МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ В. Н. КАРАЗІНА

НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ

КОМП'ЮТЕРНОЇ ФІЗИКИ ТА ЕНЕРГЕТИКИ

Кафедра фізики нетрадиційних енерготехнологій та екології

Пояснювальна записка

До дипломної роботи

За освітньо-кваліфікаційним рівнем бакалавр

«Розрахунок рекуперативного теплообмінника»

Виконав студент 4 курсу групи НФ-42

Пікульов Євген Сергійович

Спеціальність

«Прикладна фізика та наноматеріали»

Керівник ктн доцент Алексахін О.О.

Рецензент_____

Харків 2022

Перелік скорочень та абревіатур

ККД – коефіцієнт корисної дії

СКП – система кондиціювання повітря

СВ – система вентиляції

Re – критерій Рейнольдса

Nu – критерій Нусельта

Pr – критерій Парандтля

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Харківський національний університет імені В.Н. Каразіна

Факультет ННІ комп'ютерної фізики та енергетики

Кафедра фізики нетрадиційних енерготехнологій та екології

Рівень вищої освіти (освітньо-кваліфікаційний рівень) «бакалавр»

Напрям підготовки 6.040204 прикладна фізика

Спеціальність прикладна фізика та наноматеріали

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Олександр КУЛИК

Підпис ініціали, прізвище

"____" _____20___року

З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ (ПРОЕКТ)

Пікульова Євгена Сергійовича

(прізвище, ім'я, по батькові студента)

1.Тема роботи: «Розрахунок рекуперативного теплообмінника»

керівник роботи: Алексахін Олександр Олексійович, доцент ктн

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом по університету від 27 квітня 2022 року

№ 4201-5/21

2. Строк подання студентом роботи 9.06.2022

3. Перелік питань, які потрібно розробити

Обчислення необхідного повітрообміну для приміщення. Визначення площі поверхні теплопередачі калорифера системи вентиляції. Визначення площі поверхні теплопередачі пластинчатого рекуператора.

4.План роботи

№ З/п	Назви етапів роботи
1	Характеристика систем вентиляції і основного обладнання систем механічної вентиляції
2	Обчислення необхідного повітрообміну для приміщення
3	Обчислення конструктивних характеристик калорифера системи вентиляції
4	Обчислення площі теплопередачі і втрат тиску для теплообмінника утилізатора
5	Оформлення пояснювальної записки

5. Дата видачі завдання _____

Студент _____ Пікульов Є.С.

підпис ініціали, прізвище

Керівник роботи _____ Алексахін О.О.

підпис ініціали, прізвище

РЕФЕРАТ

Пікульов Євген Сергійович «Розрахунок рекуперативного теплообмінника» (випускна робота «бакалавр») – Харків: ХНУ імені В.Н. Каразіна, 2022. – 43 с.

Робота складається з ступу, трьох розділів, висновків: містить 19 рисунків, 5 таблиць, список використаних джерел з 25 найменувань.

Здійснено обчислення повітрообміну для приміщення конференц-зали громадської будівлі. Витрати повітря для приміщення становлять 2000 $м^3$/годину. Обчислено площу поверхні калорифера системи механічної вентиляції і площу теплообміну пластинчастого рекуператора. Визначено економію теплової енергії яку забезпечує встановлення у системі теплообмінника-утилізатора.

Ключові слова: рекуператор, калорифер, система вентиляції, енергозбереження, тепловий розрахунок пластинчастого рекуператора, коефіцієнт теплопередачі, площа поверхні теплообміну.

ABSTRACT

Pikulov Yevhen Serhiiovych "Calculation of the recuperative heat exchanger" (final work "Bachelor") - Kharkiv: KNU named after V.N. Karazina, 2022. – 43 p.

The work consists of a stupa, three sections, conclusions: contains 19 figures, 5 tables, list of sources used with 25 names.

The calculation of air exchange for the conference hall of the public building was performed. The air consumption for the room is 2000 m^3 / hour. The surface area of the heater of the mechanical ventilation system and the heat exchange area of the plate recuperator are calculated. The savings of thermal energy provided by the installation in the system of the heat exchanger-utilizer are determined.

Key words: recuperator, heater, system: ventilation, energy saving, thermal calculation of plate recuperator heat transfer coefficient, heat exchange surface area.

ЗМІСТ

ВСТУП

РОЗДІЛ 1. ПРИЗНАЧЕННЯ, КЛАСИФІКАЦІЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИОСТІ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ.

1.1.Санітарно-гігієнічні особливості вентиляції.

1.2.Властивості вологого повітря.

1.3.Улаштування і робота систем вентиляції.

1.4.Призначення, класифікація і улаштування систем кондиціювання повітря.

РОЗДІЛ 2. ЗАХОДИ З ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ.

РОЗДІЛ 3. ОБЧИСЛЕННЯ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ.

3.1.Обчислення повітрообміну для приміщення.

3.2.Розрахунок рекуператора для роботи у системі вентиляції.

ВИСНОВКИ

ВИКОРИСТАНІ ДЖЕРЕЛА

ВСТУП

Актуальність теми «Розрахунок рекуперативного теплообмінника»

Одна з актуальних проблем сьогодення є проблема ефективної вентиляції повітря у приміщенні. Раніше будинки були наділені природною вентиляцією, що передбачало проникнення вуличного повітря у середину будівлі. Це повітря потрапляло у приміщення через вузькі прорізи та щілини у стінах, вікнах та дверях. Зараз же дерев’яні вікна замінені на пластикові, що значно зберігає внутрішнє тепло, завдяки герметичності. Крім цього, взимку потрібно підтримувати оптимальний мікроклімат, нагрівати повітря і це дуже затратно для власника будівлі, бо зберігати тепло потрібно упродовж більше ніж 3 місяців, через особливості кліматичної зони. Так само і природна вентиляція в будинках має інші недоліки. Перший недолік - із зовнішнього середовища потрапляє холодне повітря та забруднення. Другий недолік - часто виникають протяги які неможливо контролювати. Тому, ми отримуємо те, що витрачаємо гроші за тепле повітря, яке “втекло” через вентиляційну шахту. Не дивно, що люди хочуть за меншу вартість більш результативний варіант розв'язання проблеми. Одне з найбільш вигідних рішень буде використання рекуператора, який робить більш ефективну і якісну вентиляцію житлового приміщення, при цьому забезпечуючи менші тепловитрати. Рекуператор - це пристрій, який є двостінним теплообмінником. Який має два повітряні потоки, при цьому вони не змішуються між собою. Ці повітряні потоки мають різні температури, завдяки чому відбувається теплообмін.

Мета дипломної роботи

Зменшення енергоспоживання системою вентиляції громадської будівлі за рахунок використання теплоти відхідного повітря у теплообміннику-рекуператорі.

РОЗДІЛ 1. ПРИЗНАЧЕННЯ, КЛАСИФІКАЦІЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИОСТІ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ.

1.1. Санітарно-гігієнічні особливості вентиляції.

Для комфортного життя людини, повинні бути такі параметри повітря:

- Параметри середовища (температура, відносна вологість, швидкість);

- Вміст хімічних речовин повітря (відсотковий склад кисню, вуглекислоти, наявність шкідливих парів й газів);

- Присутність пилу (органічний, мінеральний, кварцовий, азбестовий).

