Н до точки П повітря необхідно підігріти та зволожити.

Таким чином, основними процесами тепловологісного оброблення повітря у холодний період року є *нагрівання та зволоження повітря*.

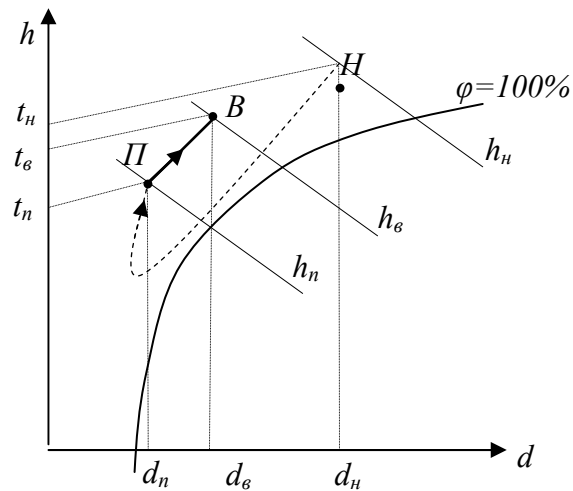


Рис. 4.1. Стани повітря у теплий період року

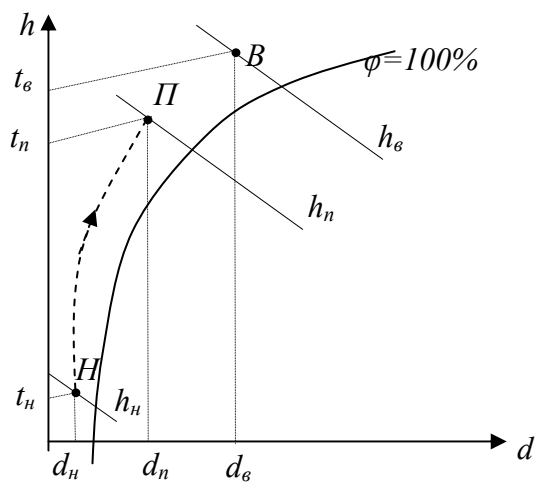


Рис. 4.2. Стани повітря у холодний період року

4.2. Методи охолодження і нагрівання, осушки та зволоження повітря, що використовуються в техніці кондиціювання

А. Охолодження повітря

Охолодження повітря здійснюють у повітроохолоджувачах, які бувають двох типів:

- «сухі» поверхневого типу;
- «мокрі» контактного типу.

Поверхневі повітроохолоджувачі

На рис. 4.3. зображений окремий елемент поверхневого повітроохолоджувача.

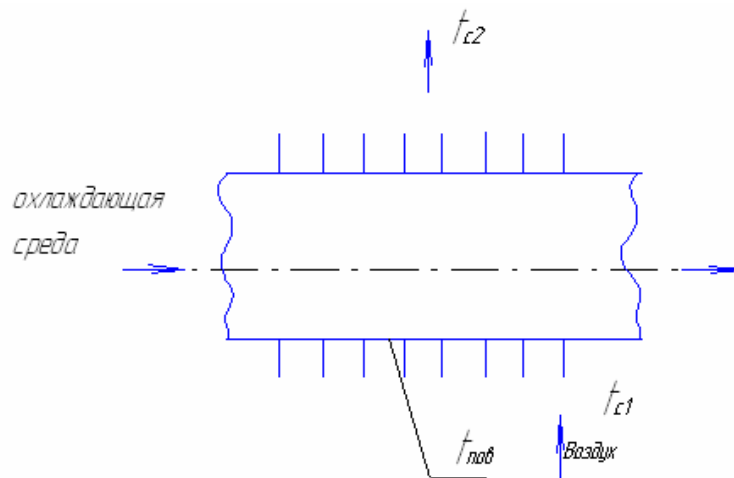


Рис. 4.3. Елемент поверхневого повітроохолоджувача

Необхідною умовою для забезпечення охолодження повітря є те, щоби температура поверхні трубки ($t_{пов}$) була менша за температуру повітря за сухим термометром на вході (t_{c1}), тобто $t_{пов} < t_{c1}$.

Для охолодження повітря використовується охолоджуюче середовище: холодна вода з холодильної станції, проміжний холодоносій – розсол хлористого натрію або хлористого кальцію, холодоагент – фреон, аміак, і т. ін.

Розглянемо основні температурні режими в поверхневих охолоджувачах повітря.

Режим I: температура поверхні повітроохолоджувача більша за

температуру точки роси повітря початкового стану, тобто $t_{c1} \geq t_{пов} \geq t_{p1}$ – див. рис. 4.4, де $t_{пов} = t_{p1}$.

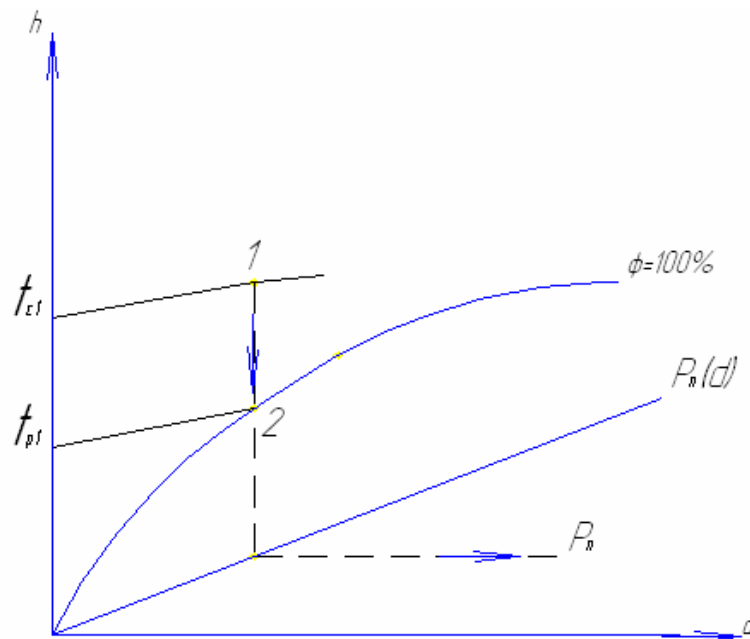


Рис. 4.4. Процес охолодження повітря при $d = \text{Const}$

При розгляді процесу зміни стану повітря беремо, що температура кінцевого стану повітря дорівнює температурі поверхні повітроохолоджувача, тобто $t_2 = t_{пов}$.

Оскільки наявною є різниця температур ($t_{c1} - t_{пов}$), а різниця парціальних тисків повітря кінцевого і початкового стану $\Delta P_n = (P_{n1} - P_{n2})$, то повітря в цьому процесі буде тільки охолоджуватися при $d = \text{Const}$.

Режим 2: $t_{c1} \geq t_{пов} < t_{p1}$ - див. рис. 4.5 .

Внаслідок наявності різниці температур ($t_{c1} - t_{пов}$) повітря буде охолоджуватися. Окрім цього, оскільки парціальний тиск водяної пари в

Внаслідок наявності різниці температур ($t_{c1} - t_{пов}$) повітря буде охолоджуватися. 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 повітря

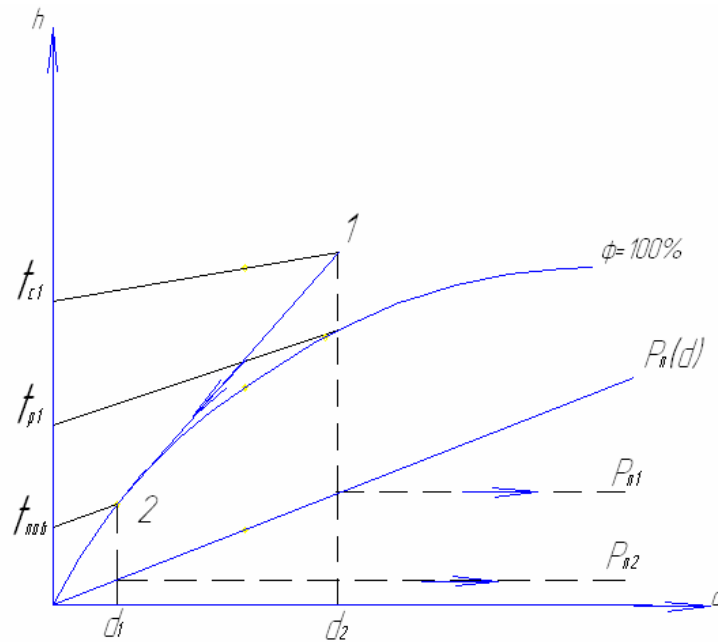


Рис. 4.5. Процес охолодження та осушки повітря

буде ще й осушуватися. Таким чином процес 1-2 – є процесом спільного охолодження та осушки повітря.

Повітроохолоджувачі контактного типу

На рис. рис. 4.6 зображений повітроохолоджувач контактного типу, де відбувається безпосередній контакт повітря з водою, що розпилюється за допомогою форсунок.

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 : $t_{m1} > t_b > t_{p1}$ – див. рис. 4.7.

На рис. 4.7 позначимо точку 1, що характеризує початковий стан повітря. В цій точці визначимо температури точки роси (t_{p1}) та температуру повітря за мокрим термометром (t_{m1}). Точка 2 буде

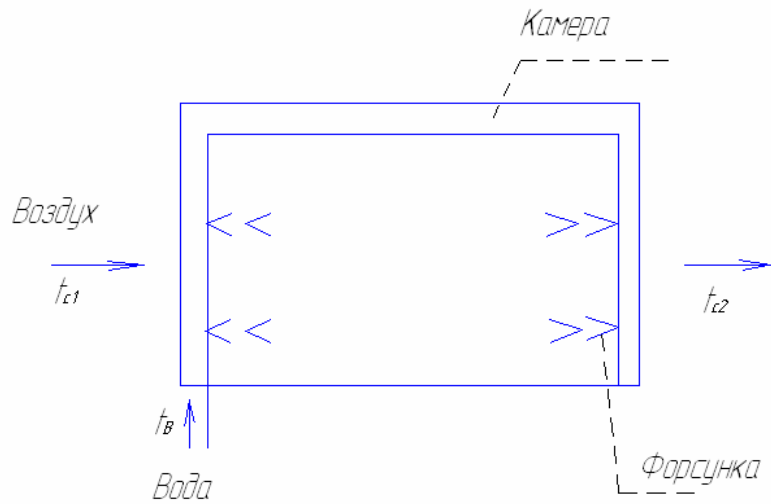


Рис. 4.6. Схема контактної повітроохолоджувача

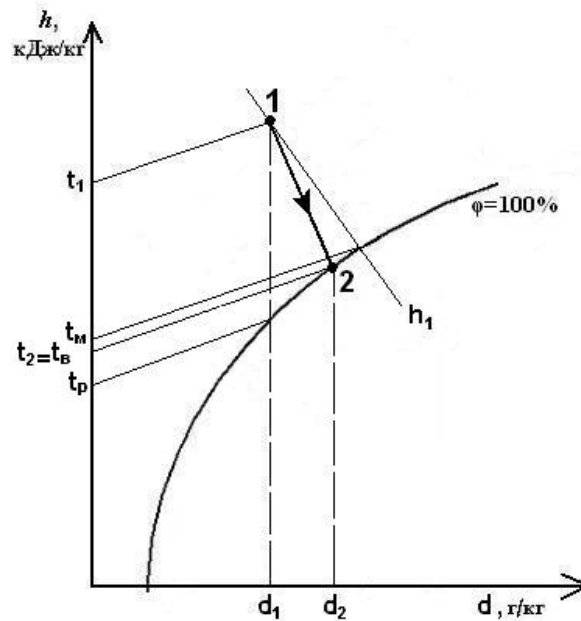


Рис. 4.7. Процес охолодження та зволоження повітря

характеризувати кінцевий стан повітря і буде знаходитися на лінії $\varphi = 100\%$ між температурами t_{p1} та t_{M1} .

Унаслідок наявності різниці температур ($t_B < t_{c1}$) повітря буде охолоджуватися, а внаслідок різниці парціальних тисків [$\Delta P_{\Pi} = (P_{\Pi 2} - P_{\Pi 1}) > 0$] повітря буде зволожуватися.

Режим 2: $t_B = t_{p1}$.

Зміна стану повітря буде аналогічна процесу, що відбувається у поверхневих повітроохолоджувачах при $t_{\text{пов}} = t_{\text{р1}}$ (див. рис. 4.4), тобто повітря буде охолоджуватися при постійному вологовмісті.

Режим 3: $t_{\text{в}} < t_{\text{р1}}$.

Зміна стану повітря буде аналогічна процесу, що відбувається у поверхневих повітроохолоджувачах при $t_{\text{пов}} < t_{\text{р1}}$ (див. рис. 4.5), тобто повітря буде охолоджуватися і осушуватися.

Режим 4: $t_{\text{в}} = t_{\text{м1}}$ – див. рис. 4.8.

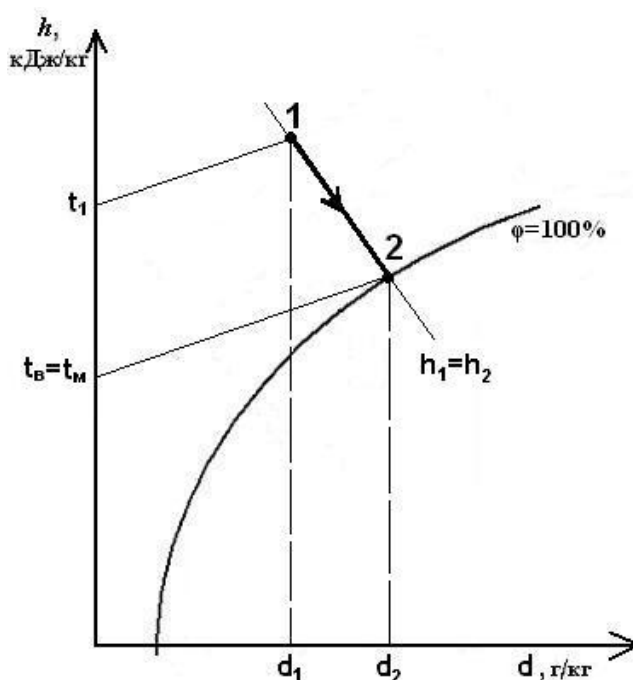


Рис. 4.8. Процес адіабатного зволоження повітря

На рис. 4.8 позначимо точку 1, що характеризує початковий стан повітря. Визначимо в цій точці температуру повітря за мокрим термометром $t_{\text{м1}}$.

Процес зміни стану повітря буде відбуватися за постійною ентальпією $h = \text{Const}$, тобто цей процес має назву адіабатного зволоження повітря, при цьому повітря буде ще й охолоджуватися до температури за мокрим термометром, тобто $t_{\text{с2}} = t_{\text{м1}}$.

Б. Нагрівання повітря

Нагрівання повітря здійснюється у повітронагрівачах, які можуть бути поверхневого та контактного типу.

У *поверхневих повітронагрівачах* $t_{\text{пов}} > t_{c1}$, нагрів повітря здійснюється в процесі $d = \text{Const}$ (такі процеси мали місце в калориферах системи механічної вентиляції).

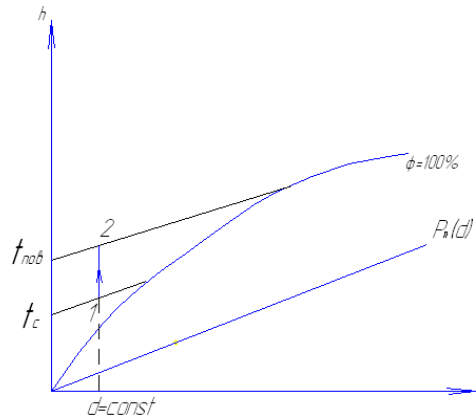


Рис. 4.9. Нагрівання повітря в поверхневих повітронагрівачах

В контактних повітронагрівачах нагрівання повітря здійснюється гарячою водою, температура якої більша за температуру повітря початкового стану, тобто $t_{\text{в}} > t_{c1}$. При цьому повітря нагрівається та зволожується (див. рис. 4.10).

Для нагрівання та зволоження повітря можна використати суху насичену водяну пару, але внаслідок специфічного запаху пари такі процеси широко в техніці кондиціонування повітря не застосовують.

4.3. Класифікація систем кондиціонування повітря

Системи кондиціонування повітря за ступенем забезпечення метеорологічних умов поділяються на три класи:

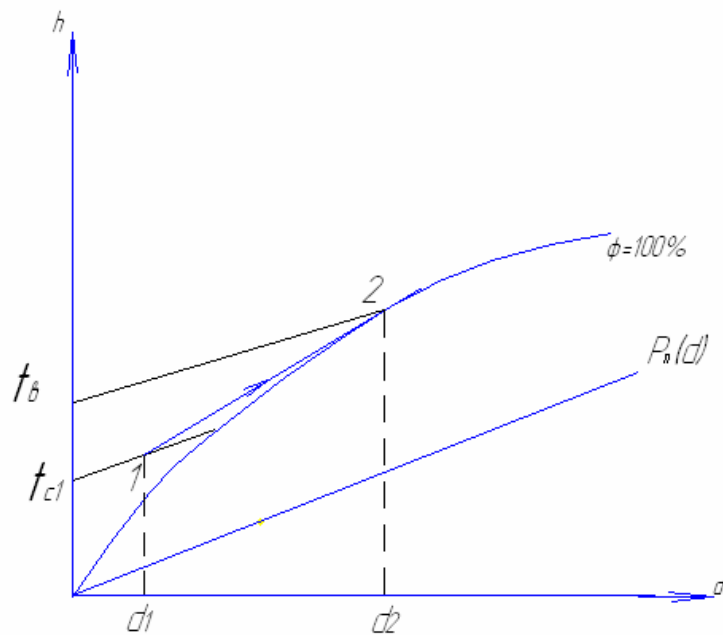


Рис. 4.10. Нагрівання повітря в контактних повітрянагрівачах

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.

4.4. Центральні системи кондиціонування повітря

За класифікацією ці системи відносяться до промислових.

Центральні системи влаштовуються для великих приміщень, а самі кондиціонери розташовуються за межами приміщень, що обслуговуються.

Постачання теплотою і холодом їх здійснюється від центральних джерел тепло- та холодопостачання, що розташовані за межами

кондиціонера. Повітропродуктивність центральних кондиціонерів складає 10 ... 250 тис. м³/год.