Параметри повітря які знаходяться ззовні приміщення залежать від кліматичного та територіального положення ділянки, на котре також має вплив пора року. Оскільки завдяки цим параметрам зовнішнього повітря буде визначена потрібна потужність системи вентиляції, що буде надавати необхідні параметри внутрішнього клімату приміщення. Характеристики зовнішнього середовища можна отримати з [1].

Параметри внутрішнього повітря котрі ми розглядаємо це: температура (t,^{o}C); відносну вологість (φ, %); швидкість (V, м/с). Вони являються нормативними метеорологічними параметрами. Дані показники розрізняють за: класифікацією приміщень(житлові, громадські, адміністративно-побутові, виробничі); категорією природних умов(допустимі, оптимальні); кількістю своєї роботи яку потрібно виконати у приміщенні (легка, середня, важка); періодом року (теплий, холодний).

Від заданих параметрів повітря у поміщенні залежить споживання електроенергії системами вентиляції та повітряного кондиціювання.

Для прикладу в таблиці 1.1 показані найбільш відповідні параметри температури відносної вологості та швидкості повітря в приміщеннях житлових, громадських та адміністративно-побутових будівель.

Таблиця 1.1

Оптимальні показники повітря.

Період року	Температура, ^{o}C	Відносна вологість, %	Швидкість повітря, м/с
Теплий	20 … 22 23 … 25	30 … 60 30 … 60	0,2 0,3
Холодний	20 … 22	30 … 45	0,2

Несприятливі (Загрозливі) фактори, які впливають та погіршують життя людини, такі, як: небезпечний викид елементів у повітря; пил; сухе або, навпаки, вологе повітря. Ці фактори називають шкідливостями.

Головним завданням вентиляції – позбавити людей від цієї проблеми. Очищення та заміну на більш свіже повітря називають повітрообміном. Його характеризують кратністю. Методики обчислення повітрообміну наведено у [2, 3].

Розглянемо одну з шкідливостей – пил. Це скупчення маленьких частинок твердої чи рідкої речовини у повітрі. Пил буває мінеральний та органічний; Сам по собі він дуже маленький, його розрізняють за розмірами: великий (більше 50 мкм), середньої дисперсності (від 50 до 10 мкм), дрібнодисперсний (менше 10 мкм). Останній найбільш небезпечний оскільки його важко уловлювати фільтрами.

Нажаль, повністю позбавитися від попадання шкідливостей всередину будівель у вигляді газів та парів неможливо, тому їх концентрацію контролюють у приміщенні за допомогою ГДК (гранично допустимі концентрації). Ці концентрації вимірюють у г/м^3 та мг/м^3. Зростання залежить від швидкості речовини. Щоб забезпечити меншу концентрацію шкідливостей

у внутрішньому просторі будівлі потрібно подати до будівлі деякий об'єм нового, свіжого повітря. Нижче наведено рівняння для його визначення.

$$L = \frac{C}{ГДК - C_{пр}} \quad (1.1)$$

С – потрапляння шкідливостей до приміщення, г/год;

ГДК – гранично допустима концентрація;

$C_{пр}$ – ГДК аналізованої шкідливості та її кількість у приливному повітрі, г/м^3.

Для усунення надлишкової теплоти ($Q_{над}$) та обчислення повітрообміну використовують формулу наведену нижче.

$$V_T = \frac{Q_{над}}{C_п(t_{вив} - t_{над})\rho} \quad (1.2)$$

Сп та ρ – питома теплоємність та густина повітря відповідно;

$t_{вив}$ – надлишкова температура котру виводять із приміщення;

$t_{над}$ – температура повітря що надходить до приміщення;

Зайву кількість теплоти, що видаляється вентиляцією, обчислюють формулою приведеною нижче. Цю теплоту розраховують як різницю теплоти з різних джерел(Q_1) та теплоти, що було втрачено через зовнішні огородження($Q_{вт}$).

$$Q_{над} = Q_1 - Q_{вт} \quad (1.3)$$

Тепло і волога, зазвичай потрапляють у внутрішній простір будівлі через:

- через конструкції, що огороджують приміщення;

- через прорізи стінових конструкцій у які потрапляє сонячне світло;

- від тепло-обладнання що виділяє тепло у приміщенні (батареї та інші);

- від присутності людей;

Джерела найбільш присутні для адміністративно-побутових і громадських будівель:

- тепло від сонячних променів, яке проходить через прозорі огороджувальні конструкції будівлі, функцією яких є пропускання природного освітлення, джерела освітлення приміщень;

- тепло, котре може потрапляти через будівельні конструкції будівлі;

- тепло та волога, що надходять від тіл людей.

- тепло, що з'являється шляхом трудового або побутового життя людей. Це приготування їжі, миття посуду у гарячій воді та інші.

Тепло від сонця яке надходить до приміщення у деяких випадках може бути суттєвим. Оскільки вікна можуть знаходитись південно-східній або південно-західній стороні будівлі, що призводить до надлишкового освітлення та потрапляння сонячних променів у приміщення.

Розрахунок рекуператора у цій роботі виконується за методикою [4]. У ній враховуються багато факторів таких як:положення будівлі до сонця, обчислювана година доби, площа засклення, широта розташування та інші індивідуальні характеристики приміщення в якому іде розрахунок.

Із аналізу вихідних даних [4] свідчить, що надлишкове тепло яке надходить від сумісного покриття є дуже малим, тому при наших розрахунках їм можна знехтувати.

Приклад розрахунку тепла і вологи котре надходить від тіл людей приведено у [3].

За формулою, що приведена нижче ми можемо порахувати кількість тепла і вологи, що з'являється у результаті присутності у приміщенні людей.

$$Q_n^{л}=n\cdot q, \text{ кВт} \quad (1.4)$$

$$W=n\cdot w, \text{ кг/год} \quad (1.5)$$

n – люди які знаходяться у приміщенні;

q – значення теплоти, які ми отримуємо від однієї людини у кімнаті.

w – значення вологи відповідно.

Зайву вологу видаляють повітрообміном, його можна порахувати за формулою приведеною нижче.

$$V_в=\frac{G_{вл}}{(d_2-d_1)\rho} \quad (1.6)$$

$G_{вл}$ – водяний пар котрий видаляють з приміщення;

d_2 – вміст вологи у повітрі, що виводять з будівлі;

d_1 - повітря котре надходить до приміщення;

1.2.Властивості вологого повітря

Повітря, яке нас оточує завдяки вмісту водяної пари вологе. Параметри, за якими оцінюють стан вологого повітря: температура, відносна вологість, вологовміст, ентальпія(тепловміст).

Відносну вологість можна обчислити за формулою нижче.

$$\varphi=\frac{P_п}{P_{нп}}100\% \quad (1.7)$$

$P_п$ - тиск водяної пари даного стану;

$P_{нп}$ – тиск насиченої пари;

Вміст вологи у вологому повітрі - d, його визначають у грамах маси водяної пари до 1 кг сухого повітря. Формула приведена нижче.

$$d = 622\frac{P_п}{P_б - P_п}\ \text{г/кг сухого повітря} \qquad (1.8)$$

Тепловміст вологого повітря можна отримати додавши ентальпію сухого повітря ($I_в$) до ентальпії водяної пари ($I_п$).

$$I_{в.в.}=I_в+I_п,\ \text{кДж/кг} \qquad (1.9)$$

Розрахунок ентальпії

$$I_{в.в.}=1{,}005t+(2500+1{,}8t)d\cdot 10^{-3},\ \text{кДж/кг} \qquad (1.10)$$

За допомогою рівняння Клапейрона ми можемо визначити ρ (щільність повітря).

$$\rho = \frac{P_б \cdot \mu_в}{R \cdot T}\ ,\text{кг/м}^3 \qquad (1.11)$$

$P_б$ – барометричний тиск, Па;

$\mu_в$=29 кг/моль – повітряна молекулярна маса;

R=8314 Дж/(К кмоль) – універсальна газова постійна;

Т – абсолютна температура повітря, К.

За нормами прийняті такі параметри у системах вентиляції та кондиціювання:

$P_б$=101325 Па, Т=293 К, ρ=1,2 кг/м^3.

Для того, щоб було зручно вести розрахунки використовують I-d діаграми (рис. 1.1). На цій діаграмі зображені лінії: вологовмісту (d), ентальпії (I), відносної вологості(φ) та лінії констант температур(ізотерми). За допомогою цієї діаграми можна знайти одну невідому представлених вище, при умові ,якщо ми маємо дві останні. Важливіші параметри вологого повітря такі як температура точки роси або температура мокрого термометра можна знати за принципами I-d діаграми, що знаходиться на рис.1.2, рис.1.3.Також завдяки I-d діаграми можна знайти кількість теплоти яку ми витратили на те щоб змінити тепловміст повітря (рис.1.4).

Щоб це зробити необхідно лише взяти точку яка позначає початковий стан повітря, після чого визначити його ентальпію (точка 1). Після чого знайти ентальпію у кінцевій точці процесу (точка 2), витрати теплоти, за допомогою яких можна знайти різницю ентальпій $I_1 – I_2$.

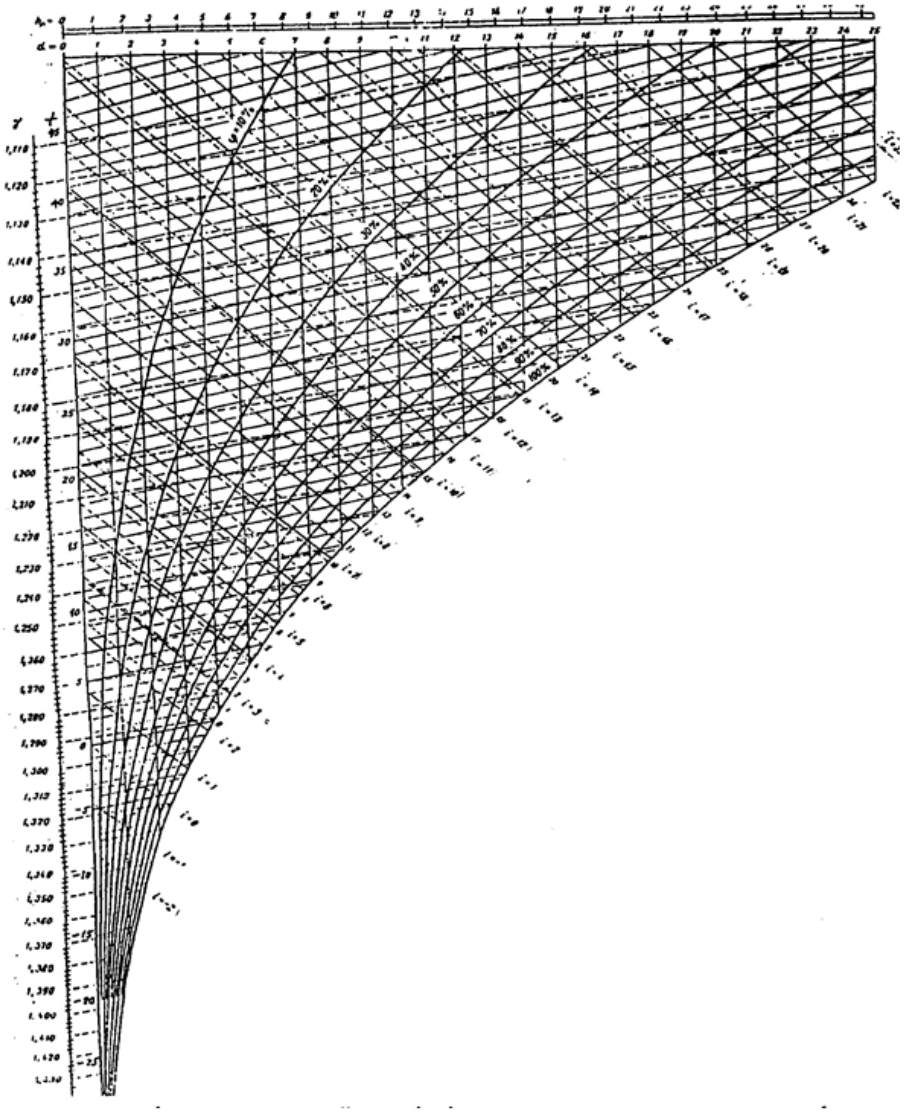


Рис. 1.1 –I-d діаграма вологого повітря

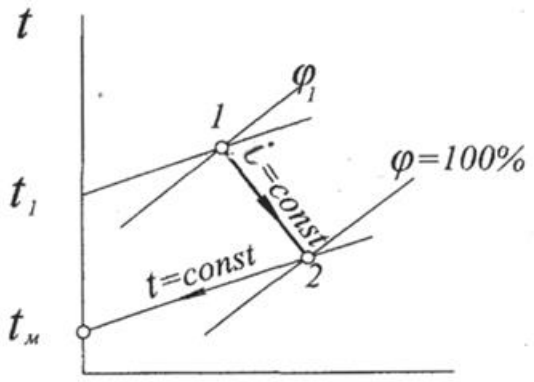


Рис. 1.2 – Визначення температури мокрого термометра

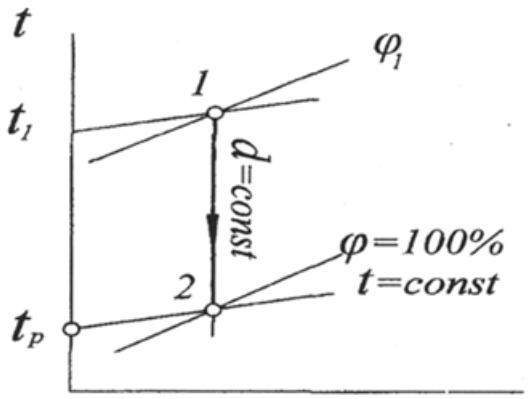


Рис. 1.3 – Визначення температури точки роси

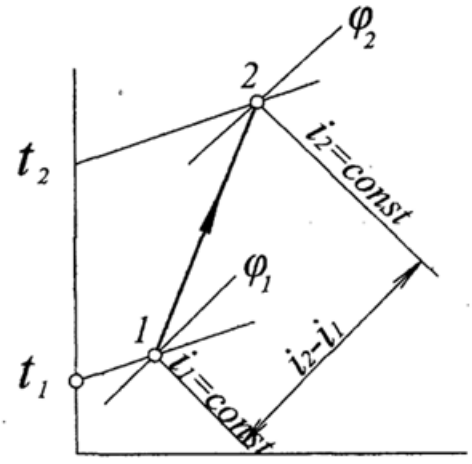


Рис. 1.4 – Визначення зміни тепловмісту повітря

1.3. Улаштування і робота систем вентиляції

Існують декілька видів систем вентиляції, їх класифікують за призначенням:

- Загально обмінна;
- Місцева припливна;
- Місцева витяжна;

Вентиляції розрізняють на природні та механічні.