В Україні центральні кондиціонери типу КТЦ-3м випускаються заводом «Інтеркондиціонер» (м. Харків). 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 продуктивністю за повітрям до 135 тис. м³/год. Також можна зустріти кондиціонери Klimaig 2 (Словенія), польські, італійські, американські, і т. ін.

4.4.1. Принципова система системи кондиціонування повітря з центральним кондиціонером КТЦ-3м

Схема зображена на рис.4.11 а, 4.11 б.

Опис схеми

Зовнішнє повітря всмоктується вентилятором 18 і проходить через все обладнання, яке розташоване на його шляху.

Схеми оброблення повітря можуть бути:

- прямоплинна, коли кондиціонер працює тільки на зовнішньому повітрі (відповідні заслонки, що подають рециркуляційне повітря, закриті);
- схема з першою рециркуляцією (підмішування рециркуляційного повітря здійснюється до зрошувальної камери);
- схема з першою та другою рециркуляцією (підмішування рециркуляційного повітря здійснюється до і після зрошувальної камери).

Схему оброблення вибирають на основі розрахунку теплового та вологісного режиму у приміщенні.

Варіант 1

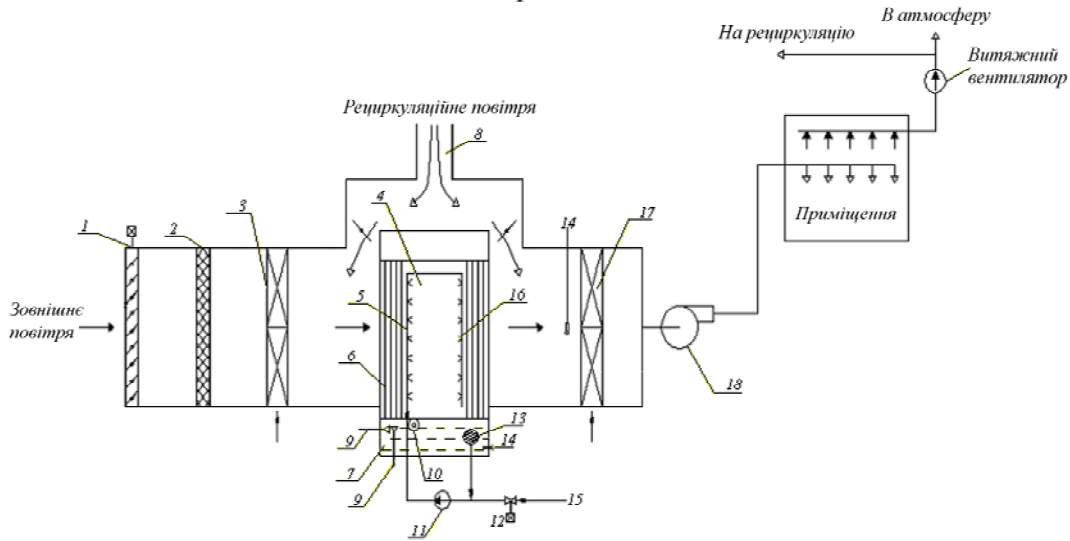


Рис. 4.11а. Схема системи кондиціонування повітря з центральним кондиціонером

Варіант 2

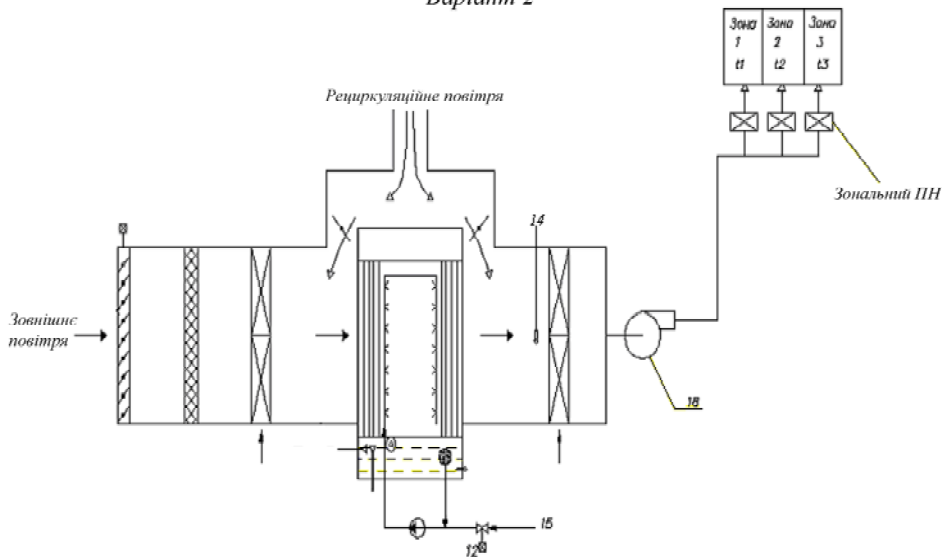


Рис. 4.11б. Схема системи кондиціонування повітря з центральним кондиціонером

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 – кульковий 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.

У фільтрі 2 повітря очищується від пилу.

Повітронагрівач першого підігріву працює тільки в холодний період року.

Для охолодження та осушки повітря (при повному кондиціюванні), або адиабатного 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.

У холодний період року при зволоженні повітря (це стосується і неповного кондиціювання у теплий період року) ємність 7 заповнюється звичайною водопроводною водою і в результаті багатократної її 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, де потрібна

різна температура повітря, то замість повітронагрівача другого підігріву 17 у кожному приміщенні встановлюються так звані зональні повітронагрівачі (див. схему на рис. 4.11б).

4.4.2. Розрахунки деяких схем оброблення повітря з центральними кондиціонерами

Як приклад, розглянемо наступні схеми:

- а). Адіабатне зволоження повітря у теплий період року;
- б). Схема оброблення з першою рециркуляцією для теплого та холодного періодів року;

Вивчення інших схем можна здійснити за навчальним посібником «Джерела тепlopостачання та споживачі теплоти».

А). Вибір розрахункових параметрів зовнішнього і внутрішнього повітря

Зовнішнє повітря

Теплий період

t_n та h_n вибирають за параметрами А при влаштуванні кондиціонування повітря для житлових та громадських будівель, а при неповному кондиціонуванні (адіабатне зволоження) – для будь-яких будівель.

● Параметри Б вибираються для технологічного кондиціонування, а для технологічно-комфорного температура визначається $t_n = t_B - 2, ^\circ\text{C}$, а ентальпія - $h_n = h_B - 2, \text{кДж/кг}$.

Холодний період

t_n та h_n вибирають за параметрами Б.

Внутрішнє повітря

t_B та φ_B задають у залежності від призначення приміщення для холодного періоду року і для теплого періоду року при повному

кондиціонуванні; при неповному кондиціонуванні температура $t_b = t_n + 3, ^\circ\text{C}$, а відносна вологість φ_b – задається.

Б). Адіабатне зволоження повітря у теплий період року (неповне кондиціонування)

Ця схема має широке застосування на підприємствах текстильної промисловості, де має місце суттєве надходження теплоти та незначна кількість вологи (практично кутовий промінь процесу зміни стану повітря у приміщенні $\varepsilon_{пр} = \infty$).

Також схему можна використати і для громадських будівель у районах з сухим і жарким кліматом.

Згідно з розглянутою вище схемою оброблення повітря зовнішнє повітря вступає в контакт в зрошувальній камері з водою, що розпилюється. Вода має температуру, яка наближена до температури за мокрим термометром ($t_{\text{вод}} \approx t_m$). 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 $\varphi_k = 0,92 - 0,97$. В практичних розрахунках зазвичай беруть $\varphi_k = 0,95$ (95 %).

Джерелом теплоти у зрошувальній камері є повітря, оскільки $t_n > t_{\text{вод}}$, а потенціалом переносу теплоти від повітря до води є психрометрична різниця температур $t_n - t_m$. 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.

Прямоструминна схема оброблення повітря

Прямоструминна схема оброблення повітря наведена на рис. 4.12, а побудова процесів зміни стану повітря в $h - d$ діаграмі – на рис. 4.13.

Для розрахунку схеми необхідно *задати* наступні величини:

- населений пункт;
- надходження теплоти $\Sigma Q_{пр}$, кВт, та вологи $\Sigma W_{пр}$, кг/с, до приміщення;
- граничне значення відносної вологості повітря у приміщенні $\phi_v \leq 70$ %.

Визначити: параметри повітря у вузлових точках схеми (Н, П, О, В); необхідний повітрообмін для приміщення L_o , кг/с, та масову витрату вологи, яка сприймається повітрям у зрошувальній камері $W_{вол}$, кг/с.

При побудові процесів у $h - d$ діаграмі за заданим населеним пунктом визначаються температура t_n , °С, та ентальпія h_n , кДж/кг, навколишнього повітря (за параметрами А для теплого періоду), а в $h - d$ діаграмі за цими характеристиками наноситься точка З. В точці З додатково визначається вологовміст навколишнього повітря d_n , г/кг с.п.

В зрошувальній камері процес зміни стану повітря характеризується лінією НО ($\varepsilon = 0$) і закінчується перетином цього променя процесу з лінією відносної вологості $\phi_o = 95$ %, при цьому температура t_o 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.

При транспортуванні повітря від вентилятора до приміщення воно нагрівається на 1 ... 1,5 °С за рахунок тертя у вентиляторі та внаслідок

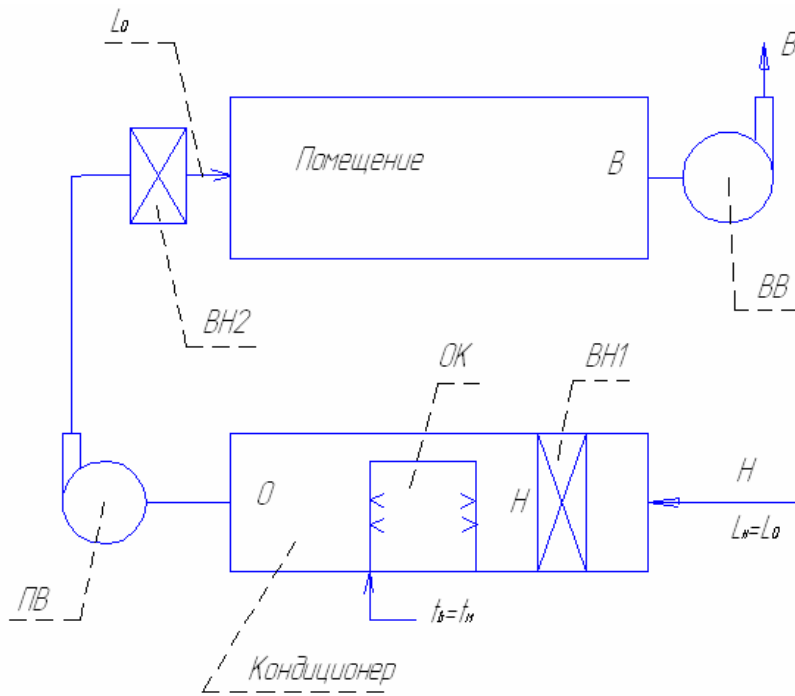


Рис. 4.12. Прямоструминна схема оброблення повітря:

ВН1 - повітрянагрівач першого підігріву; ОК – зрошувальна камера; ПВ – припливний вентилятор; ВН2 – повітрянагрівач другого підігріву; ВВ – витяжний вентилятор.

Стани повітря: Н – зовнішнє; О – оброблене в зрошувальній камері; П – припливне; В – видализоване з приміщення (внутрішнє).

того, що температура у приміщенні, де прокладений повітропровод, більша, ніж температура обробленого повітря в зрошувальній камері. Процес нагрівання повітря відбувається при $d_o = \text{Const}$. Таким чином, отримавши температуру припливного повітря як $t_{\text{п}} = t_o + (1... 1,5), ^\circ \text{C}$, в точці перетину ізотерми $t_{\text{п}}$ з вологовмістом припливного повітря ($d_{\text{п}} = d_o$) отримуємо точку П та характеристики повітря в ній (додатково до обчислених величин $t_{\text{п}}$ та $d_{\text{п}}$ визначаємо ентальпію припливного повітря $h_{\text{п}}$.

Визначаємо температуру внутрішнього повітря : $t_{\text{в}} = t_{\text{п}} + 3, ^\circ \text{C}$.

Обчислюємо кутовий коефіцієнт променя процесу, який характеризує зміну стану припливного повітря у приміщенні, кДж/кг вологи

$$\epsilon_{\text{пр}} = \Sigma Q_{\text{пр}} / \Sigma W_{\text{пр}} . \quad (4.1)$$

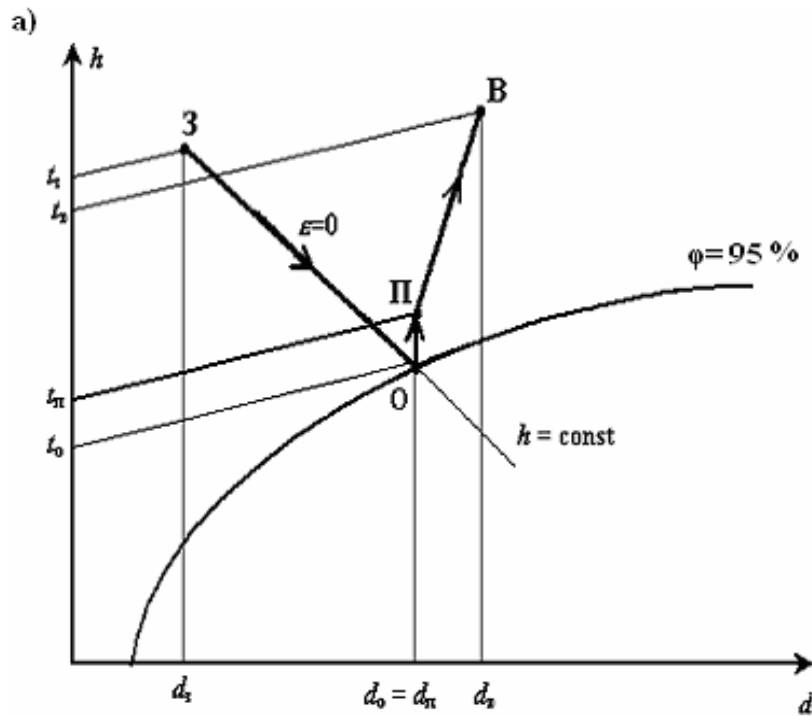


Рис. 4.13. Зображення процесів зміни стану повітря у $h - d$ діаграмі

Через точку Π проводиться кутовий коефіцієнт променю процесу $\epsilon_{\text{пр}}$, перетин якого з ізотермою t_B дає точку B , що характеризує стан внутрішнього повітря. В точці B 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

$$L_o = \Sigma Q_{\text{пр}} / (h_B - h_{\Pi}). \quad (4.2)$$

Визначається масова витрата вологи, яка сприймається повітрям у зрошувальній камері, кг/с

$$W_{\text{âîë}} = L_{\text{î}} \frac{d_{\text{î}} - d_{\text{î}}}{1000}. \quad (4.3)$$

Величина $W_{\text{вол}}$ необхідна для визначення витрати водопровідної води на підживлення ємності.

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 (див. відповідний матеріал в навчальному посібнику «Джерела тепlopостачання та споживачі теплоти»).

В). Схема оброблення повітря з першою рециркуляцією (повне кондиціонування) для теплого періоду року

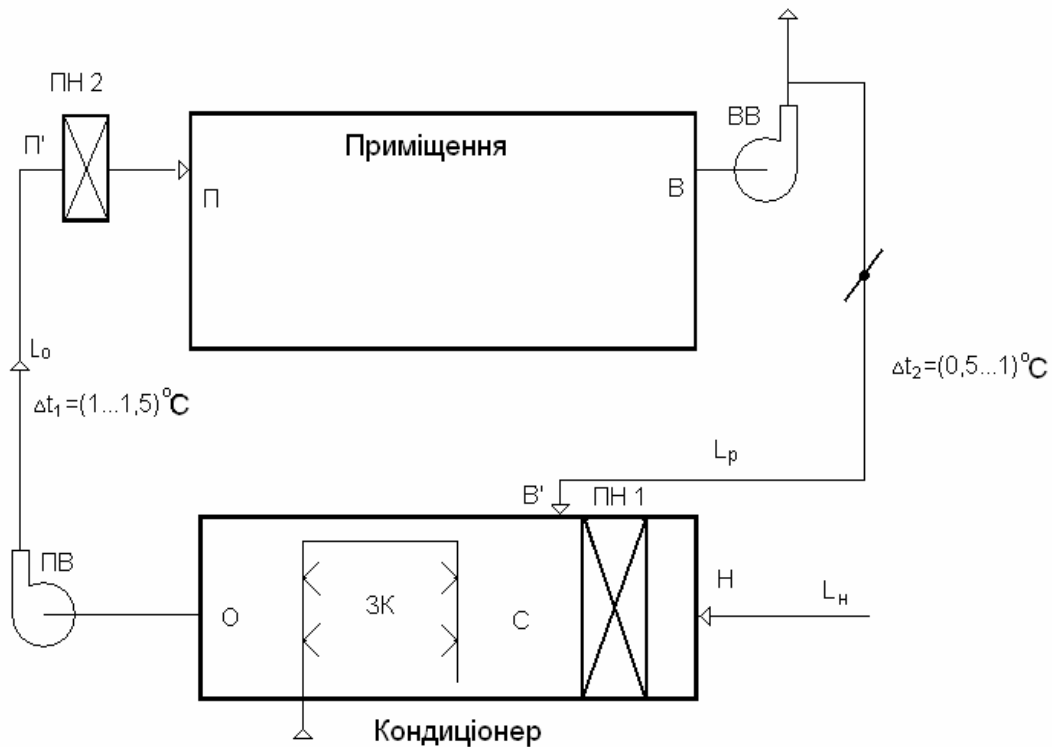


Рис. 4.14. Схема оброблення повітря з першою рециркуляцією

Згідно з вимогами санітарних норм задається масова витрата зовнішнього повітря L_H у відсотках до сумарної витрати L_o , тобто $L_H = x L_o$, кг/с.

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 (див. рис. 4.14). 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 $1 \dots 1,5$ °С 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 $0,5 \dots 1,0$ °С (точка В').

Для розрахунку схеми необхідно *задати* наступні величини:

- населений пункт;
- температуру t_v , °С, та відносну вологість ϕ_v , %, внутрішнього повітря;
- надходження теплоти $\Sigma Q_{пр}$, кВт, та вологи $\Sigma W_{пр}$, кг/с, до приміщення;
- масову витрату зовнішнього повітря L_n у частках від L_o , тобто $L_n = x L_o$, кг/с.