За особливостями конструкції вони бувають:

- Канальна;
- Безканальна;

Створення сприятливих умов повітря у приміщенні для людини є головною метою припливної вентиляції.

В свою чергу у **витяжної вентиляції** ціллю являється очищення приміщення від брудного, шкідливого повітря до навколишнього середовища.

У випадку якщо **вентиляція припливно-витяжна**, то її ціллю є тримати баланс між приливом та витягом повітря. А саме вивід з будинку відбувається за допомого природних витяжних каналів. В свою чергу потрапляє повітря через негерметичність будівлі.

Припливно-витяжна - її ціллю є здійснення припливу та відводу повітря для певного приміщення, в наслідок цього обсяги приливу та витягу повітря збалансовані. Може працювати самостійно у приміщенні припливною чи витяжною системою. Це зумовлено тим, що приливи та видалення повітря здійснюється природною вентиляцією через витяжні канали або негерметичність будівлі.

Загальнообмінна вентиляція – ціллю цього виду вентиляції є прибирання повітря по всій області приміщення. Її слід використовувати якщо не має осередків шкідливостей.

Місцева припливна вентиляція – її призначення, створювати необхідні умови в окремих частинах будівлі. Такі вентиляції можна побачити у місцях де люди працюють біля місць скупчень високих температур.

Місцева витяжна вентиляція – даний вид вентиляції подає повітря у конкретні місця відповідно у яких виникають забруднення приміщення.

Природна вентиляція – це вентиляція без спеціальних пристроїв, вентиляторів тощо. Її розподіляють на приливну та витяжну. Вентиляції цього підтипу виконують свою роботу за рахунок перепадів тисків, в тому числі протягів через щілини, двері, вікна, тощо. У свою чергу перепад тисків виникає в наслідок різниці температур між приміщенням та навколишньою середою. Контрольовану природну вентиляцію називають **Аерація**. ЇЇ можна використовувати для будь-яких призначень. Як приклад, її використовують в цехах у яких великі тепловиділення та якщо вміст пилу, газів у повітрі яке надходить не перевищує 30% МДК, [2].

Однак аерація має як преваги так і недоліки**. Головними недоліками є**:

- Точно керувати температурами площі робочої поверхні неможливо;
- Складнощі у попередньому очищенні;

На циркуляцію у приміщенні впливають такі фактори:

- Положення місць надходження теплоти;
- Розміри надходження теплоти;
- Площа приміщення.

Аерація та тиск від вітру

Аерацію яка виконується в наслідок втручання вітру, важко контролювати. Оскільки дія вітру та його тиску величини непостійні. Вітер

постійно міняє свій напрям та потужність, в наслідок цього аерацію даного типу ліпше виконувати в останню чергу.

Природна витяжна канальна вентиляція

Цей тип вентиляції працює завдяки перепадів температури зовнішнього та внутрішнього повітря, що обумовлюють взаємодію гравітаційних сил. Принцип дії схожий на аерацію теплових надлишків. Тиск цього типу вентиляції можна визначити за формулою нижче.

$$P_{расп} = g\ H\ (\rho_З - \rho_{вн}),\ Па \qquad (1.12)$$

У цій формулі:

g - прискорення вільного падіння, м/с^2;

H – різниця позначок центра повітроприймальної решітки та гирла шахти, м;

$\rho_з$ - щільність зовнішнього повітря, кг/м^3;

$\rho_{вн}$ - щільність внутрішнього повітря, кг/м^3.

Для розрахунку $\rho_з$ використовують $t_з$=5 ^{0}C, в свою чергу для $\rho_{вн}$ при температурі холодної пори року.

У житлових чи громадських будинках зазвичай вертикальні витяжні канали вентиляції виконують у стінах або у вентиляційних блоках які виготовляють з шлакоблоків чи з вапно гіпсових плит. (рис. 1.5, рис. 1.6 та рис. 1.7).

Також у кожному приміщенні має бути індивідуальний витяжний канал. Ці канали об’єднуються на даху будівлі збірним вентиляційним коробом. Цей короб з’єднує каналами приміщення однієї функціональності. Шахти витяжних каналів виробляють із легкого бетону.

На зображенні нижче можна побачити, що верхній поверх має меншу різницю відзначок h_1. Наприкінці витяжної шахти знаходиться оголовок або

дефлектор, їх призначення полягає у тому щоб захищає від потрапляння до шахти опадів від кліматичних умов та інших сторонніх тіл.

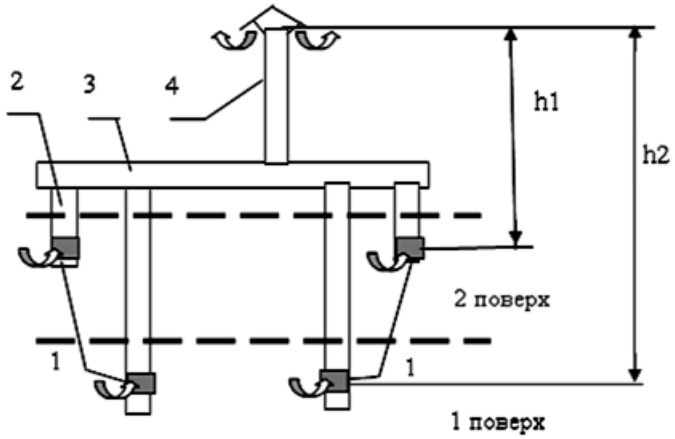


Рис. 1.5 – Схема канальної вентиляції будівлі:

1 - решітка для витягання повітря;2 - канал; 3 - збірний короб; 4 - шахта вентиляційна

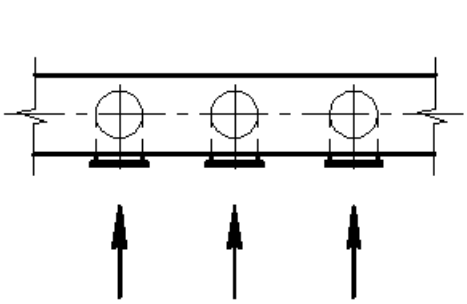


Рис. 1.6 – Розташування каналів у вентиляційному блоці

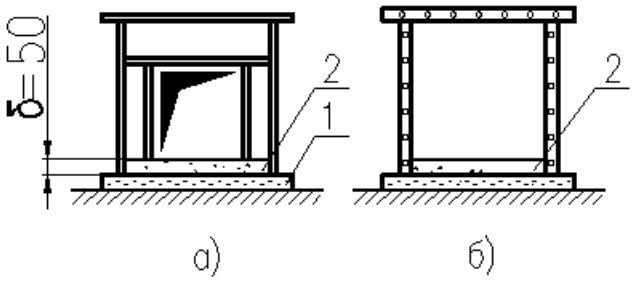


Рис.1.7. – Улаштування збірного короба на горищі: а) із шлакогіпсових плит; б) із порожнинних плит;

Якісна робота природної витяжної вентиляції можлива тільки при холодній порі року, оскільки повітря яке прибуває матиме більшу щільність. Задля

збереження ефективності встановлюють канальні вентилятори чи вентилятори у повітроводах.

Якщо метеорологічні умови середовища та чисте повітря не дають змоги використовувати природну вентиляцію то тоді обладнують механічну.

В даній ситуації головними перевагами механічної вентиляції над природною є:

- Якість роботи механічної вентиляції не залежить від метеорологічних умов, що відбуваються ззовні;
- Можливість контролювати подачу повітря та місце котре потрібно забезпечити ним.
- Механічна вентиляція очищає повітря від пилу та шкідливих речовин які у ньому знаходяться. Також вона може зробити тепловологісну обробку задля отримання потрібних параметрів повітря яку буде надходити до приміщення.

Головним та дуже суттєвим недоліком механічної вентиляції є те, що цей вид вентиляції має капітальні та експлуатаційні витрати. Тому зазвичай прагнуть вирішити поставлені завдання природною вентиляцією.

Механічні вентиляції поділяють на приливні та витяжні, різниця у складовій технологічних блоків.

Складова технологічних блоків для приливної механічної вентиляції:

- Пристрій, що займається повітроприйманням, в наслідок чого повітря потрапляє до приливної камери;
- Після потрапляння до приливної камери повітря проходить до фільтру, що його очищує;
- За необхідністю, повітря можна буде нагріти повітронагрівачем;
- Далі для того щоб коригувати кількість повітря, яке потрапляє до приміщення встановлюють вентилятор.

- Для того щоб доставити повітря у конкретне місце механічні вентиляції обладнують повітроводами.
- Також у деяких випадках приливну камеру обладнують зволожувачем повітря.

У більш рідких випадках складова механічної вентиляції може відрізнятися від структури приведеної вище. [2]

На рис. 1.8 можна побачити приливну камеру, в ній можна побачити повітронагрівачі, вентилятори та фільтри.

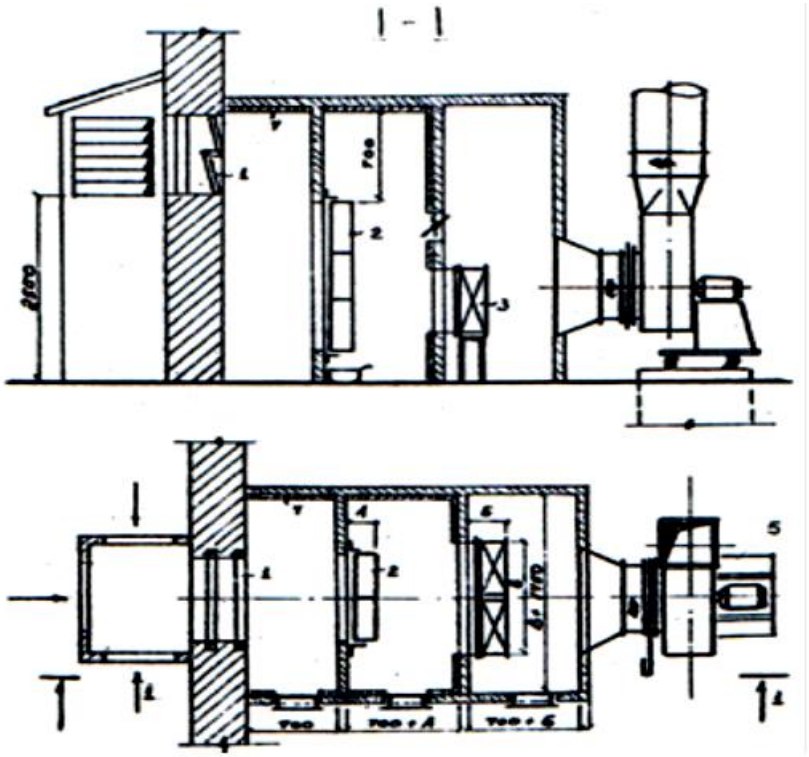


Рис. 1.8. – Припливна камера:

1 - клапан теплий; 2 - фільтр повітря; 3 - повітронагрівач; 4 - клапан обводу; 5 – вентилятор

До системи вентиляції зазвичай входять такі компоненти: повітропроводи, фільтри, рекуператори, повітронагрівачі та вентилятори.

Розглянемо вентилятори

Це компонент який має лопаті завдяки яким можна підвищити тиск потоку повітря до 15 кПа. У системах вентиляції зазвичай прийнято використовувати радіальні або аксіальні. Декілька моделей вентиляторів наведено у [5-8].

До радіального (відцентрового) вентилятора який можна побачити на рис.1.9. подають повітря до робочого колеса у напрямку його осі та під дією на лопаті які починають обертатись, відбувається відхилення на 90^0 (рис. 1.10).

Радіальні вентилятори поділяють на: загального призначення, спеціального призначення, іскрозахищенного виконання та за тиском що розвивається.

А тепер більш ретельно про кожну класифікацію.

Загального призначення – їх використовують для перенесення повітря або неактивних газів температура яких може складати не більше 80^0C. Цей вид може вмістити не більше 100 мг/м3. Далі наведено основні серії вентиляторів даної класифікації: ц4-75, ц4-76, вр-88-72.1 тощо.

Спеціального призначення – цей вид призначений для пересування повітря у якому є якісь домішки. Наприклад дерев'яна стружка, тощо. Серії цих вентиляторів: ЦП і ВРП.

Іскрозахищенного виконання – такий вид вентиляції використовують переміщення повітря з вибухонебезпечними домішками чи агресивними газами.

За тиском що розвивається – їх кваліфікують вентилятори низького тиску (це до 1 кПа), середнього тиску (це 1-3 кПа) високого тиску (в свою чергу більше 3 кПа).

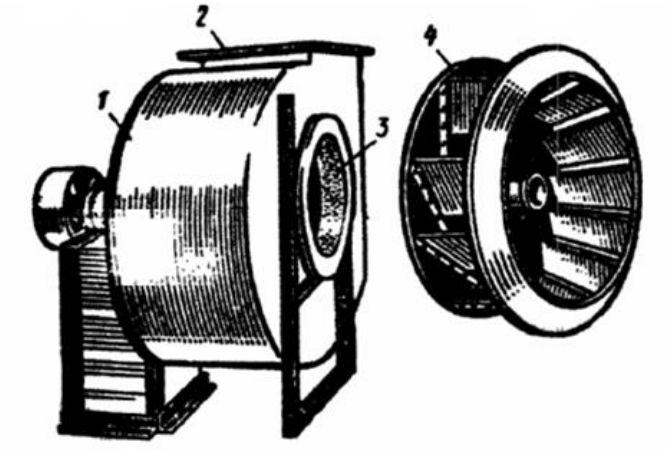


Рис. 1.9 – Радіальний вентилятор

1 – корпус; 2 – вихідний патрубок; 3 – вхідний патрубок; 4 – робоче колесо

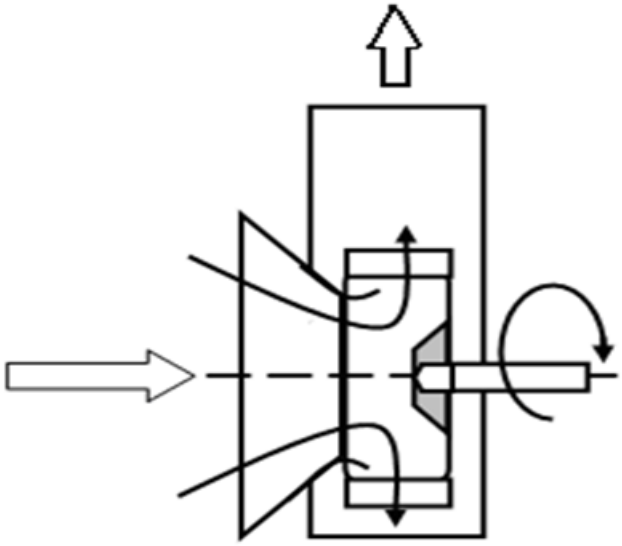


Рис. 1.10 – Схема руху повітря у радіальному вентиляторі

Радіальні вентилятори розподіляються за напрямом обертання (рис.1.11).