Визначити: параметри повітря у вузлових точках схеми (Н, С, О, П', П, В, В'); необхідний повітрообмін для приміщення L_o , кг/с, охолоджуючу потужність зрошувальної камери $Q_{хол}$, кВт; витрату рециркуляційного повітря L_p , кг/с; витрати теплоти на нагрівання повітря у повітрянагрівачі другого підігріву $Q_{пн2}$, кВт.

Розрахунки

1. За заданим населеним пунктом визначаються температура t_n , °С, та

ентальпія h_n , кДж/кг, навколишнього повітря, а в $h - d$ діаграмі (див. рис. 4.15) за цими характеристиками наноситься точка Н. В точці Н додатково визначається вологовміст навколишнього повітря d_n , г/кг с.п.

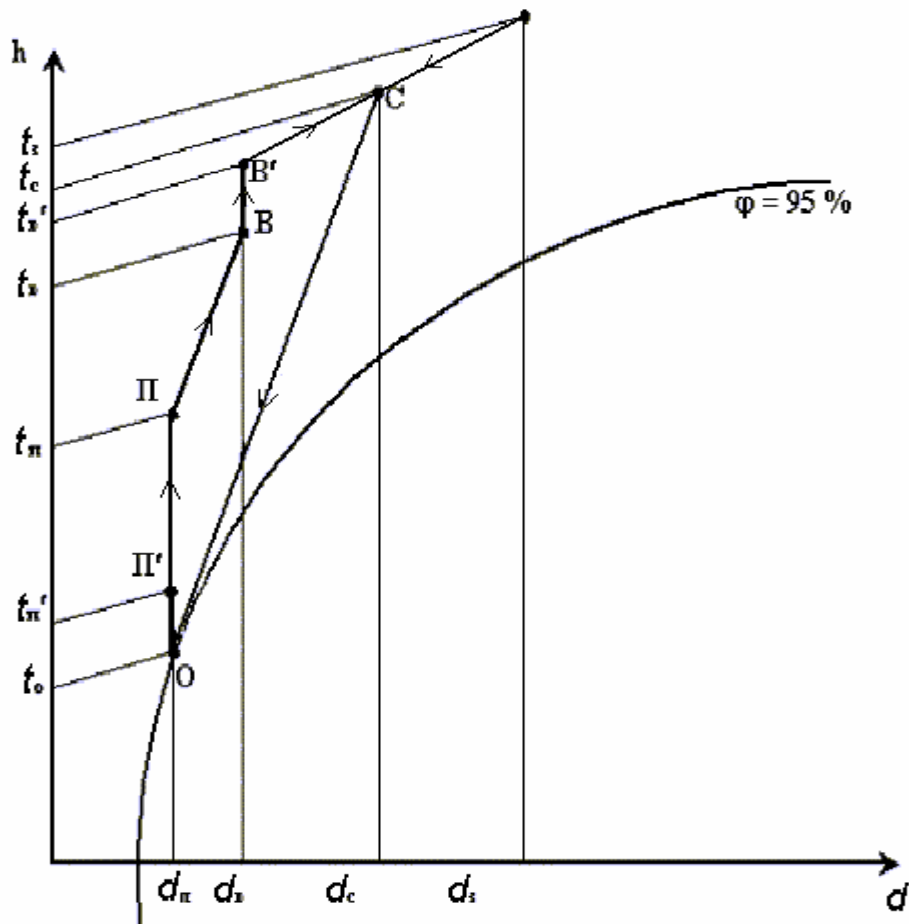


Рис. 4.15. Зображення процесів оброблення повітря у $h - d$ діаграмі для схеми з першою рециркуляцією в теплий період року

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. Обчислюється кутовий коефіцієнт променя процесу, що характеризує зміну стану припливного повітря у приміщенні, кДж/кг

ВОЛОГИ

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \Sigma Q_{\text{пр}} / \Sigma W_{\text{пр}},$$

який проводиться через точку В.

4. Визначається температура припливного повітря : $t_{\text{п}} = t_{\text{в}} - 3, ^\circ \text{C}$.

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. Визначається необхідна масова витрата вентиляційного повітря для приміщення, кг/с

$$L_o = \Sigma Q_{\text{пр}} / (h_{\text{в}} - h_{\text{п}}).$$

7. Перетинаючи вологовміст припливного повітря $d_{\text{п}}$ з лінією відносної вологості $\phi_o = 95 \%$, отримуємо точку О, яка характеризує стан суміші повітря після зрошувальної камери. В точці О додатково визначається температура t_o та ентальпія h_o , а величина $d_o = d_{\text{п}}$.

8. Визначається температура повітря перед повітронагрівачем другого підігріву $t_{\text{п}}' = t_o - (1 \dots 1,5), ^\circ \text{C}$. 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 $t_{\text{в}}' = t_{\text{в}} + (0,5 \dots 1,0), ^\circ \text{C}$. 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 Н прямою лінією, отримуємо пряму суміші зовнішнього та рециркуляційного повітря, після чого визначаємо положення точки суміші з наступного співвідношення

$$L_o / \text{В}'\text{Н} = L_{\text{н}} / \text{В}'\text{С},$$

звідки визначаємо довжину відрізка

$$B'C = (L_n / L_o) B'H,$$

який відкладаємо на прямій суміші від точки B' , отримуючи таким чином точку суміші C . В точці C визначаємо температуру t_c , °C, ентальпію h_c , кДж/кг, та вологовміст d_c , г/кг с.п, суміші.

12. Визначаємо витрату рециркуляційного повітря $L_p = L_o - L_n$, кг/с.

11. З'єднавши прямою лінією точки C та O , отримуємо процес охолодження суміші у зрошувальній камері.

12. Визначаємо охолоджуючу потужність зрошувальної камери, кВт

$$Q_{\text{хол}} = L_o / (h_c - h_o). \quad (4.4)$$

13. Визначаємо витрати теплоти на нагрівання повітря у повітронагрівачі другого підігріву, кВт

$$Q_{\text{ПН2}} = L_o / (h_n - h_n^{\prime}). \quad (4.5)$$

Перевагою схеми з рециркуляцією є те, що в ній зменшується охолоджуюча потужність зрошувальної камери порівняно з прямоструминною схемою, яка, наприклад, визначається за наступною формулою

$$Q_{\text{хол (пр)}} = L_o / (h_n - h_o).$$

Застосування схеми з 1 та 2 рециркуляцією дозволяє відключати повітронагрівач другого підігріву, оскільки його роль буде виконувати рециркуляційне повітря другої рециркуляції.

Г). Схема оброблення повітря з першою рециркуляцією для холодного періоду року – підмішування рециркуляційного повітря після повітронагрівача першого підігріву

Зовнішнє повітря (див. рис. 4.16) масовою витратою L_n підігрівається у повітронагрівачі першого підігріву до стану, що визначається точкою K . До цього повітря додається рециркуляційне повітря L_p .

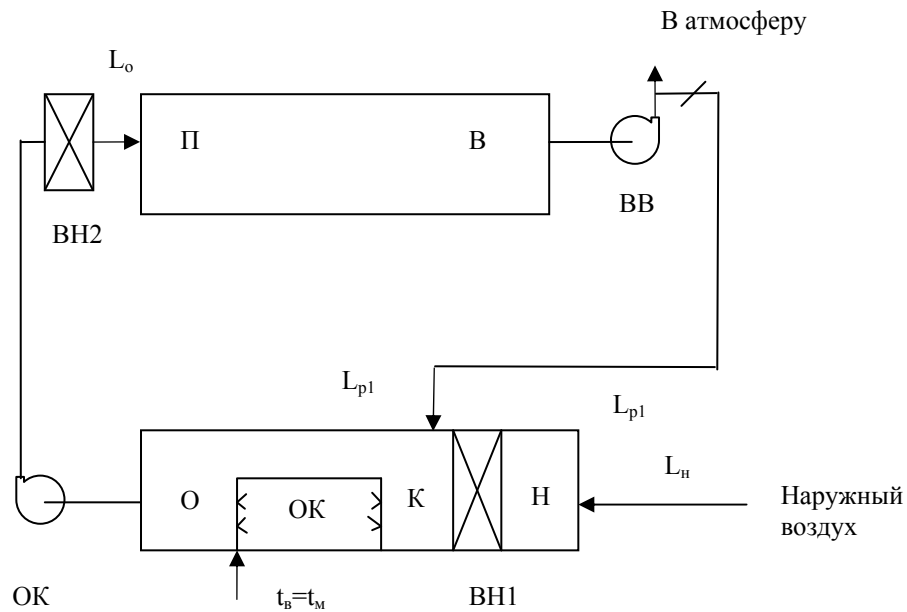


Рис. 4.16. Схема оброблення повітря з першою рециркуляцією для холодного періоду року

Надалі суміш повітря надходить у зрошувальну камеру, де відбувається процес адиабатного зволоження до заданого вологовмісту припливного повітря при відносній вологості $\phi_0 = 95\%$.

Оскільки в зрошувальній камері при зволоженні повітря відбувається і його охолодження, то підігрів повітря до температури припливного повітря здійснюється у повітрянагрівачі другого підігріву, після чого повітря надходить у приміщення.

Нагрівання повітря в повітропроводах від кондиціонера до приміщення та в рециркуляційному повітропроводі не враховується, тобто $\Delta t_1 = \Delta t_2 = 0$ °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 $\Sigma Q_{\text{пр}}$, кВт, та вологи $\Sigma W_{\text{пр}}$, 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 (Н, К, С, 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 $W_{\text{вол}}$, кг/с.

Розрахунки

1. За заданим населеним пунктом визначаються температура t_n , °С, та ентальпія h_n , кДж/кг, навколишнього повітря (за параметрами Б для холодного періоду року), а в $h - d$ діаграмі (див. рис. 4.17) за цими характеристиками наноситься точка Н. В точці Н додатково визначається вологовміст навколишнього повітря d_n , г/кг с.п.

2. За заданою температурою t_v та відносною вологістю ϕ_v внутрішнього повітря в $h - d$ діаграмі позначається точка В, в якій додатково визначається вологовміст d_v , г/кг с.п, та ентальпія h_v , кДж/кг, внутрішнього повітря.

3. Обчислюється кутовий коефіцієнт променя процесу, що характеризує зміну стану припливного повітря у приміщенні, кДж/кг вологи

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \Sigma Q_{\text{пр}} / \Sigma W_{\text{пр}},$$

який проводиться через точку В.

4. Визначається асимілююча спроможність припливного повітря за вологою, г/кг с.п

$$\Delta d = d_v - d_n = (\Sigma W_{\text{пр}} / L_o) 1000, \quad (4.6)$$

а надалі – вологовміст припливного повітря $d_n = d_v - \Delta d$.

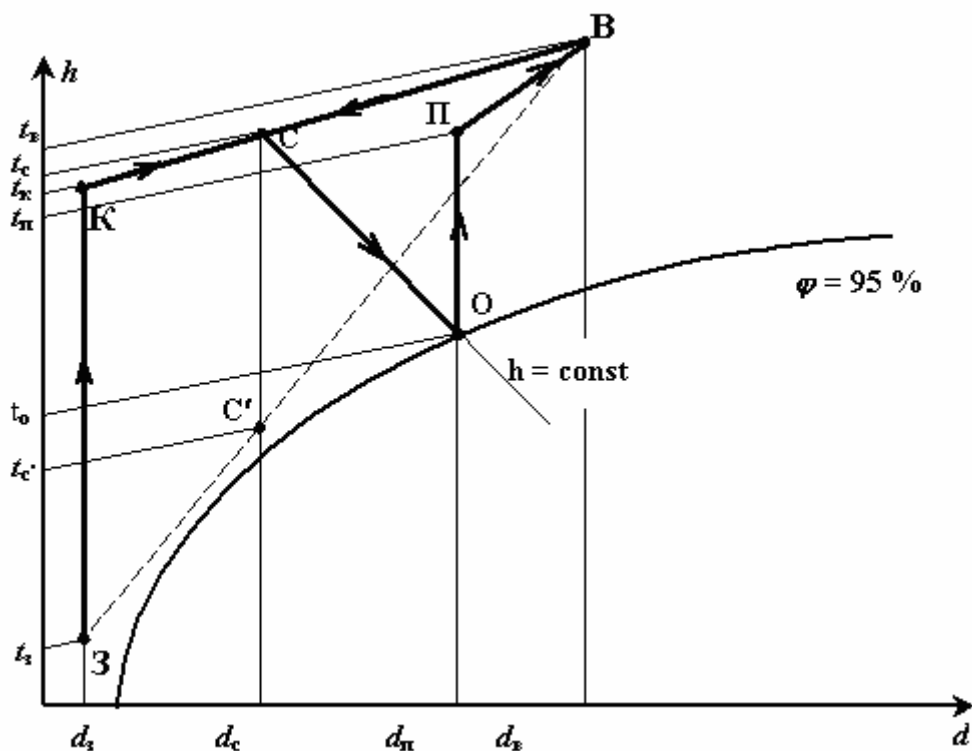


Рис. 4.17. Зображення процесів оброблення повітря у $h - d$ діаграмі для схеми з першою рециркуляцією в холодний період року

5. Перетин $d_{\text{п}}$ з величиною $\varepsilon_{\text{пр}}$ дає точку П, а з лінією $\varphi_0 = 95\%$ - точку О. В точках П та О визначаємо вологовміст та ентальпію відповідно: $d_{\text{п}}$, $h_{\text{п}}$ та d_o , h_o .

6. Умовно беремо, що підмішування рециркуляційного повітря здійснюється до повітрянагрівача першого підігріву, тоді з'єднуємо пунктирною лінією точки В і Н.

На цій лінії знаходимо умовну точку суміші (C') із співвідношення

$$L_o / BH = L_{\text{п}} / BC',$$

звідки визначаємо довжину відрізка

$$BC' = (L_{\text{п}} / L_o) BH,$$

який відкладаємо на умовній прямій суміші від точки В, отримуючи

таким чином умовну точку суміші C' . В точці C' визначаємо температуру $t_{c'}$, °С, ентальпію $h_{c'}$, кДж/кг, та вологовміст $d_{c'}$, г/кг с.п, суміші.

7. Перетин $d_{c'}$ з ентальпією h_o дає істинну точку суміші C , в якій визначається температура t_c , °С, ентальпію h_c , кДж/кг, та вологовміст d_c , г/кг с.п, суміші.

8. З'єднуємо точки В і С (дійсна лінія суміші) і перетнувши отриману пряму з вологовмістом зовнішнього повітря d_n , отримуємо точку К, яка характеризує стан повітря після повітронагрівача 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 повітронагрівача першого підігріву.

Недоліком схеми з підмішуванням рециркуляційного повітря до повітронагрівача першого підігріву є те, що точка C' може бути нижча за лінію $\phi = 100\%$, що призводить до випадання вологи з повітря на поверхні повітронагрівача.

Для схеми, яка розглядається, якщо точка C' 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.

9. Витрати теплоти на нагрівання повітря у повітронагрівачах першого та другого підігріву відповідно,кВт

$$Q_{\text{ПН1}} = L_n / (h_k - h_n); \quad (4.7)$$

$$Q_{\text{ПН2}} = L_o / (h_n - h_o). \quad (4.8)$$

10. Масова витрата вологи, що сприймається повітрям у зрошувальній камері, кг/с

$$W_{\text{âîë}} = L_1 \frac{d_i - d_n}{1000}. \quad (4.9)$$

Застосування першої рециркуляції у холодний період року призводить

до зменшення витрат теплоти на нагрівання повітря у повітронагрівачі першого підігріву.

При застосуванні схеми з першою та другою рециркуляцією зменшується і витрата теплоти на нагрівання повітря у повітронагрівачі другого підігріву, але така схема застосовується рідко.

Завдання студентам на самостійну роботу

Вивчити наступні схеми оброблення повітря в центральних кондиціонерах (за навчальним посібником «Джерела теплопостачання та споживачі теплоти»):

- Схема з байпасом адіабатного зволоження повітря у теплий період року;
- Прямоструминна схема оброблення повітря у теплий період року (повне кондиціонування);
- Схема з першою та другою рециркуляцією оброблення повітря у теплий період року (повне кондиціонування);
- Прямоструминна схема оброблення повітря в холодний період року;
- Схема оброблення з першою рециркуляцією для холодного періоду року – підмішування ре циркуляційного повітря здійснюється після повітронагрівача першого підігріву.

У звіті для кожної з схем необхідно представити наступні відомості:

1). Принципову схему оброблення повітря з позначенням вузлових точок станів повітря.

2). Опис схеми.

3). Побудову процесів зміни стану повітря в $h-d$ діаграмі.

4). Розрахункові формули для визначення основних параметрів.

4.4.3. Характеристика та вибір обладнання центральних кондиціонерів

А. Вибір типу та кількості кондиціонерів

● *Тип кондиціонерів* – КТЦ – 3 м : 10; 20; 31,5; 40; 63; 80; 125; 160; 200; 250 (цифрами наведена номінальна повітропродуктивність в тис. м³/год, наприклад, для кондиціонера КТЦ – 3 м - 31,5 номінальна повітропродуктивність складе $V_{\text{ном}} = 31500$ м³/год).

● *Об’ємна витрата повітря, м³/год*

$$V = 1,1 \frac{L_1}{\rho} 3600, \quad (4.10)$$

де ρ – густина повітря, кг/м³.

Величина L_0 , яка входить в формулу (4.10), береться з розрахунку відповідної схеми для теплого періоду року.

● *Кількість кондиціонерів, шт*

$$N = V / V_{\text{ном}}. \quad (4.11)$$

Отриману величину N необхідно заокруглити до найближчого більшого цілого. Слід зауважити, що кількість кондиціонерів повинна бути мінімальною, у деяких випадках, наприклад, при технологічному або технологічно-комфортному кондиціонуванні, величина N повинна бути не менше 2.

● ***Повітряні фільтри***

Теоретичні та практичні питання очищення повітря від пилу розглянуті в розділі «Системи механічної вентиляції». Ці положення необхідності очищення повітря, конструкції фільтрів поширюються і на системи кондиціонування повітря. В центральних кондиціонерах типу КТЦ – 3 м використовуються фільтри двох типів: повітряні сухі рулонні і повітряні масляні, які самі очищуються.

● ***Повітрянагрівачі***

Повітрянагрівачі центральних кондиціонерів типу КТЦ – 3 м

комплектуються з так званих базових теплообмінників.

Базові теплообмінники – це теплообмінні апарати поверхневого типу з оребренням зовнішньої поверхні.

Як теплоносії в повітрянагрівачах використовується гаряча вода з температурою 95 ... 180 °С.

Базові теплообмінники, які виготовляються заводом-виробником за геометричними характеристиками можуть бути одно-; 1,25-; півтора-; і двометровими з одним, півтора і двома рядами труб за напрямком руху повітря.

Ескізна конструкція базового теплообмінника показана на рис. 4.18.

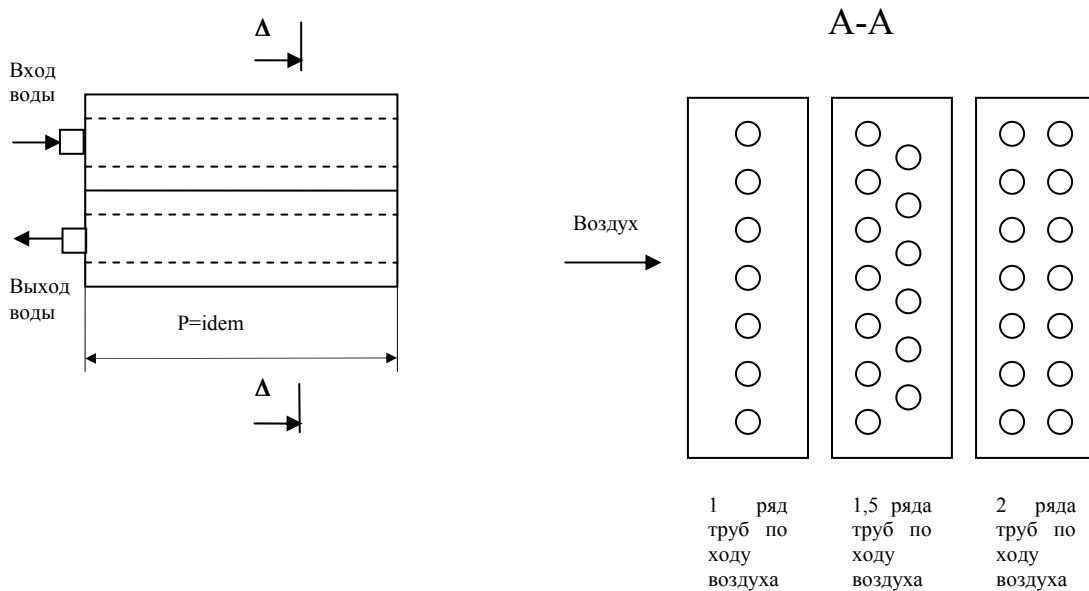


Рис. 4.18. Ескізна конструкція базового теплообмінника

Повітрянагрівачі можуть бути без обхідного каналу і з обхідним каналом.

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 – чотирма півтораметровими та двома двометровими базовими теплообмінниками (див. рис. 4.19).

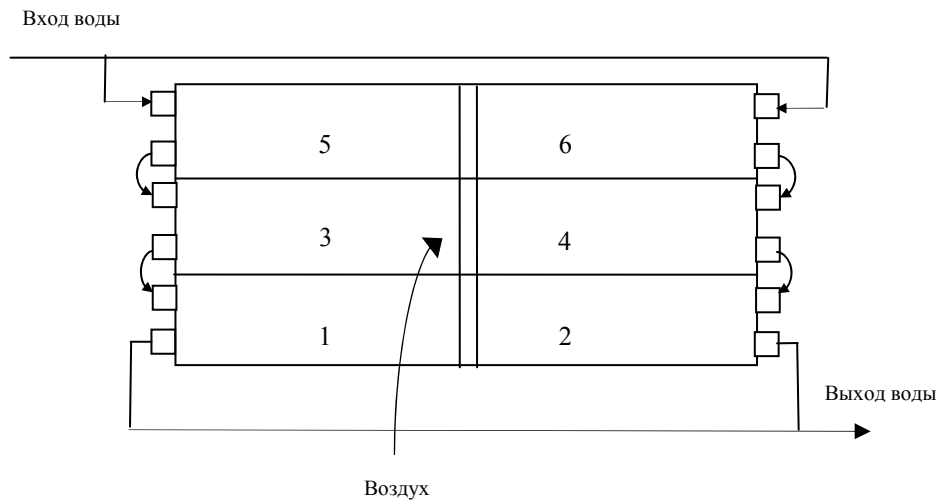


Рис. 4.19. Схема комплектації повітрянагрівача кондиціонера КТЦ – 3 м – 160 базовими теплообмінниками:
1, 2, 3, 4 – півтораметрові базові теплообмінники; 5, 6 – двометрові базові теплообмінники

Аналізуючи зображений на рис. 4.19 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.

При розрахунках повітрянагрівачів спочатку за отриманій в розрахунку об'ємній витраті повітря вибирається тип кондиціонера, для якого за довідковими даними визначається кількість базових теплообмінників повітрянагрівача і їх характеристики:

- дійсна площа поверхні нагрівання, m^2 , при однорядному ($F_{д1}$),

півторарядному ($F_{д1,5}$) та дворядному ($F_{д2}$) повітрянагрівачу;

- площа фронтального перерізу за напрямком руху повітря $f_{пов}$, м²;
- площа живого перерізу за напрямком руху води, м², при однорядному ($f_{т1}$), півторарядному ($f_{т1,5}$) та дворядному ($f_{т2}$) повітрянагрівачу у залежності від типу базового теплообмінника (одно-; 1,25-; півтора-; або двометрового);
- кількість паралельно під'єднаних груп базових теплообмінників за напрямком руху води n_k .

Надалі визначається масова швидкість повітря у фронтальному перерізі повітрянагрівача, кг / (с·м²)

$$(\rho v)_ф = L_{о1} / f_{пов}, \quad (4.12)$$

де $L_{о1}$ – масова витрата повітря, яке проходить через один кондиціонер, що визначається наступним чином: $L_{о1} = L_o / N$.

Подальший розрахунок виконується паралельно для однорядного, півторарядного та дворядного повітрянагрівача.

Визначається масова витрата води в повітрянагрівачі, кг / с

$$G_B = Q_{ПН1i} / c_B (t_{гар} - t_{пов}) n_k, \quad (4.13)$$

де $Q_{ПН1i}$ – витрати теплоти на нагрівання повітря у відповідному повітрянагрівачі, кВт; c_B – теплоємність води, кДж/(кг·К); $t_{гар}$ та $t_{пов}$ – температури гарячої та поворотної води відповідно, °С.

Величина $Q_{ПН1i}$ визначається наступним чином:

$$Q_{ПН1i} = Q_{ПНi} / N$$

де $Q_{ПНi}$ – витрати теплоти на нагрівання повітря у повітрянагрівачі першого або другого підігріву, кВт, що отримані при розрахунку холодного періоду схеми оброблення повітря.

Теплоємність води визначається у залежності від її середньої температури у повітрянагрівачі $t_B = 0,5(t_{гар} + t_{пов})$, 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).

Визначається швидкість води у трубках повітрянагрівача, м/с

$$\omega_{vi} = G_B / f_{Ti} \rho_B, \quad (4.14)$$

де ρ_B – густина води, кг/м³, визначається у залежності від її середньої температури у повітрянагрівачі $t_B = 0,5(t_{\text{гар}} + t_{\text{пов}})$, або береться постійною як 1000 кг/м³.

Якщо для деяких варіантів швидкість води менша як 0,2 м/с або більша як 1,5 м/с , то у подальших розрахунках 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.

Визначається коефіцієнт теплопередачі у повітрянагрівачі, Вт/(м²·К)

$$k_i = a(\rho\nu)_\delta^n \omega_{\delta i}^r, \quad (4.15)$$

де a, n, r – постійні величини, що вибираються з довідкових таблиць у залежності від типу повітрянагрівача.

За відомими співвідношеннями (за аналогією з тепловим розрахунком калорифера) визначається середній температурний напір у повітрянагрівачі як для перехресної схеми руху теплоносіїв $\overline{\Delta t}$.

Визначається теоретично необхідна площа поверхні нагрівання повітрянагрівача, Вт/(м² · К)

$$F_{Ti} = Q_{\text{ПН}i} \cdot 10^3 / k_i \overline{\Delta t} \quad (4.16)$$

Визначається запас дійсної поверхні нагрівання по відношення до теоретично необхідної %

$$\delta F_i = (F_{\text{д}i} - F_{Ti}) 100 / F_{\text{д}i} \quad (4.17)$$

За меншою величиною δF_i вибирається або однорядний, або півторарядний, або дворядний повітронагрівач. Якщо для вибраного повітронагрівача величина δF_i менша за 10 % і більша за 20 %, то необхідно змінити температури гарячої або поворотної води і розрахунки повторити.

Визначається аеродинамічний опір повітронагрівача за напрямком руху повітря, Па

$$\Delta P_a = b\psi(\rho v)_\delta^n \quad (4.18)$$

де b, n – постійні коефіцієнти, що вибираються за довідковими даними у залежності від типу повітронагрівача; ψ - коефіцієнт, що визначається у залежності від температур повітря на вході в повітронагрівач та виході з нього.

Визначається гідравлічний опір повітронагрівача за напрямком руху води, кПа

$$\Delta P_a = \Sigma(B_i \omega_a^2), \quad (4.19)$$

де B_i – постійний коефіцієнт, що залежить від типу базових теплообмінників, що входять до складу повітронагрівача.

• *Зрошувальні камери*

Камери зрошення призначені для політропних і адіабатних процесів оброблення повітря водою. Для кондиціонерів типу КТЦ їх випускають двох видів: форсункові та сітчасті.

Нижче будуть розглянуті форсункові камкри.

Форсункові камери зрошення центральних кондиціонерів КТЦ виконуються з двома рядами форсунок за напрямком руху повітря (див. рис. 4.20).

Перший ряд форсунок встановлюють з супутним рухом води за напрямком руху повітря, другий – з зустрічним рухом води.

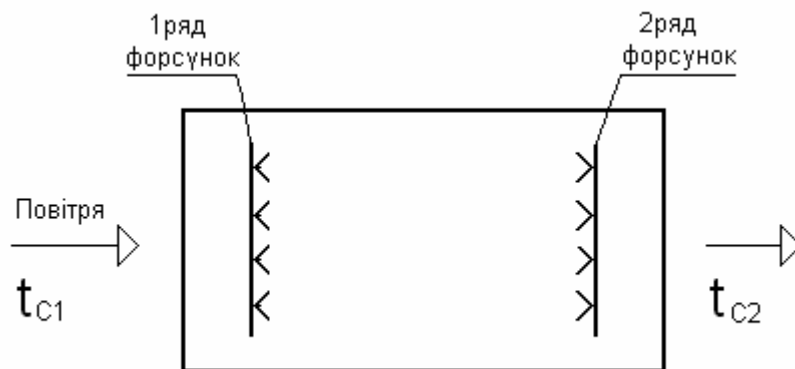


Рис. 4.20. Схема розміщення форсунок в зрошувальній камері кондиціонера КТЦ

Подавальний колектор води для кондиціонерів повітропродуктивністю до 80 тис. м³/год розташований зверху зрошувальної камери (див. рис. 4.21 а), а повітропродуктивністю більше як 80 тис. м³/год – зверху і по середині зрошувальної камери (див. рис. 4.21 б).

Швидкість повітря у живому перерізі форсунокової камери залежить від тонкості 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 поверхнею води, а з її найменшими краплями. Так наприклад, при діаметрі краплі 0,1 мм загальна поверхня 1 л води сягає біля 60 м².

Розпилювання води у загальному випадку здійснюється спеціальними форсунками, які бувають пряموструминними з осьовим входом води та кутовими з тангенціальним входом води (див. рис. 4.12).

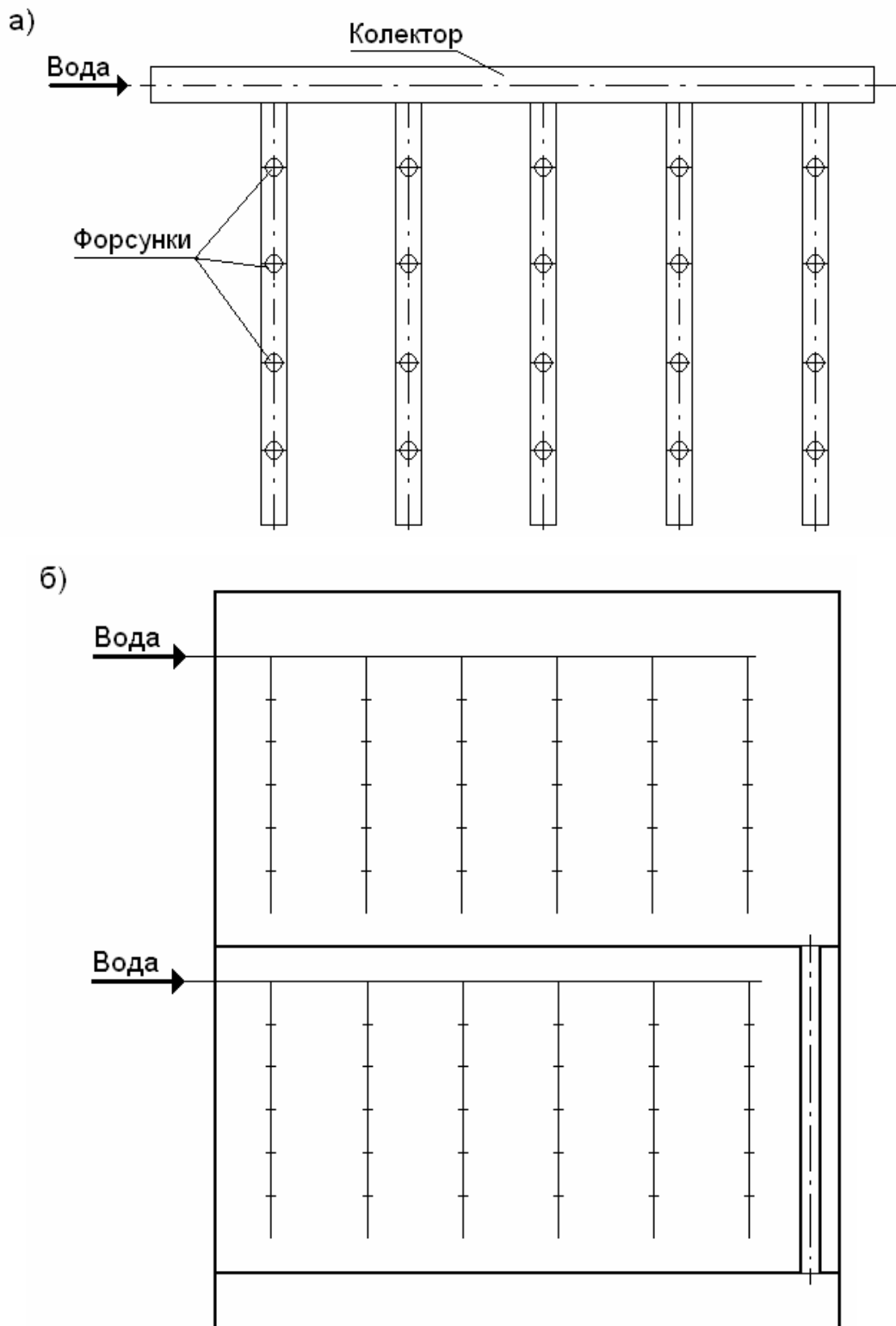


Рис. 4.21. Розташування подавального колектора для кондиціонерів типу

КТЦ:

а). повітропродуктивністю менше як 80 тис. $\text{м}^3/\text{год}$;

б). повітропродуктивністю більше як 80 тис. $\text{м}^3/\text{год}$.

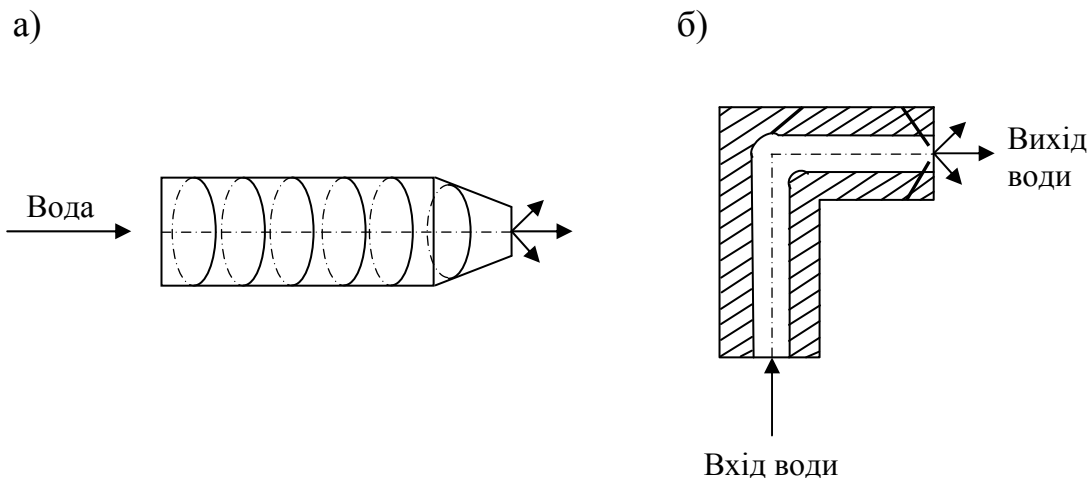


Рис. 4.22. Схематичне зображення форсунок для розпилу води:
а). прямиструминні; б). кутові

Розпилювання води, яка виходить з отвору форсунок, досягається за рахунок забезпечення одночасного поступального та колового руху, що забезпечується використанням різноманітних направляючих пристроїв (для прямиструминних форсунок), а також спеціальних камер з тангенційним підведенням води (для кутових форсунок).

Камери зрошення кондиціонерів типу КТЦ комплектуються широкофакельними тангенціальними форсунками одного типорозміру, які мають діаметр вхідного каналу 5 мм, а діаметр вихідного сопла – 9 мм, що порівняно з іншими конструкціями зменшує небезпеку забруднення форсунки.

Продуктивність форсунки, кг/год, визначається за емпіричною залежністю

$$m_{\delta} = 37,2P^{0,495}, \quad (4.20)$$

де P – надлишковий тиск води перед форсункою, кПа.

При розрахунках зрошувальних камер спочатку визначається необхідна витрата води, яку необхідно розпилювати в зрошувальній камері, кг/год

після чого за формулою (4.20) – надлишковий тиск води перед форсункою P , кПа.

За величинами G_v та P 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. 4.24.