Правого обертання – обертання робочого колеса за годинниковою стрілкою.

Лівого обертання – обертання робочого колеса проти годинникової стрілки.

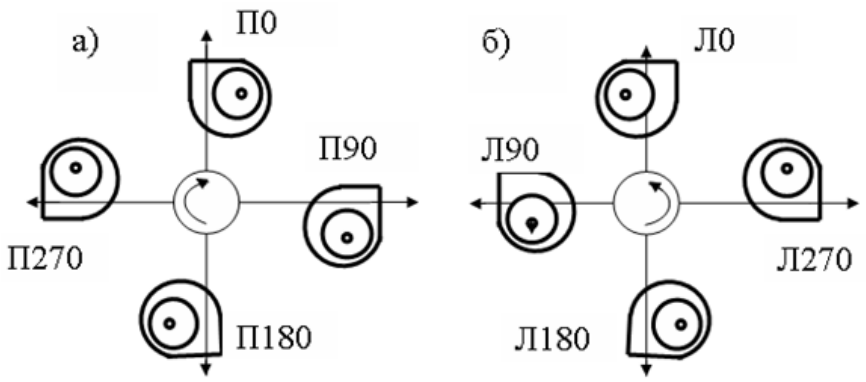


Рис. 1.11 – Деякі можливі положення вихідного патрубка радіального вентилятора:

а – правого обертання; б – лівого обертання

Вентилятори відбирають для різних задач за їх характеристиками, зображення можна побачити у [7, 8]. Щоб визначити потужність яка буде спожита на валу електродвигуна скористаємося формулою нижче.

$$N_э = L_{вент} \cdot p_{вент\ ф} \Big/ (3600 \cdot \eta_в \cdot \eta_п) \qquad (1.13)$$

$p_{вент\ ф}$ – фактичний тиск створений вентилятором;

$\eta_в$ – ККД вентилятора;

$\eta_п$ – ККД передачі.

Аксіальні вентилятори (рис.1.12) у своїй конструкції та параметрах мають кардинальні відмінності від радіальних вентиляторів. У цьому виді, коли повітря проходить робоче колесо, воно не змінює напрямок свого руху.

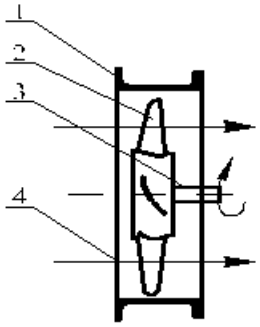


Рис.1.12 – Аксіальний вентилятор:

1 – (корпус); 2 – лопаті (лопатки); 3 – вісь обертання; 4 – напрям руху повітря

У корпусі вентилятора, який має циліндричну форму, розміщують колесо з лопатками, в результаті обертання, повітря потрапляє через отвір для входу та починає рухатись у напрямку осі обертання пролітаючи між лопатками вентилятора. Рух повітря зумовлено зростанням тиску. Тиск зростає в наслідок взаємодії потоків повітря з лопатками вентилятора. Наприкінці процесу, повітря видаляється за допомогою вихідного отвору, а далі у дифузор якщо він передбачений у системі.

У аксіальних вентиляторів є такі переваги перед радіальними:

- Мають більший максимальний ККД;

- наявність можливості подавати повітря реверсивно;

- спрощений спосіб встановлення вентилятору;

- менша матеріалоємність.

Майже всі вентиляційні системи мають повітропроводи. Наприклад, у будівлях промислового призначення їх виготовляють з металу. Якщо у будівлі, які призначені для адміністративних й громадських застосувань - повітроводи роблять з металу або з будівельних конструкцій. У жилих дозволяються тільки неметалічні.

Найчастіше повітропроводи виготовляють з покрівельної тонколистової сталі. Їх форма буває круглою або прямокутною. Повітропроводи які виготовляють круглими мають багато переваг перед прямокутними. Наприклад, круглі мають більшу міцність при однаковій товщині металу, потребує менших трудовитрат та на їх виготовлення потрібно менше металу приблизно на 18-20%. У промислових будівлях найчастіше використовують круглі повітроводи.

З іншого боку у прямокутних повітропроводів є теж свої переваги:

- Їх легше вписати в інтер'єр громадських та адміністративних будівель, завдяки своїй геометричній формі;
- За певних умов такі повітроводи покладають через зони, що обмежені висотою.
- Наприклад, у приміщеннях з низькою стелею чи у просторі який знаходиться над підшивними стелями та інше.
- При русі повітря по повітроводам та системам повітрообміну мають місце втрати тиску.

За формулою приведеною нижче можна визначити втрати тиску(Δр) на частині повітропроводу який має довжину 1 м.

$$\Delta p = R \cdot \ell + Z \tag{1.14}$$

R – питома втрата тиску на 1 м повітропроводу Па/м;

Z – втрата тиску в місцевих опорах Па;

ℓ – довжина повітропроводу, м.

Класифікація повітронагрівачів

- Теплоносій котрий теплонагрівач використовує: воду чи пар.
- За конструкційними особливостями теплообмінної поверхні(з повітряного боку): гладкі або поребрині трубки;
- Можливості руху по трубках теплоносію: одноходові, багатоходові;

- Матеріал з якого виготовили трубки та ребра: стальні, мідні, алюмінієві та їх сплави;
- Класифікація ребер: пластинчаті, спіральні виті, спіральні накатані тощо.
- Розташування трубок, що знаходяться у напрямі руху повітря: однорядні, багаторядні.

На рис. 1.13 наведено схему однорядного повітронагрівача, цей пристрій використовує перегріту воду. Спочатку теплоносій проходить току 1 (патрубок входу теплоносія), після чого наступним етапом буде проходження до перегородки колектору (2). Далі можна побачити одну з трубок повітронагрівача (3), що з'єднується з колектором (4). Після цього теплоносій знову потрапляє до колектору (2). Підсумовуючи, бачимо що теплоносій бігає по трубках 4 рази від колектору (2) до колектора (4). В наслідок цього теплообмінник який зображено на схемі являється чотириходовим.

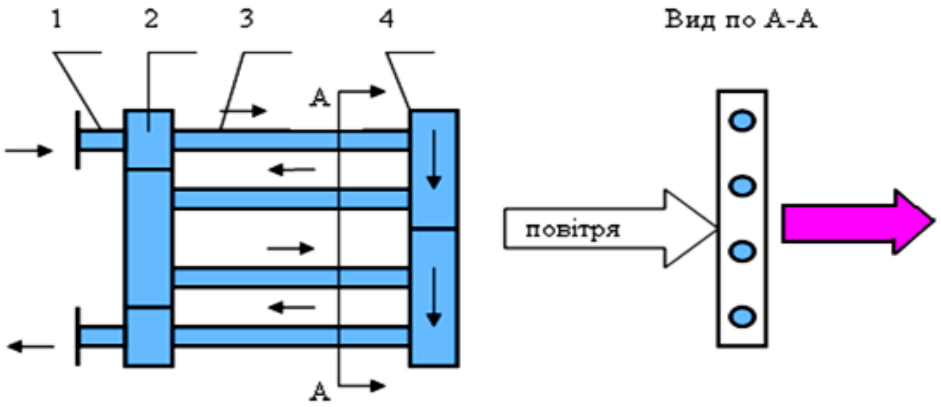


Рис. 1.13 – Схема однорядного повітронагрівача:

1 – патрубок входу теплоносія; 2 – колектор; 3 – трубка повітронагрівача; 4 – колектор

Повітряні фільтри та їх призначення

Для чого призначений цей елемент можна зрозуміти просто по його назві – це очищення повітря від шкідливих речовин та пилу перед тим як повітря потрапить до приміщення.

Фільтри класифікують

За конструкційними особливостями

- Мастильний
- Касетний
- Чарунковий
- Панельний

За те які розміри пилу фільтр може вловлювати

- Грубої очистки
- Середньої очистки
- Тонкої очистки

Також матеріал з котрого виготовляють фільтр: сітчасті, ткані, тощо.

Оскільки фільтри потребують обслуговування, а ті, що відробили свій ресурс потребують заміни, це може бути пов’язано з великими витратами якщо неправильно підібрати фільтр до поставлених обставин. Тому обираючи фільтр потрібно все надійно обґрунтувати.

Мастильні повітряні фільтри

Особливістю цього типу фільтру у тому, що поверхню яка займається фільтрацією покривають тонкою кулею рідини яка має в'язку характеристику та яка при взаємодії з температурою (властиві повітрям у СВ та СКП)майже не випаровується. Зазвичай такою рідиною виступає всім відоме масло, особисті характеристики якого підпирають за інструкціями заводів, що відповідно

виробляють фільтри. Конструкція поверхні, що фільтрує, зазвичай, роблять з гнучкої сітки зробленої з дроту та розташованої до перерізу напряму повітряного потоку. Основними недоліками такого виду фільтру є потрапляння парів мастила та мікрочастинок до приміщення за певних обставин. Тому в деяких випадках цей тип фільтру не використовують у зв'язку з доцільністю.

Панельні фільтри з сухим матеріалом для фільтрування

Даний вид фільтру очищає СВ та СКП повітря від пилу та працює за умови якщо вміст пилу у повітрі від 1 до 10 мг/м^3. Його особливості полягає в тому, що майже в шість разів площа потоку який фільтрується більше за плоскість перерізу самого фільтра, також сам матеріал, який займається фільтруванням розміщують зигзагоподібно в перетині потоку повітря. Один з ключових плюсів цього фільтру - це велика продуктивність, а саме можливість очищати до 9500 г/м^2 пилу. У свою чергу його ефективність можна поліпшувати від 88-90% залежно від того, з якого матеріалу він виготовлений. У середньому фільтр може ефективно працювати без технічного обслуговування до 100 діб, це зумовлено тим, що у фільтрі немає деталей, які постійно рухаються і внаслідок чого - зношуються. Але за велику продуктивність треба чимось платити, тому суттєвими недоліками цього виду є:

1. Значні труднощі в обслуговуванні фільтру, котрі з'являються через надто велику полощу та масу фільтра.

2. Дуже великий аеродинамічний опір.

Для прикладу розглянемо ще один з видів, **чарункові фільтри**. Цей тип не має таких недоліків, як панельні фільтри, коли працює з сухим фільтруючим матеріалом. Вони виділяються тим, що у них стандартизовані фронтальні перерізи. Та ще, вони можуть компенсувати великі фронтальні розміри потрібною кількістю чарунок.

1.4. Призначення, класифікація і улаштування систем кондиціювання повітря.

Головною ціллю кондиціювання є створення оптимальних повітряних умов у приміщенні та їх автоматична підтримка. Кондиціювання вважається найвищим ступенем вентиляції. Клас системи кондиціювання обирають в залежності від: умов навколишнього середовища, кількості приміщень, можливості рециркуляції в залежності від вимог, які поставить замовник, тощо. Зазвичай головні фактори з якими повинне боротись кондиціювання - це тепло та волога.

Головною різницею між кондиціюванням та вентиляцією полягають у тому що, перше забезпечує більш чіткі параметри та ефективно їх підтримує

Класифікація кондиціонерів

Їх порівнюють за кількістю площі, яку потрібно кондиціювати:

- Місцеві – їх метою стоїть обслуговування одного приміщення чи його частину;
- Центральні – їх метою являється обслуговування декількох приміщень або одного великого з декількома окремими зонами.
- Також кондиціонери порівнюють класифікують за видом:
- Центральні;
- Віконні;
- Спліт-системи;
- Шафові кондиціонери;
- Покрівельні кондиціонери.

Для того щоб отримати максимальну ефективність від кондиціонеру потрібно правильно підібрати його тип котрий залежить від деяких параметрів, а саме: ентальпія, температура та відносна вологість, у свою чергу також потрібно знати параметри котрі необхідно зробити у приміщенні.

Конструкцію центрального кондиціонеру можна побачити нижче на рис. 1.14. Однією з цікавих особливостей центральних кондиціонерів - можливість проводити обробку повітря у різній послідовності. Обробки повітря, які можуть проводити кондиціонери: охолодження та підігрів, зволоження та осушення, змішування та очистка, тощо. У кондиціонерах даного типу передбачено

обладнання для виконання цих процесів. Наприклад, для охолодження повітря у центральних кондиціонерах встановлюють камеру зрошення, де воду під високим тиском розбризкують за допомогою спеціальних форсунок у приливному повітрі. У свою чергу, процеси зволоження та осушення повітря, відповідно, підігрів повітря відбувається завдяки спеціальних підігрівачів у камері.

Розглянемо переваги цього типу:

- Зручність у техобслуговуванні;

- Шумоізоляція та віброізоляція;

- Велика ефективність;

- Компактність обладнання.

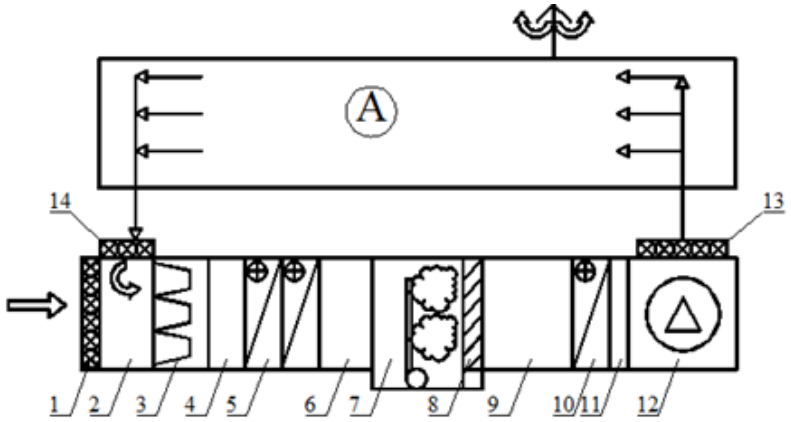


Рис. 1.14 – Схема центрального кондиціонеру:

1 – припливний отвір із заслінкою, що регулюється, 2 – камера змішування; 3 – фільтр; 4, 6, 9, 11 – камера обслуговування (або з'єднувальна); 5 – підігрівач повітря першого підігріву; 7 – камера зрошення; 8 – каплевідбійник; 10 – підігрівач повітря другого підігріву; 12 – вентилятор;
13 – вихідна заслінка, що регулюється; 14 – рециркуляційна заслінка, що регулюється;
А – приміщення

Розглянемо один із простих типів, віконні кондиціонери або, їх ще називають, віконні моноблоки. Кондиціонер даного типу складається з: конденсатора, випаровувача, осушувача, ротаційного компресору та трубопроводів які роблять цю систему замкненою.