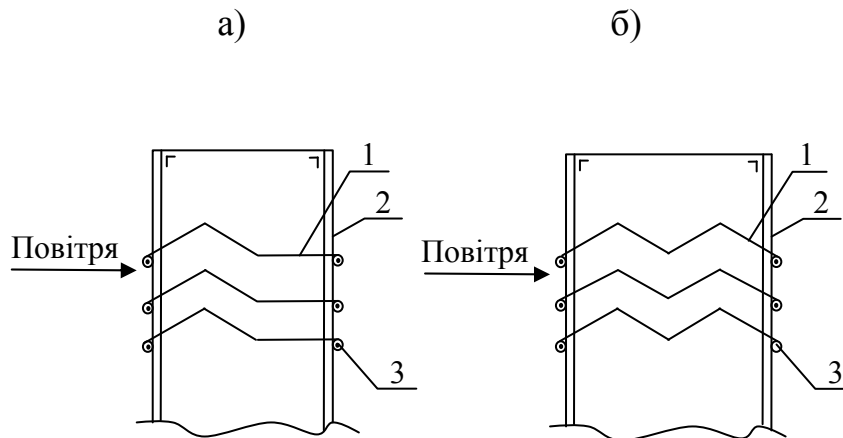


Рис. 4.24. Схематичні конструкції сепараторів:
а). перший за напрямком руху повітря; б). другий за напрямком руху повітря;
1 – пластини; 2 – каркас; 3 – пристрій для кріплення пластин

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 використовуються виносні сітчасті фільтри, що призначені для тонкої очистки води з розмірами чарунок латунної сітки 0,5 x 0,5 мм (див. рис. 4.25).

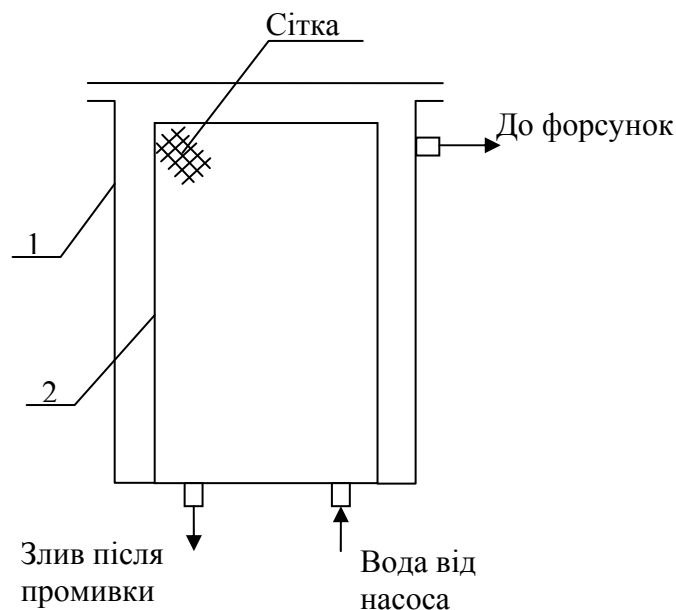


Рис. 4.25. Конструктивна схема виносного сітчастого фільтра

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. 4.26.

• **Вентилятори**

Кожен кондиціонер КТЦ комплектується відповідним радіальним вентилятором ВР одnobічного та двобічного всмоктування №№ 11,2; 16; 20. При цьому для кондиціонерів типу КТЦ – 3м – 160; 200; 250 використовуються вентилятори з двобічним всмоктуванням зі

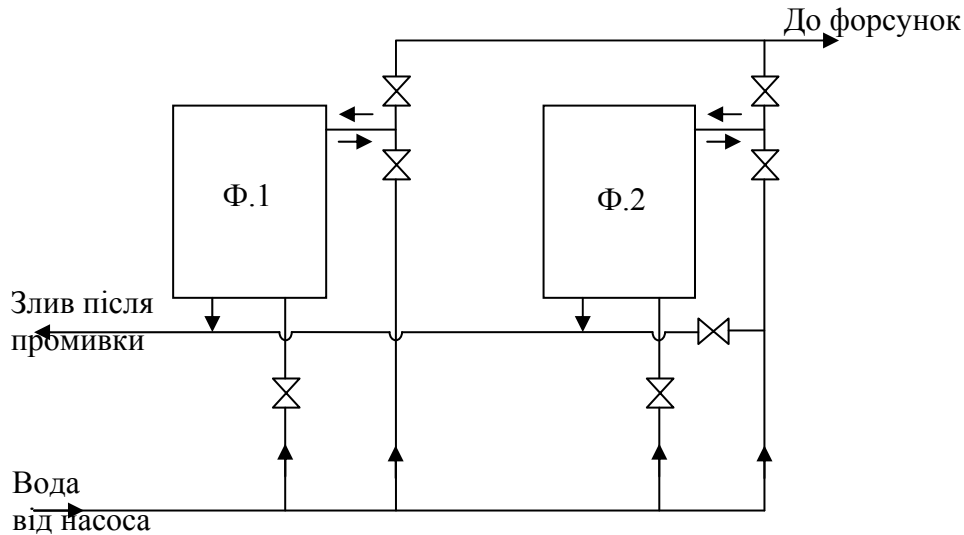


Рис. 4.26. Схема під'єднання сітчастих фільтрів

використовуються вентилятори з двобічним всмоктуванням зі встановленням їх у припливних камерах, для решти кондиціонерів – з однобічним всмоктуванням.

Загалом вибір вентиляторів здійснюється за подачею та тиском.

Подача вентилятора V , $\text{м}^3/\text{год}$, відповідає номінальній продуктивності кондиціонера за повітрям, а тиск H , Па вибирається з трьох стандартних значень (800, 1200, 1600 Па) у залежності від визначених втрат тиску ΔP .

Втрати тиску на переміщення повітря в системі кондиціювання повітря, Па

$$\Delta P = 1,1 \Delta P_{\text{м}} + \Delta P_{\text{ф}} + \Delta P_{\text{зкф}} + \Delta P_{\text{ПН1}} + \Delta P_{\text{ПН2}}, \quad (4.23)$$

де $\Delta P_{\text{м}}$ - аеродинамічний опір мережі повітропроводів, Па (визначається за методикою, яка була розглянута при аеродинамічному розрахунку системи механічної вентиляції); $\Delta P_{\text{ф}}$, $\Delta P_{\text{зкф}}$, $\Delta P_{\text{ПН1}}$, $\Delta P_{\text{ПН2}}$ - аеродинамічні опори повітряних фільтрів, зрошувальних форсункових камер, повітрянагрівачів першого та другого підігріву відповідно, Па (визначаються при виборі відповідного обладнання).

4.5. Місцеві системи кондиціонування повітря

Згідно з наведеною класифікацією 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»;
- Mitsubishi;
- DeLongi;
- Akira;
- GLIVET;
- New York і т. ін.

4.5.1. Автономні кондиціонери

1). Моноблочні

Кондиціонери цього типу можуть бути віконні та напольні.

Основними елементами таких кондиціонерів є компресор, конденсатор, випарник (повітроохолоджувач), вентилятори, системи трубопроводів, терморегулювальний вентиль, пульт керування.

В моноблочних кондиціонерах все перелічене обладнання міститься у одному блоці.

а). Віконні

Схема моноблочного віконного кондиціонера показана на рис. 4.27.

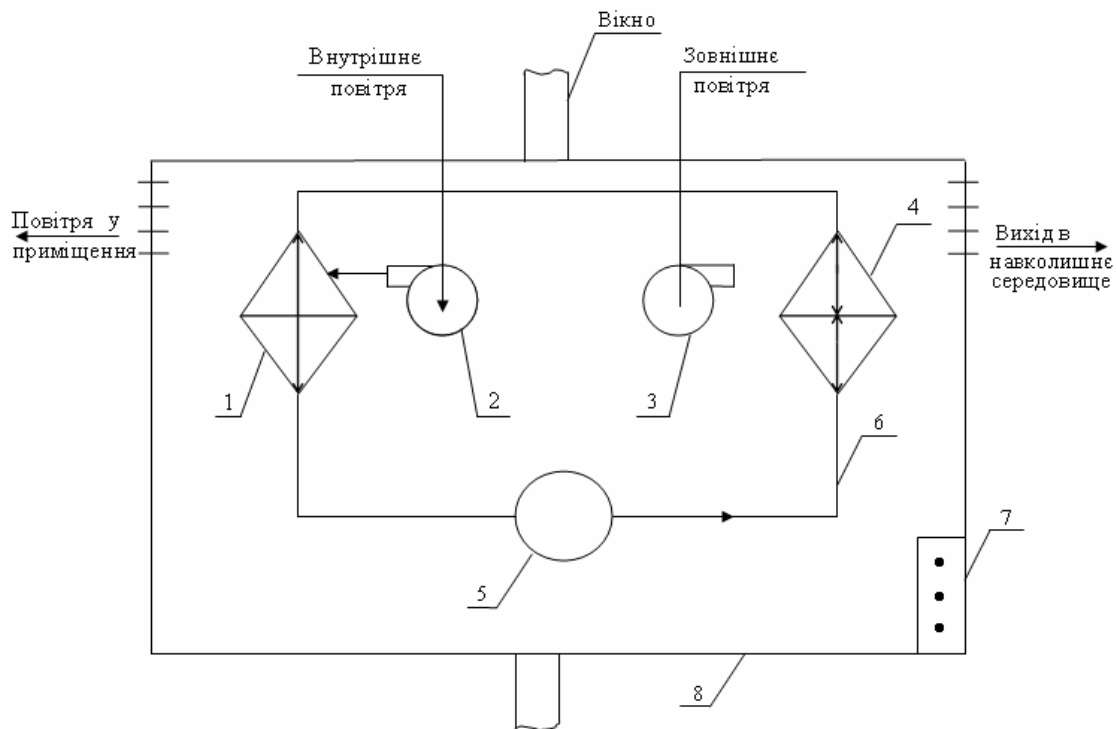


Рис. 4.27. Схема моноблочного віконного кондиціонера:

1 – випарник (повітроохолоджувач); 2 – вентилятор осьовий для переміщення повітря; 3 – вентилятор для обдува конденсатора; 4 – конденсатор; 5 – компресор; 6 – трубопроводи; 7 – пульт керування; 8 – корпус

Раніше як місцеві моноблочні кондиціонери були автономні кондиціонери типу БК-1500 або БК-2000, у нинішній час – це імпорнтні місцеві кондиціонери, деякі з них перелічені вище.

До недоліку місцевих моноблочних віконних кондиціонерів відноситься порушення герметичності вікна, погіршення дизайну приміщення.

б). Напольні кондиціонери (див. рис. 4.28).

Напольні кондиціонери мають те ж саме обладнання, що й моноблочні віконні. Вони можуть розташовуватися у будь-якому місці приміщення на підлозі. До переваги напольних кондиціонерів відноситься те, що вони не потребують спеціального монтажу, а до недоліку – те що вони працюють

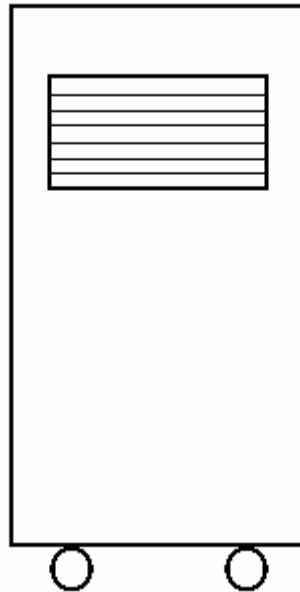


Рис. 4.28. Схема напольного моноблочного кондиціонера

тільки на внутрішньому рециркуляційному повітрі, а також – підвищений шум під час роботи.

2). Спліт – системи

Спліт – системи складаються з зовнішнього та внутрішнього блоків.

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.

Деякі приклади розташування внутрішніх та зовнішніх блоків наведені

на рис. 4.29.

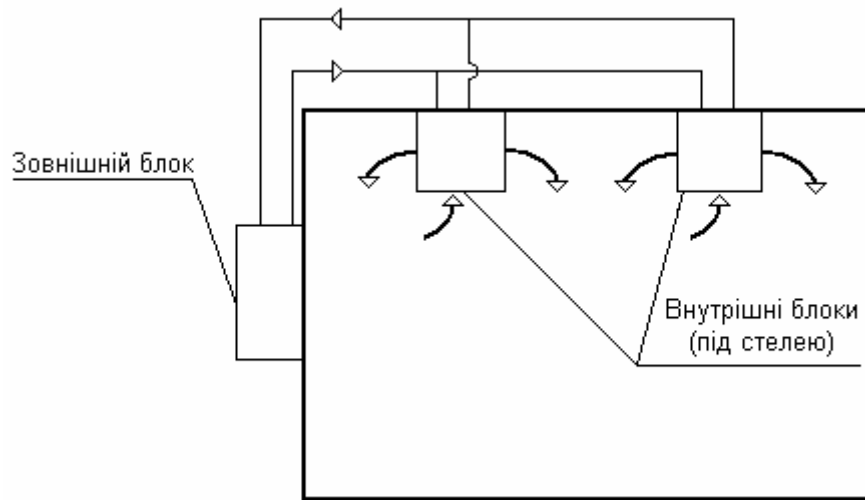


Рис. 4.29. Розташування внутрішніх блоків під стелею

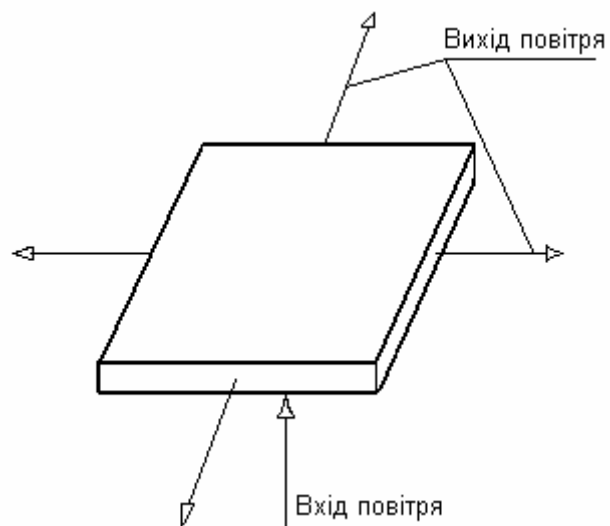


Рис 4.29 а. Схема касетного блоку

До недоліку настінних, напольних, касетних внутрішніх блоків відноситься те, що вони працюють без зовнішнього повітря, тобто тільки на рециркуляційному повітрі.

Схема каналного кондиціонера наведена на рис. 4.30



Рис. 4.30. Схема каналного кондиціонера

Канальні системи можуть працювати з підмішуванням зовнішнього повітря, тобто це є їх перевагою.

Сучасні місцеві системи можуть обслуговувати багато зон (багатозональні) зі змінною витратою повітря. Наприклад, розробки компаній 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.

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.

4.5.2. Неавтономні кондиціонери

В неавтономних системах кондиціонування повітря є окрема холодильна станція (чилер), де охолоджується вода. Чилер зазвичай розташовується на

3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

3.1 Розрахунок процесів нагріву та охолодження повітря

3.2 Обробка повітря в прямоплинному кондиціонері

3.3 Обробка повітря в кондиціонерах з заходами енергозбереження

3.1 Розрахунок процесів нагріву та охолодження повітря

Універсальний інструмент для графічної побудови та аналітичного обчислення параметрів вологого повітря носить назву I-d діаграма. Існує декілька різновидів діаграми. Але в Україні історично найбільшого поширення набула діаграма Рамзіна. Ця діаграма поєднує п'ять параметрів повітря і дозволяє за відомими двома з них визначати всі інші. До основних параметрів повітря за заданого атмосферного тиску належать: температура, вологовміст, ентальпія, відносна вологість і тиск насичених парів. Основні процеси обробки повітря наведено на рисунку 3.1. Процес нагріву повітря без зміни вологовмісту зображено процесом 1-2. Такі процеси реалізуються в калориферах центральних кондиціонерів. Процес 1-3 – сухе охолодження повітря (без випадіння конденсату). Реалізується в поверхневих охолоджувачах кондиціонерів коли кількість підведеного холоду недостатня для досягнення повітрям насичення, або точка, яка характеризує температуру поверхневого охолоджувача знаходиться вище точки роси для цього стану повітря. Якщо ж повітря досягає свого насичення і підведення холоду продовжується, то повітря починає охолоджуватися з випадінням конденсату до температури $t \geq t_{нов}$. Де $t_{нов}$ – температура поверхні охолоджувача. Хоча на практиці досягнути температури повітря, яка б дорівнювала температурі поверхні охолоджувача, є неможливим. Процес охолодження буде протікати по похилому відрізку, перша точка якого – це параметри вхідного повітря до охолоджувача (т. З), а друга – точка К визначається такими параметрами: температура дорівнює температурі поверхні охолоджувача (для стандартних систем кондиціонування близько +5 °С), а відносна вологість залежить від відносної вологості вхідного повітря. За даними [10–12] при відносній вологості вхідного повітря, не більшій 45%, максимальна відносна вологість біля охолоджувача становитиме 88%, при відносній вологості вхідного повітря від 45 до 70 % (включно) – 92%. При відносній вологості вхідного повітря більше 70% – 98%. Положення точки охолодженого повітря П залежить від холодильної потужності, підведеної до повітря, якщо її достатньо – параметри вхідного повітря будуть досягати параметрів повітря біля охолоджувача, якщо холодильної потужності недостатньо – точка П буде знаходитись на відрізку вище точки К (рис 3.2).

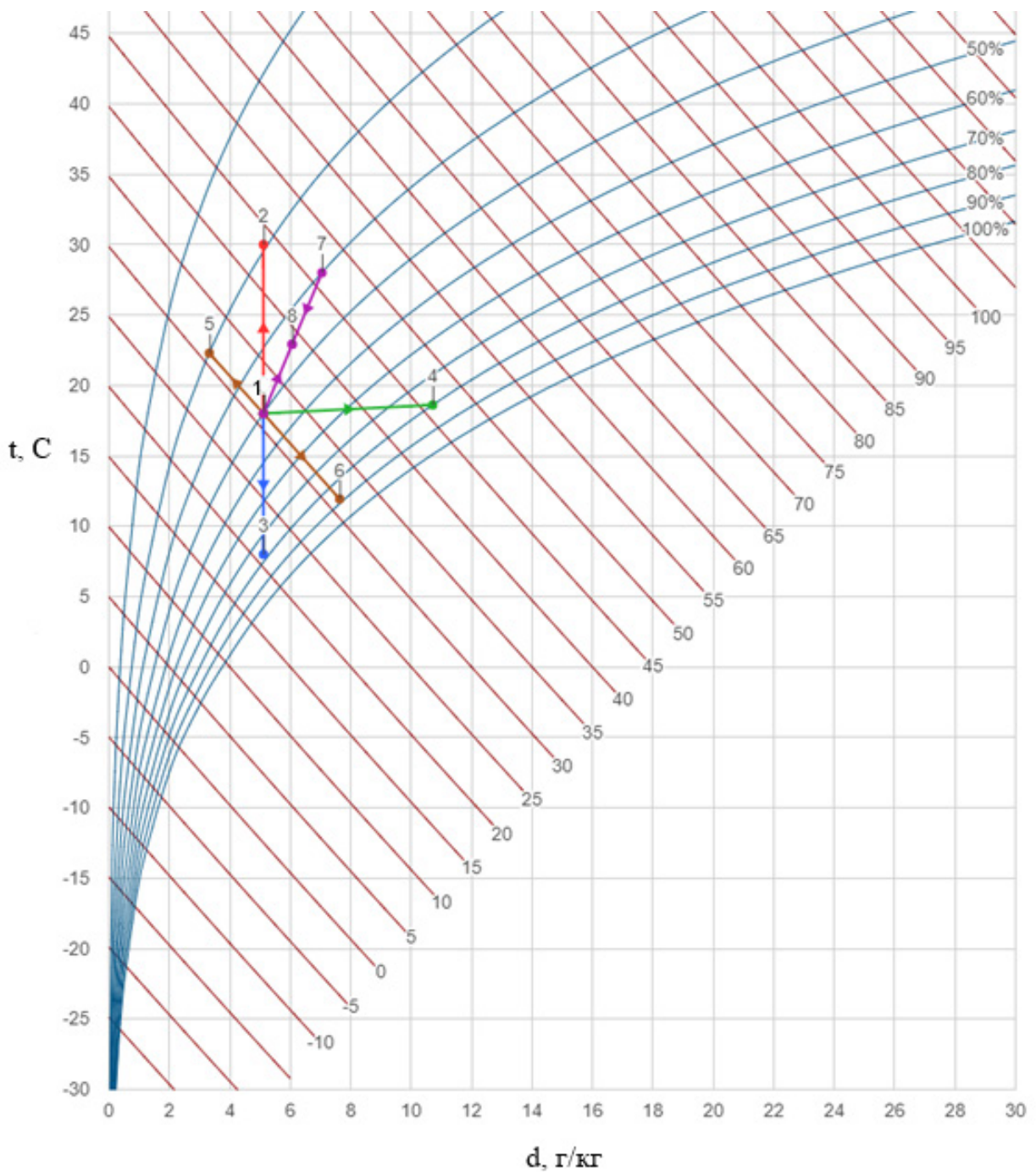


Рисунок 3.1 – Основні процеси обробки повітря на I-d діаграмі

При насиченні повітря паром відбувається процес зволоження, який з певним допущенням можна вважати ізотермічним. Процес ізотермічного зволоження повітря зображено відрізком 1–4. Адіабатичне зволоження повітря відбувається в камерах зрошення при зрошенні повітря водою, температура якої дорівнює температурі мокрого термометра повітря. Температура мокрого термометра – це кінцева точка адіабатичного зволоження потоку повітря. Цей процес зображено відрізком 1–6. Протилежний йому процес – адіабатичне осушення зображено відрізком на діаграмі 1–5.

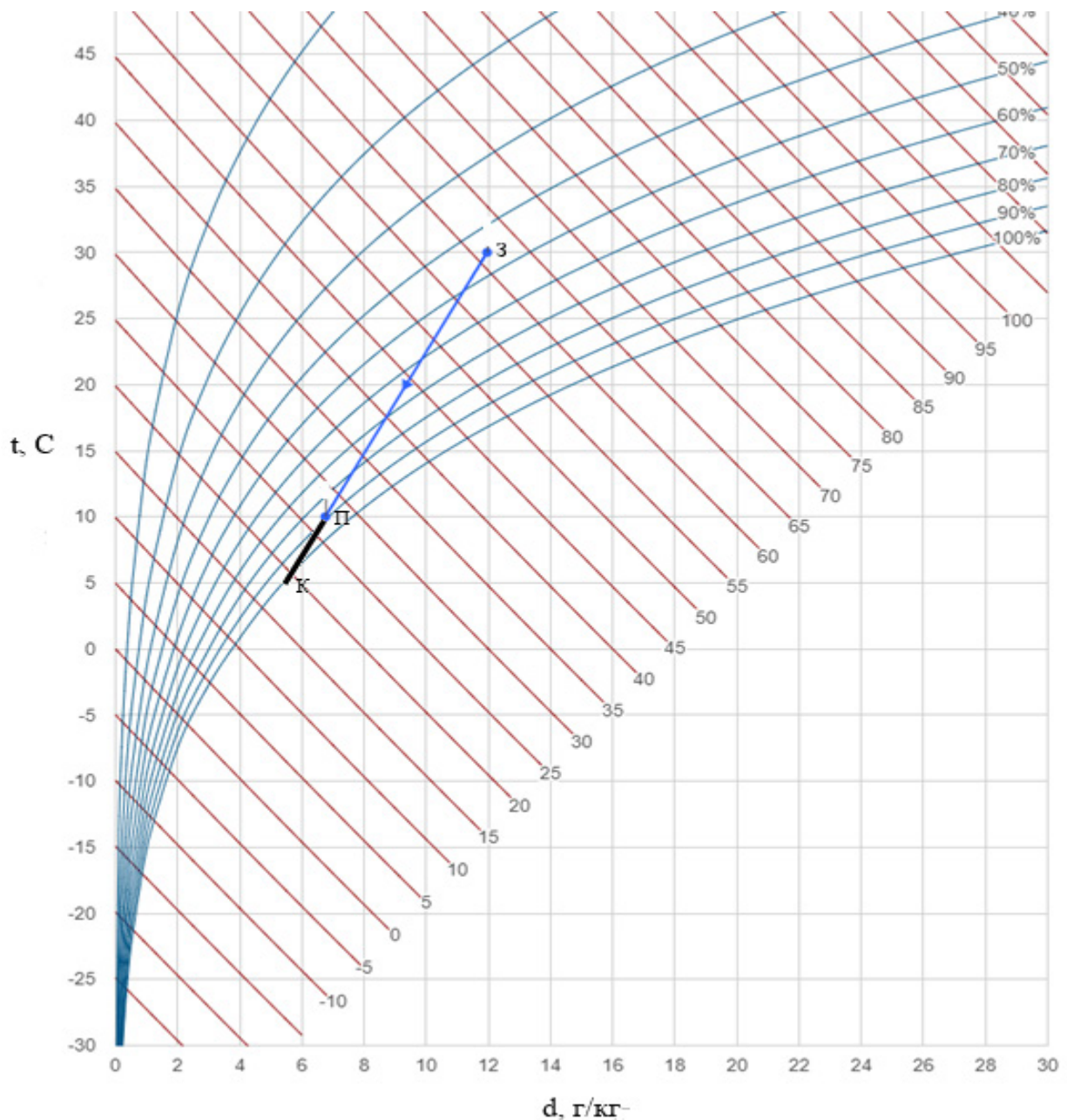


Рисунок 3.2 – Процес охолодження повітря на I-d діаграмі

Розглянемо процес змішування повітря.

Початкова точка у всіх процесах однакова – точка 1 з параметрами: $t = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_v = 10,8\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\vartheta = 40\%$, $d = 5,1\text{ г/кг}$, $I = 31,2\text{ кДж/кг}$, $\rho = 1,212\text{ кг/м}^3$.

Параметри повітря, що змішується з повітрям у точці 1, такі (точка 7): $t = 28\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_v = 16,6\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\vartheta = 30\%$, $d = 7\text{ г/кг}$, $I = 46,5\text{ кДж/кг}$, $\rho = 1,172\text{ кг/м}^3$. Початкова витрата обох точок $L=1000\text{ м}^3/\text{год}$. Тому результуюча точка 8 буде знаходитись у середині відрізка, що з'єднує точку 1 і точку 7.

Результуючі параметри точок для самоперевірки наведено у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Параметри точок основних процесів обробки повітря

Процес	№ точки	t, °C	t _m , °C	t _R	φ, %	d, г/кг	I, кДж/кг	L, м ³ /год	G, кг/год	Q, кВт	W, кг/год
Нагрів	2	30	15,6	4,2	19	5,1	44	1041	1212	4,1	
Охолодження	3	8	6,2	4,2	77	5,1	21	965	1212	-3,4	
Зволоження парою	4	18,6	16,4	15,1	80	10,7	46	1002	1212	5	6,8
Адіабатне осушення	5	22,3	10,8	-1,5	20	3,3	31	1014	1212	0	-2,2
Адіабатне зволоження	6	11,9	10,8	10	88	7,6	31	979	1212	0	3,1
Змішування точка суміші	8	22,9	13,8	6,4	35	6,1	39	2000	2384		

Змішування на діаграмі зображається відрізком, який з'єднує першу і другу точки, що характеризують параметри змішувальних потоків повітря. Пропорційно витраті кожного з них на відрізку встановлюється точка, яка і буде характеризувати параметри суміші.

Основну увагу потрібно звернути на точність побудови процесів, що не завжди можливо на звичайних діаграмах при побудові процесів олівцем. Тому паралельно зі звичайною паперовою діаграмою набули значного поширення електронні діаграми, які дозволяють з достатньою точністю будувати процеси обробки повітря для заданої місцевості. Також необхідно звернути увагу на об'ємну витрату повітря після обробки. Незважаючи на те, що масова витрата залишається сталою – для нашого випадку 1212 кг/год, об'ємна витрата у кожному процесі різна, це пов'язано з тим, що при зміні температури повітря змінюється її густина. Наприклад, у процесі 1–2 при нагріві повітря об'ємна витрата повітря за рахунок зменшення густини зростає і становить $L=1041$ м³/год.

Кількість тепла або холоду для нагріву повітря визначається за формулою:

$$Q = G \cdot (I_2 - I_1), \quad (3.1)$$

де G – масова витрата повітря, кг/с;

I_2 і I_1 – відповідно кінцева і початкова ентальпії повітря, кДж/кг.

Приклад 6. Визначити кількість тепла для нагріву повітря від точки 1 до точки 2 (табл. 3.1).

Розв'язання. Скористаємось формулою 3.1. З таблиці 3.1 випишемо всі необхідні нам дані.

$$Q = \frac{1212}{3600} \cdot (43,5 - 31,2) = 4,14 \text{ кВт}.$$

Приклад 7 Визначити кількість вологи для адіабатичного зволоження повітря водою з температурою мокрого термометра повітря. Вихідні дані взяти з таблиці 3.1.

Розв'язання. Кількість вологи визначається за формулою:

$$W = G \cdot (d_2 - d_1), \quad (3.2)$$

де d_2 і d_1 – відповідно кінцевий і початковий вологовміст повітря, г/кг

Підставимо дані таблиці в формулу:

$$W = \frac{1212}{3600} \cdot (7,6 - 5,1) = 0,84 \text{ кг/с} = 3,1 \text{ кг/год}.$$

Кожен процес зміни параметрів повітря можна відобразити кутовим коефіцієнтом (тепловологісним відношенням), який розраховується за формулою:

$$\varepsilon = \frac{\sum Q_n}{\sum W} = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1}, \quad (3.3)$$

де Q_n – сумарне повне тепло у приміщенні, кДж/год;

W – сумарна кількість вологи, поглинута чи виділена повітрям, кг/год.

Таким чином діаграма променями кутових процесів поділяється на 4 зони:

- нагріву і зволоження ε від ∞ до 0;
- охолодження і зволоження ε від 0 до $-\infty$;
- охолодження і осушення ε від $-\infty$ до 0;
- нагріву і осушення ε від 0 до ∞ .

Ізотермічний процес зображається променем $\varepsilon=2530$ кДж/кг.

Графічно визначити положення променя кутового процесу можна за допомогою півкола значень ε , які наводяться в правому нижньому куті діаграми (рис. 3.3). Розраховане значення тепловологісного відношення встановлюємо на півколі і паралельно йому проводимо промінь на діаграмі. Інколи значення кутового коефіцієнта на діаграмах зображається на рамці діаграми для зручності побудови.

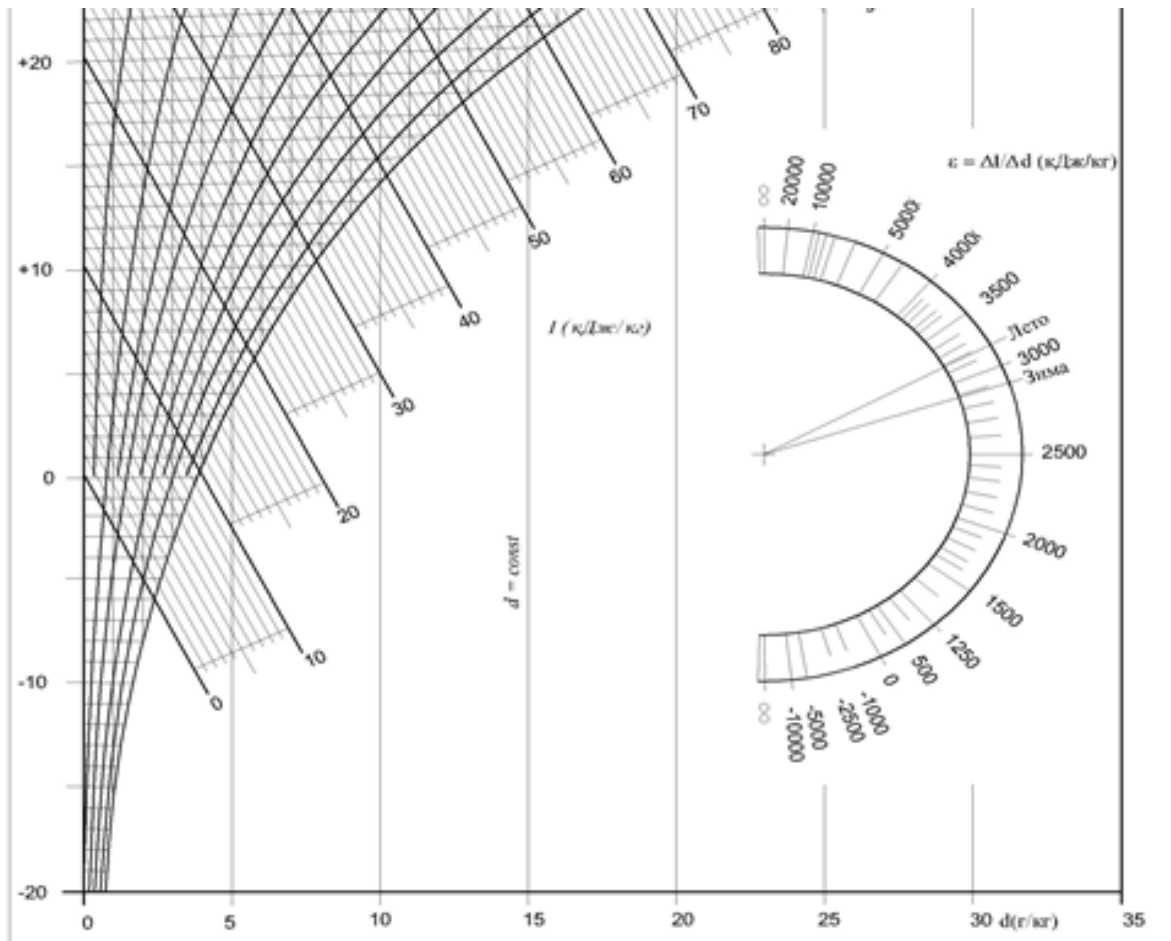


Рисунок 3.3 – I-d діаграма з півколом для графічного визначення значень ε

Приклад 8. Визначити значення кутового коефіцієнта процесу, якщо у приміщенні виділяється $Q_n = 15$ кВт тепла і 12 кг/год вологи.

Розв'язання. Для розв'язання поставленої задачі скористаємось формулою 3.3, перевідний коефіцієнт з кВт до кДж/год – 3600, тоді:

$$\varepsilon = \frac{\sum Q_n}{\sum W} = \frac{3600 \cdot 15}{12} = 4500.$$

Як видно зі значення кутового коефіцієнта, цей процес відбувається з виділенням тепла і вологи.

3.2 Обробка повітря в прямопливному кондиціонері

Проектування систем вентиляції і кондиціонування необхідно починати зі збору всіх вихідних даних, до яких належать:

1. Визначення надходження всіх шкідливостей у приміщення, побудова теплових балансів для всіх трьох періодів року за повною і явною теплотою. Визначення надходження вологи.

2. Визначення параметрів зовнішнього повітря для всіх трьох періодів року.
3. Вибір параметрів внутрішнього мікроклімату;
4. Визначення площі та об'єму приміщення.

Розрахунок проводять таким чином.

– На діаграму наносять точки внутрішнього і зовнішнього повітря. Розрахунок починають з теплого періоду року.

– За величиною теплової напруженості приміщення ($Q_{я}/V$) визначають градієнт підвищення температури за вистою приміщення і температуру повітря, що видаляється з верхньої зони:

$$t_y = t_g + grad(H - h_{pz}) , \quad (3.4)$$

де H – висота приміщення, м;

h_{pz} – висота робочої зони, м;

Якщо кратність повітрообміну більше 5, вважають, що температура $t_y = t_g$. Значення зростання температури повітря зі зростанням висоти приміщення визначають з таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Градієнт температури повітря по висоті приміщення громадських будівель [10]

Теплова напруженість, Вт/м ³	$grad t, ^\circ\text{C}/\text{м}$
більше 23	0,8-1,5
10-23	0,3-1,2
менше 10	0-0,5

– Визначають тепловологісне відношення і через точку внутрішнього повітря проводять промінь процесу. Попередньо задаються температурою припливного повітря, яка має бути на 4...6 °С менше за температуру внутрішнього повітря.

– Розраховують повітрообмін за повним теплом:

$$G_{\Delta i} = \frac{\sum Q_n}{I_y - I_{II}} . \quad (3.5)$$

Для визначення ентальпій припливного повітря потрібно побудувати промінь процесу і на ньому відкласти точки У та П. Ці точки утворюються на перетині відповідних ізотерм і променя процесу.

– Визначають нормативне значення витрати повітря, яке має подаватися у приміщення для дихання людей (формула 2.20). Порівнюють нормативне значення з розрахованим за формулою 3.5. Якщо розраховане значення менше нормативного, то за розрахункову витрату повітря беруть нормативну витрату.

– З точки П проводимо відрізок по $d = \text{Const}$ до перетину з кривою відносної вологості 90%. Отримуємо точку К, яка характеризує параметри повітря після охолоджувача (камери зрошування чи поверхневого охолоджувача). Враховуючи, що камери зрошування зараз використовуються нечасто через значну вартість і складність обслуговування, вважатимемо, що охолодження повітря відбувається в поверхневому водяному охолоджувачі, який може регулюватися автоматично і налаштовуватись на необхідну нам температуру поверхні охолодження.

– З'єднуємо точку К і точку З, яка характеризує параметри зовнішнього повітря, отримуємо процес охолодження повітря в зрошувальній камері або охолоджувачі поверхневого.

– Визначаємо витрати холоду і тепла на обробку повітря.

Розглянемо цю методику розрахунку прямопливного кондиціонера в теплий період року на прикладі актовї зали (приклад 4).

Приклад 9. Розрахувати процес обробки повітря в прямопливному кондиціонері в теплий період року, якщо актовї зала знаходиться в місті Вінниці, має геометричні розміри $20 \times 10 \times 4$ м. В ній знаходиться 300 осіб. Всі інші дані взяти з попередніх прикладів.

Розв'язання. Відповідно до попередніх розрахунків у актовій залі виділяється $Q = 47,9$ кВт повного тепла, $W = 14,8$ кг/год вологи. Розрахункові параметри внутрішнього повітря для теплого періоду року: $t = 25$ °С, відносна вологість 50%. Параметри зовнішнього повітря $t = 27$ °С, $I = 57$ кДж/кг. Враховуючи, що теплонапруженість внутрішнього повітря більше 23 Вт/м³, згідно з таблицею 3.2 беремо градієнт зростання внутрішньої температури $1,5$ °С/м.

Тоді $t_y = 25 + (4 - 1,5) \times 1,5 = 28,8$ °С. Визначимо тепловологісне відношення:

$$\varepsilon = \frac{3600 \cdot 47,9}{14,8} = 11651.$$

Здійснимо побудову процесів обробки повітря в кондиціонері в теплий період року (рис. 3.4). Встановлюємо точки внутрішнього повітря В, зовнішнього повітря З, У – точка повітря, що видаляється поза зоною обслуговування. З точки внутрішнього повітря проводимо відрізок, паралельний значенню ε .

Взявши переохолодження повітря $7\text{ }^{\circ}\text{C}$, визначимо, що температура припливного повітря становитиме $t_{\text{П}} = 25 - 7 = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$. Проводимо ізотерму $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ до перетину з відрізком, проведеним з точки В. На перетині отримуємо точку П – точку параметрів припливного повітря. З цієї точки вертикально вниз проводимо відрізок до перетину з кривою відносної вологості 90% . В цьому місці знаходиться точка К, яка характеризує параметри повітря після охолоджувача кондиціонера.

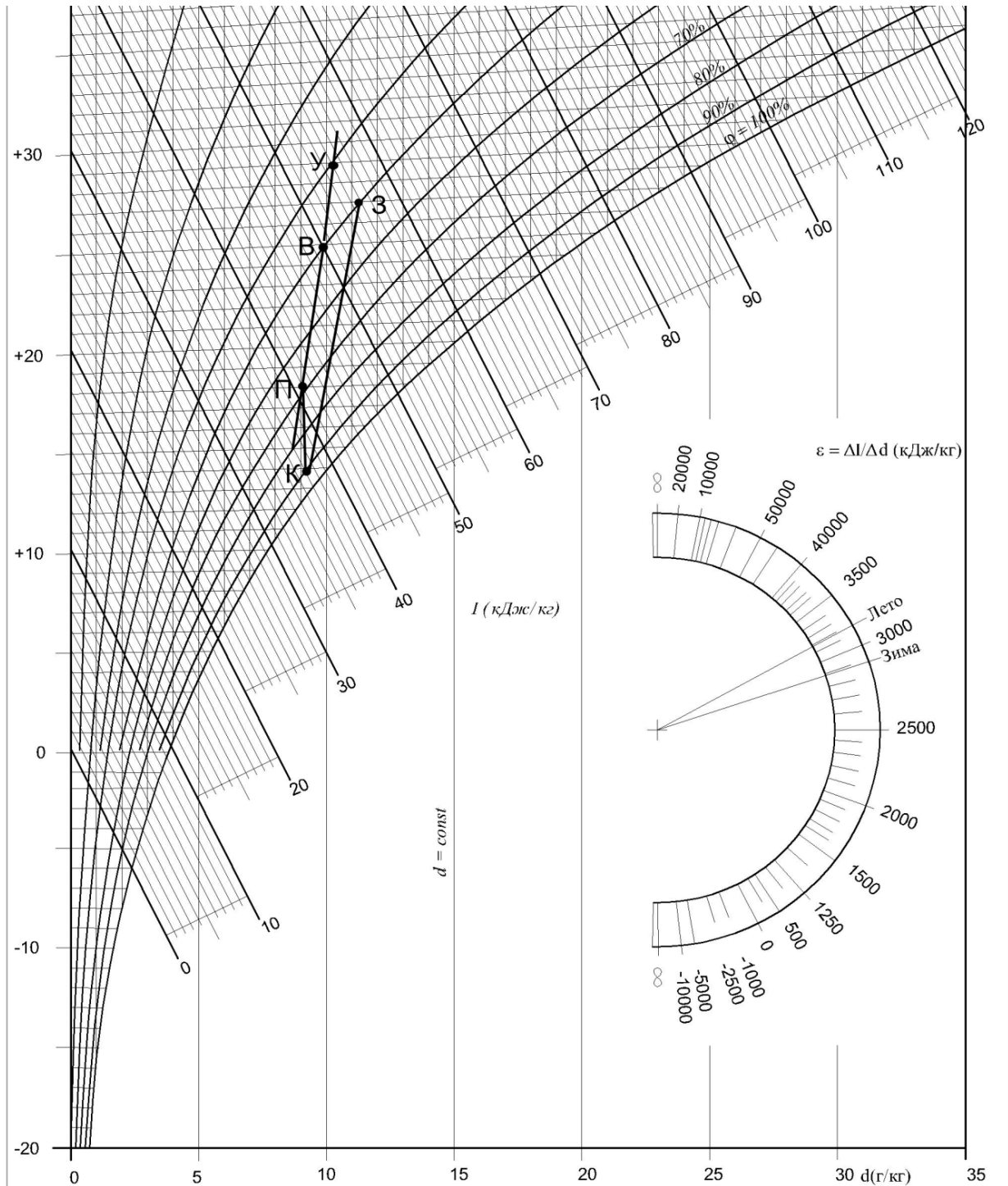


Рисунок 3.4 – Обробка повітря в прямопливному кондиціонері в теплий період року на I-d діаграмі

В загальному випадку процес буде протікати таким чином: зовнішнє повітря після фільтрації потрапляє на поверхневий охолоджувач з середньою температурою поверхні, яка відповідає точці К. Повітря охолоджується і частково осушується. Після досягнення параметрів, близьких до параметрів точки К, повітря підігрівається в калорифері першого підігріву або в рекуператорі до параметрів точки П – припливного повітря. Після чого повітря потрапляє у приміщення, де асимілює тепло і вологоннадлишки та у приміщенні встановлюється температура і відносна вологість, яка відповідає параметрам точки В. Параметри всіх точок наведено у таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Параметри характерних точок процесу

Точка	$t_c, ^\circ\text{C}$	$\vartheta, \%$	I, кДж/кг	Точка	$t_c, ^\circ\text{C}$	$\vartheta, \%$	I, кДж/кг
В	25	50	51,3	К	14	90	37,6
З	27	51	57	У	29	41	56,4
П	18	71	42,1	К ₁	15	84	38,6

Точка К₁ не показана на діаграмі, вона знаходиться на 1 градус вище за точку К на відрізку К-П і характеризує процес нагріву повітря після охолоджувача в вентиляторі та повітроводах.

Визначимо витрату повітря для цього процесу кондиціювання за формулою :

$$G_{\Delta i} = \frac{\sum Q_n}{I_V - I_{II}} = \frac{47,9}{56,4 - 42,1} = 3,35 \text{ кг} / \text{с} . \quad (3.6)$$

Тобто, об'ємна витрата припливного повітря становитиме:

$$L = \frac{G}{\rho} = \frac{3,35}{1,17} = 2,86 \text{ м}^3 / \text{с} \rightarrow 10307 \text{ м}^3 / \text{год} . \quad (3.7)$$

Санітарна норма зовнішнього повітря для цього прикладу визначається за формулою (2.20) для оптимальних мікрокліматичних умов і низького забруднення повітря в приміщенні:

$$L_{\min} = n \cdot q_p + S \cdot q_v = 300 \cdot 7 + 200 \cdot 0,7 = 2240 \text{ л} / \text{с} \rightarrow 8064 \text{ м}^3 / \text{год} .$$

Беремо до розрахунку витрату, більшу за значенням, тобто 10307 м³/год.

Кількість холоду на охолодження повітря від точки З до точки К визначається таким чином:

$$Q_x = G \cdot (I_z - I_K) = 3,35 \cdot (57 - 37,6) = 65 \text{ кВт} . \quad (3.8)$$

Кількість тепла на перший підігрів від точки К₁ до П:

$$Q_{T1} = G \cdot (I_{II} - I_{K1}) = 3,35 \cdot (42,1 - 38,6) = 11,73 \text{ кВт} . \quad (3.9)$$

Перевірка правильності розрахунку: подане у приміщення повітря з параметрами точка П має асимілювати всі вологонадлишки, що виділяються.

$$W = G \cdot (d_v - d_{II}) = 3,35 \cdot (10,6 - 9,4) = 4,02 \text{ г/с} \rightarrow 14,47 \text{ кг/год} . \quad (3.10)$$

Неточність в десятих можна пояснити неточністю взяття графічних даних з діаграми, загалом розрахунок проведено правильно і вся волога, що буде виділятися в приміщенні, буде асимільована повітрям разом з надлишковим теплом.

Здійснимо розрахунок для нашого прикладу в холодний період року. Побудуємо процес обробки повітря. В холодний період року повітря потрібно не лише нагрівати, а й зволожувати. Зволоження можна проводити за адіабатним циклом в камерах форсункового зволоження, в камерах стільникового зволоження і парою. Найбільш гігієнічним є останній спосіб, але він найбільш енергоємний. На генерацію 1 кг водяної пари стільниковий зволожувач використає в 400 раз менше енергії, ніж парозволожувач, а форсункова камера – в 16 раз менше енергії. Це пов'язано з тим, що останні два пристрої не генерують пару як таку, а виробляють мілкодисперсну воду, туман – форсункова камера або потік води на насадці, яким і зволожується повітря. Але в медицині чи виробництві радіоелектроніки допустимим є лише парове зволоження повітря.

Розглянемо процес за адіабатним циклом у форсункових камерах (рис. 3.5).

Визначимо температуру повітря, що видаляється:

$$t_y = t_e + \text{grad}(H - h_{p3}) = 22 + 1,5 \cdot (4 - 1,5) = 25,8^\circ \text{C} . \quad (3.11)$$

Визначимо кутовий коефіцієнт процесу:

$$\varepsilon = \frac{3600 \cdot 35,9}{14,8} = 8732.$$

З діаграми визначимо, що ентальпія повітря в точці У $I_U = 41$ кДж/кг. Оскільки кількість повітря в теплий і холодний періоди зазвичай однакова, нам необхідно визначити ентальпію припливного повітря, а за нею – і всі інші параметри точки П, враховуючи те, що теплонадлишки в теплий період менші, тому і температура припливного повітря в холодний період року буде вищою.

$$I_{II} = I_U - \frac{Q_x}{G} = 41 - \frac{35,9}{3,35} = 30,3 \text{ кДж / кг} . \quad (3.12)$$

Тоді температура припливного повітря визначиться на перетині ізоентальпії $I = 30,3$ кДж/кг і променя ε . Відповідно до побудови температура точки П $t_{II} = 18,5$ °С. Витрата повітря – така, як і в теплий період року.

Точка зовнішнього повітря знаходиться внизу діаграми. З неї підіймаємо вертикально верх промінь по $d = \text{const}$. Цей процес – нагрів повітря в першому калорифері. Встановлюємо на діаграмі точки В, У, П.

З точки П по $d = \text{const}$ опускаємо відрізок до перетину з кривою відносної вологості в 90%. Отримуємо точку К. З точки К по ізоентальпії $I = \text{const}$ проводимо відрізок до перетину з променем, проведеним з точки З. На їх перетині отримуємо точку Т.

Точка Т характеризує параметри повітря, яке виходить після калорифера першого підігріву. Повітря має великий запас явного тепла і мінімальний запас прихованого, оскільки його вологовміст дуже незначний. Далі повітря зрошується водою в камері зрошування. Вода має температуру мокрого термометра для цього повітря (точка Т) і явне тепло повітря, отримане ним у калорифері першого підігріву, переходить до води, випаровуючи її. Температура повітря спадає, тому що зменшується його явне тепло, але ентальпія залишається сталою, тому що пропорційно зростає кількість прихованого тепла, яке міститься у водяних парах. Повітря набуває параметрів точки К. Від точки К до К₁ повітря нагрівається на 1 °С в вентиляторі і повітроводах.

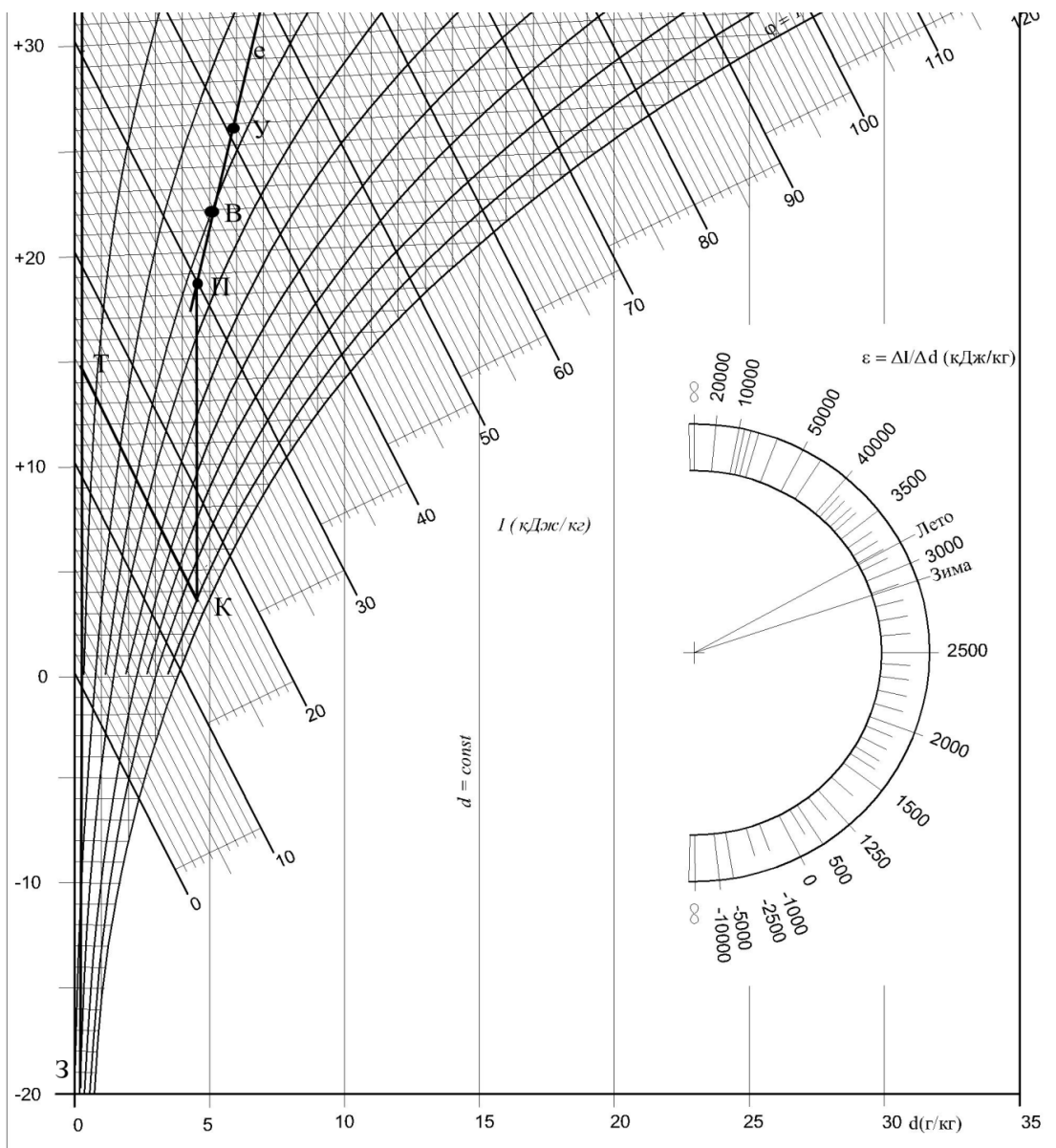


Рисунок 3.5 – Обробка повітря в прямопливному кондиціонері в холодний період року

Другий підігрів здійснюється від точки K_1 до П, після чого повітря потрапляє у приміщення і асимілює тепло та вологонадлишки. Зведемо параметри всіх точок у таблицю 3.4.

Таблиця 3.4 – Параметри характерних точок процесу

Точка	t_c , С	φ , %	I, кДж/кг	Точка	t_c , С	φ , %	I, кДж/кг
В	22	30	35,1	К	3,6	90	15
З	-21	100	-19,7	У	25,8	27	40,5
П	18,5	33	30	K_1	4,6	84	16
Т	14,8	0	15	-	-	-	-

Кількість тепла на перший підігрів визначається таким чином:

$$Q_{T1} = G \cdot (I_T - I_3) = 3,35 \cdot (15 + 19,7) = 116,25 \text{ кВт} . \quad (3.13)$$

Кількість вологи на адиабатичне зволоження:

$$W_{az} = G \cdot (d_K - d_T) = 3,35 \cdot (4,5 - 0) = 15,1 \frac{\text{г}}{\text{с}} . \quad (3.14)$$

Кількість тепла на другий підігрів визначається таким чином:

$$Q_{T2} = G \cdot (I_{II} - I_{K1}) = 3,35 \cdot (30 - 16) = 46,9 \text{ кВт} . \quad (3.15)$$

Таким чином, ми визначили всі параметри циклу кондиціонування повітря, визначили всі значення потужностей калориферів і витрату води на зволоження повітря. Температура води має дорівнювати температурі точки К.

3.3 Обробка повітря в кондиціонерах з заходами енергозбереження

Обробка повітря в прямопливних кондиціонерах без будь-яких заходів енергозбереження є енергетично не вигідною. Постійне зростання вартості енергоресурсів та нормативні вимоги спонукають нас до впровадження заходів з енергозбереження [11–13]. Серед найпоширеніших є два заходи – використання утилізації тепла викидного повітря і використання рециркуляції. Утилізацію тепла і рециркуляцію найефективніше реалізовувати в холодний і перехідний періоди року. Для утилізації теплової енергії використовують утилізатори тепла – рекуператори. Найпоширенішими є пластинчасті перехресноточні утилізатори тепла та роторні (рис. 3.6).

Пластинчастий утилізатор (рекуператор) не регульований і менш ефективний ніж роторний, але дешевший в капітальних затратах. Роторний більш гнучкий в експлуатації, дозволяє регулювати ступінь енергоутилізації, потребує менше місця, ніж пластинчастий, але дорожчий. Кожен утилізатор розраховується виробником і визначаються його основні параметри. Головною характеристикою рекуператорів є їхня енергетична ефективність за явним теплом і за повним теплом.

Ефективність утилізатора за повним теплом визначається за формулою

$$\Theta = \frac{I_{22} - I_{11}}{I_{21} - I_{11}} . \quad (3.16)$$

де I_{22} – ентальпія припливного повітря на виході з рекуператора, кДж/кг;

I_{21} – ентальпія припливного повітря на вході в рекуператор, кДж/кг;

I_{11} – ентальпія витяжного повітря на вході в рекуператор, кДж/кг.

Ефективність пластинчастих рекуператорів, у середньому, знаходиться в межах 0,5...0,65; роторних – 0,7...0,9.

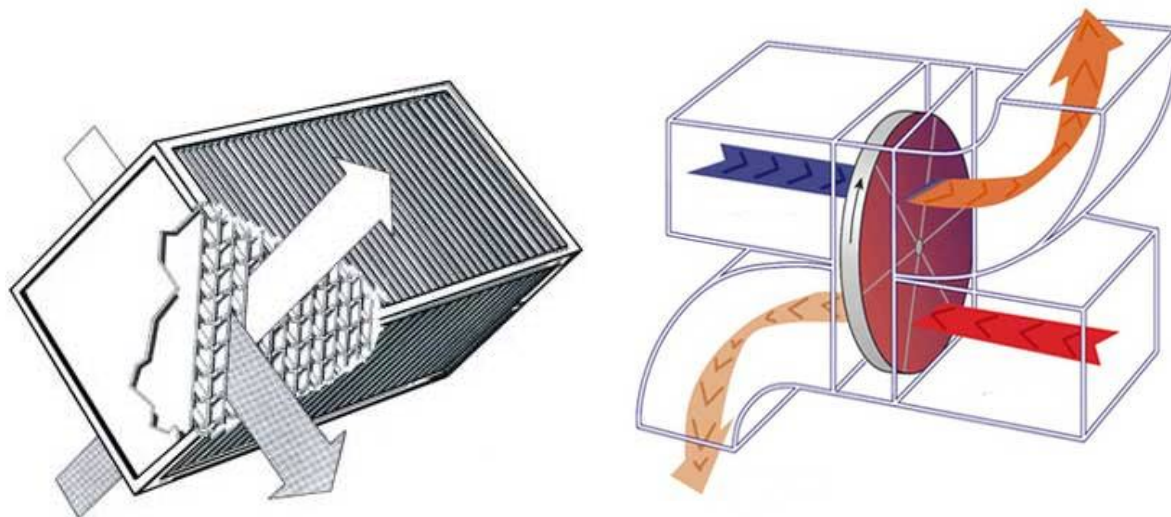


Рисунок 3.6 – Пластинчастий та роторний утилізатори теплової енергії

Рекуператор дозволяє значно зменшувати витрату тепла на перший підігрів у холодний і теплий періоди року. Використання рекуператора в холодний період року зображається на діаграмі точкою T1 на відрізку З-Т. Температура, до якої догріває повітря рекуператор, надається виробником обладнання, зазвичай з метою уникнення обмерзання конденсату температура повітря на виході з рекуператора є додатною (рис. 3.7).

Для прикладу 9 визначимо ефективність утилізації тепла та економію теплової енергії. Виробником надано інформацію, що рекуператор догріє повітря до +5 °С. Таким чином, зменшиться витрата тепла на перший підігрів, яка становитиме:

$$Q_{T1}^1 = G \cdot (I_T - I_{T1}) = 3,35 \cdot (15 - 5,5) = 31,83 \text{ кВт}. \quad (3.17)$$

Таким чином, економія теплової потужності за використання рекуператора становить 84,43 кВт. Ефективність рекуператора становить:

$$\Theta = \frac{I_{22} - I_{11}}{I_{21} - I_{11}} = \frac{5,5 - 40,5}{-19,7 - 40,5} = 0,58. \quad (3.18)$$

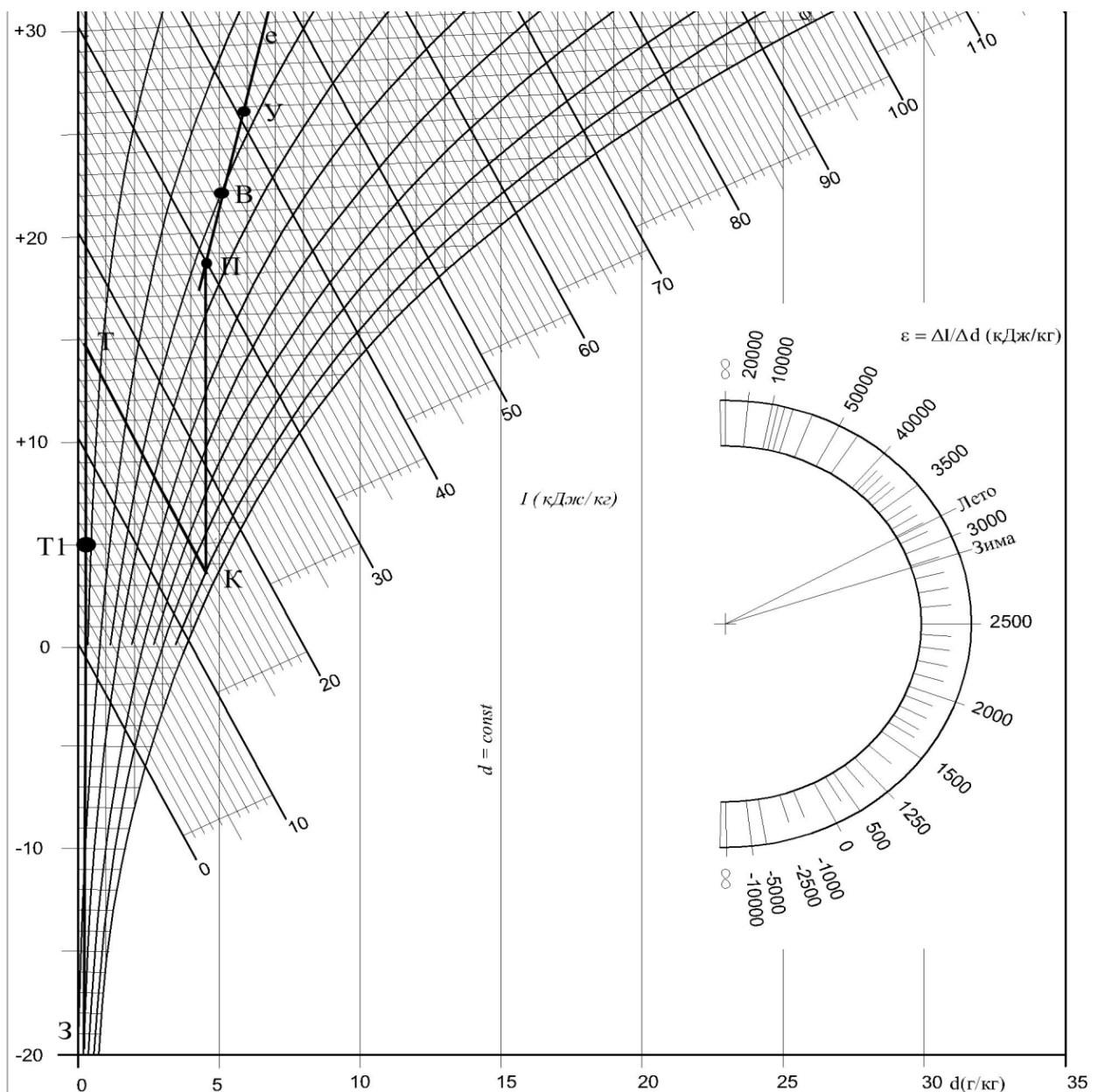


Рисунок 3.7 – Обробка повітря в кондиціонері з утилізатором тепла в холодний період року

Рециркуляція – це часткове повернення (підмішування) витяжного повітря до припливного. Рециркуляція обмежується нормативними вимогами, зокрема: не можна підмішувати витяжне повітря яке містить забруднюючі речовини або вибухонебезпечні речовини, неприємні запахи, пил, гази. Зазвичай рециркуляція обмежується одним приміщенням. За змішування потоків повітря з масовими витратами G_1 і G_2 параметри точки змішування можна знайти графічно, як показано було вище, або аналітично – за формулами:

$$t_c = \frac{G_1 \cdot t_1 + G_2 \cdot t_2}{G_1 + G_2}, \quad (3.19)$$

де t_1 – температура першого потоку повітря, °С;

t_2 – температура другого потоку повітря, °С;

$$I_c = \frac{G_1 \cdot I_1 + G_2 \cdot I_2}{G_1 + G_2}. \quad (3.20)$$

У прикладі 9 нами було визначено, що загальна витрата повітря для системи кондиціювання становить $L_1=10307$ м³/год, а санітарна норма – $L_2=8064$ м³/год, таким чином ми можемо рециркулювати:

$$L_R = L_1 - L_2 = 10307 - 8064 = 2243 \text{ м}^3 / \text{год}. \quad (3.21)$$

Тобто, в холодний період року ми можемо подати до приміщення 8064 м³/год зовнішнього повітря і 2243 м³/год рециркуляційного. Визначимо параметри суміші для цього процесу. Скористаємось даними таблиці 3.4.

$$t_c = \frac{G_1 \cdot t_1 + G_2 \cdot t_2}{G_1 + G_2} = \frac{8064 \cdot (-21) + 2243 \cdot 27}{8064 + 2243} = -10,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$I_c = \frac{G_1 \cdot I_1 + G_2 \cdot I_2}{G_1 + G_2} = \frac{8064 \cdot (-19,7) + 2243 \cdot 40,5}{8064 + 2243} = -6,56 \text{ кДж/кг}$$

Побудуємо процес з рециркуляцією на діаграмі. Холодний період року (рис. 3.8).

З'єднаємо точки У і З відрізком. На цьому відрізку відмітимо точку суміші С, яка має температуру мінус 10,5 °С. З точки суміші піднімемо промінь до перетину з відрізком Т–К. Отримуємо на перетині точку Т1. Процес С–Т1 – підігрів повітря в першому калорифері. Кількість тепла для цього процесу визначається таким чином:

$$Q_{T1}^1 = G \cdot (I_{T1} - I_C) = 3,35 \cdot (15 + 6,56) = 72,23 \text{ кВт}. \quad (3.22)$$

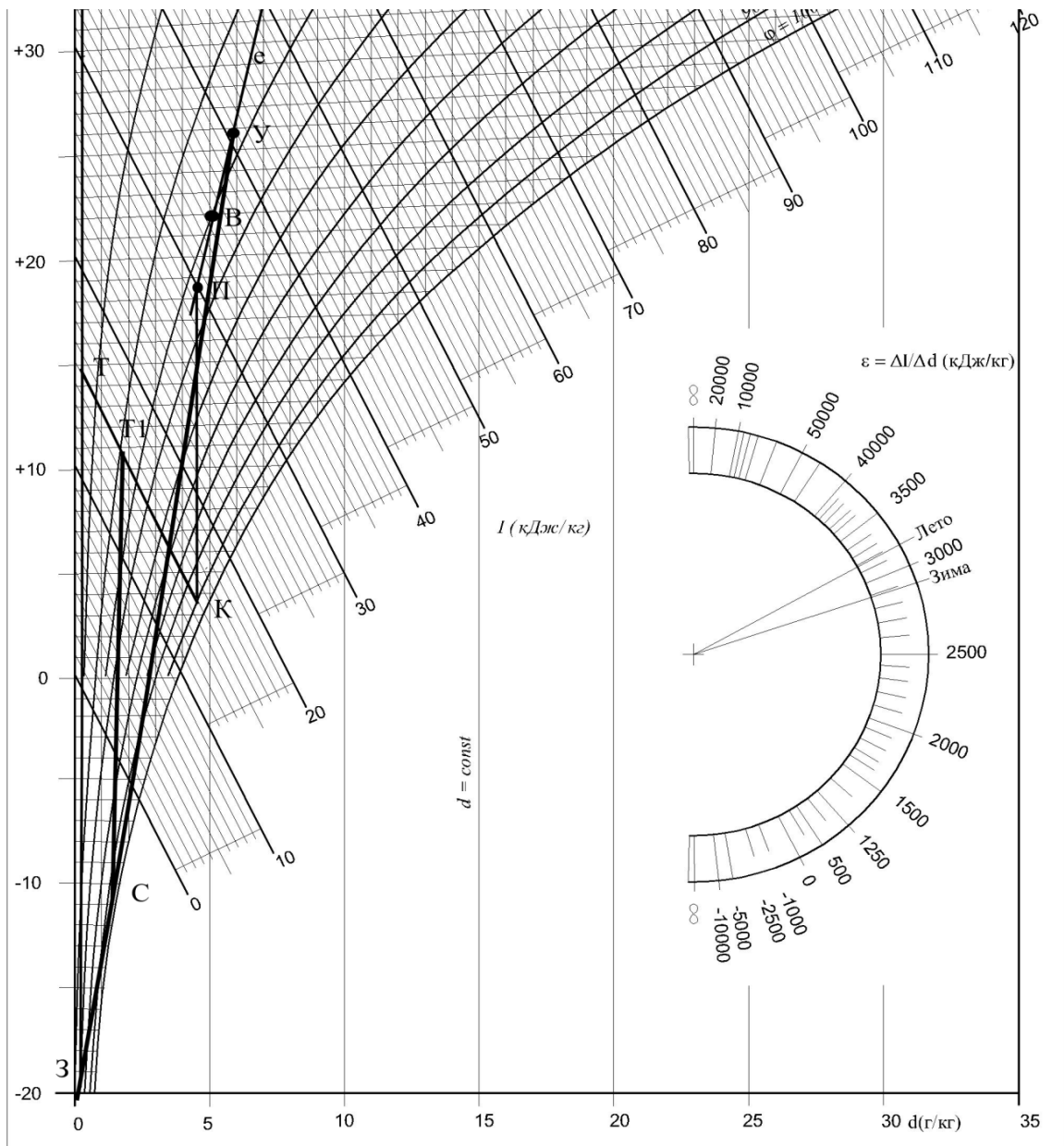


Рисунок 3.8 – Обробка повітря в кондиціонері з рециркуляцією в холодний період року

Таким чином рециркуляція дає нам економію тепла порівняно з прямопливним кондиціонером на 44 кВт, але рекуперация є ще вигіднішою і дозволяє нам зекономити 84,42 кВт, тобто майже у два рази більше. У кожному конкретному випадку необхідно обирати спосіб енергозбереження враховуючи те, що рециркуляція хоча і може бути менш енергетично вигідною, але дозволяє разом з теплом повертати ще і вологу, що є перевагою над процесом рекуперации. На рисунках 3.9 – 3.11 зображено загальні вигляди центральних кондиціонерів: на рис 3.9 – кондиціонер з роторним рекуператором; на рис 3.10 – кондиціонер з перехресноточним пластинчастим рекуператором; на рис 3.11 – кондиціонер з камерою змішування.



Рисунок 3.9 – Центральний кондиціонер з роторним рекуператором

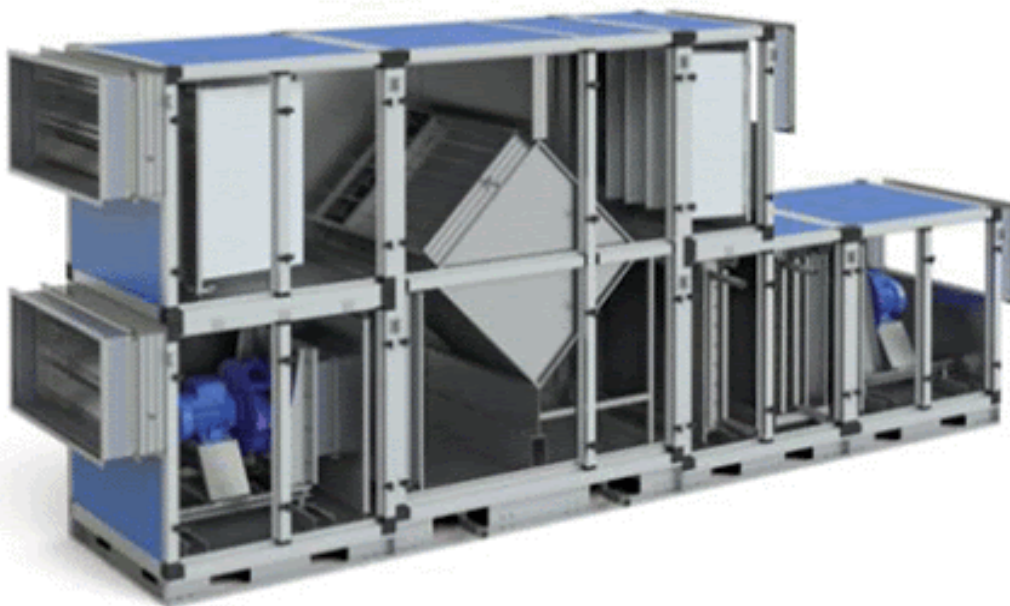


Рисунок 3.10 – Центральний кондиціонер з пластинчастим рекуператором

При розробці реальних проектів обов'язково необхідно вибирати процеси з енергозбереженням, виключенням можуть лише бути заклади охорони здоров'я, в яких енергоутилізація і рециркуляція заборонені, а також інші підприємства, де за технологічними вимогами заходи з енергозбереження є недопустимими.