Переваги віконних моноблоків

- Дуже компактний агрегат, що займає малу площу;
- Вартість устаткування невелика по зрівнянню з іншими агрегатами;
- Час та вартість монтажних робіт, по влаштуванню зазначеного устаткування, також невеликі, що і надає цьому типу безперечну економічну перевагу по зрівнянню з іншими кондиціонерами.

РОЗДІЛ 2. ЗАХОДИ З ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ.

Схеми систем повітрообміну у будівлях розрізняють на: прямоточні та з рециркуляцією. Їх різниця полягає у тому, що у прямоточній схемі для процесу виведення повітря з приміщення витрачається частина тепла. А у рециркуляційних схемах у свою чергу використовують вихідне повітря, тому воно ре циркулює до забору кондиціонера. Завдяки такому конструкційному рішенню можливо заощадити витрати ресурсів та теплоти на обробку свіжого повітря. [10] Як ми бачимо назви цих схем самі кажуть за себе.

Залежно від ступеня забруднення повітря на виході з приміщення можна використовувати рециркуляцію повітря. Для використання тепла, що міститься у витяжному повітрі, використовують теплообмінник-утилізатор, його можна побачити на зображенні 2.1. У цьому пристрої, відбувається нагрів свіжого повітря за рахунок вихідного повітря для того щоб зменшити роботу калориферу. Тому, чим більше вихідне повітря нагріє вхідне, тим менше буде працювати калорифер і тим більше ми заощадимо на всьому процесі.

Розглянемо як класифікують рекуператори:

- Пластинчаті;
- Роторні;
- Камерні;
- Рекуператори із проміжним теплоносієм;
- Теплові труби.

Приклад влаштування одного з рекуператорів – пластинчастого.

У пластинчатих рекуператорах за утворення теплообмінної поверхні відповідають пластини, можна побачити на рис 2.1. Скрізь них проходить повітря, з одного боку пластин – приливне, а з іншого – витяжне, в результаті чого на перегородці з пластин виникає конденсат, для котрого роблять відвід. Нерідко для такого типу рекуператорів передбачають системи, що будуть

протистояти замерзанню холодної сторони рекуператора. Перевагами цього типу є висока ефективність близько(50-90%), також надійність оскільки не має деталей, які рухаються. Основним недоліком виступають великі розміри рекуператора.

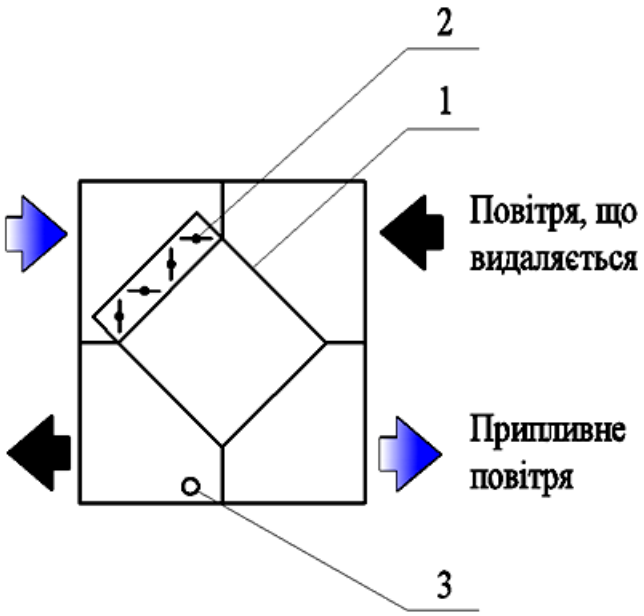


Рис. 2.1. – Конструкція пластинчатого рекуператора

1 – корпус із пластинами, 2 – обвідний клапан, 3 – патрубок для збору конденсату

Роторний рекуператор рисунок 2.2

Його особливість будови полягає у тому, що теплопередачею займається ротор, котрий постійно рухається між приливними та витяжними каналами.

Перевагами цієї схеми являються велика ефективність приблизно (75-85%), та дуже малі розміри.

Недоліки: система не герметична, є можливість потрапляння до чистого повітря забрудненого; мала надійність, це зумовлено ротором, котрий постійно рухається.

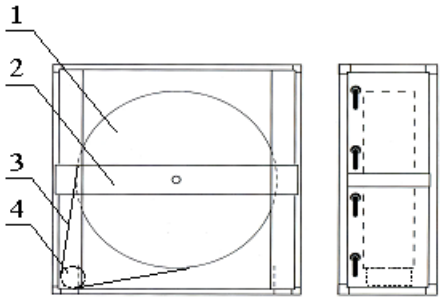


Рис. 2.2 – Конструкція роторного рекуператора
1 – ротор, 2 – перетика, що розділяє припливну й витяжну частину, 3 – ремінь для передавання обертів, 4 – двигун

Рекуператор із проміжним теплоносієм зображено на рис 2.3

Цей рекуператор має два теплообмінника, одиу з них відповідає за приливне повітря, а інший – за витяжне. Ці теплообмінники зв’язані між собою трубкою, у котрій герметично циркулює вода або водно-гліколевий розчин. Таким чином, цей розчин забирає тепло чи холод у вихідного повітря та передає його приливному. До трубки під’єднується насос, котрим можна регулювати швидкість теплопередачі чи холодопередачі.

Головними перевагами виступають: велика надійність системи, оскільки не має частин які рухаються. Також завдяки замкнутій системі приливне повітря завжди буде чистим.

Головними мінусами цієї системи є те, що рекуператор має одну з найнижчих ефективностей близько (45-60%). Також для більш якісної циркуляції зазвичай встановлюють додатковий насос, що робить цю схему меш вигідною.

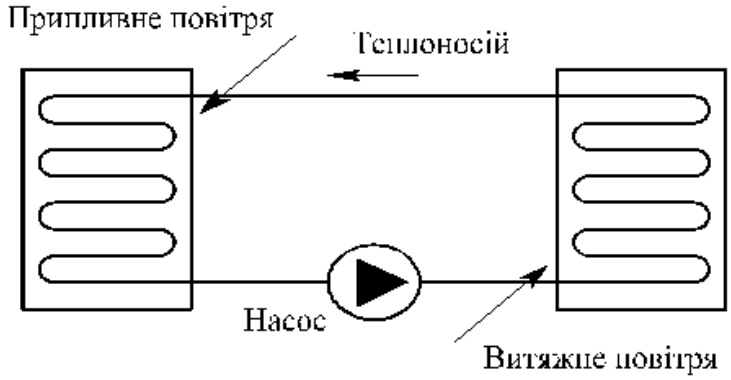


Рис. 2.3. – Рекуператор із проміжним теплоносієм

Розглянемо рекуператори на основі теплових труб

Система схожа на рекуператор із проміжним теплоносієм тільки використовує фреон, котрий випаровується при взаємодії трубок з витяжним повітрям та конденсує у трубках при контакті з приливним повітрям, в наслідок чого передається теплова енергія. Ефективність у даному випадку вища ніж у рекуператорів із проміжним теплоносієм і складає (50-70%). Недоліки та переваги цієї схеми аналогічні з системою, що була наведена вище.

Камерний (регенеративний) рекуператор можна побачити на рис 2.4.

Розглянувши цю схему можна побачити, що усю камеру розділяють певним чином перегородки. Їх ціль полягає у тому, щоб приливне повітря отримало енергію тепла від стінок так званого акумулятора. У свою чергу акумулятор перед віддачею тепла отримав його від витяжного повітря, котре до цього проходило свій маршрут у цій камері.

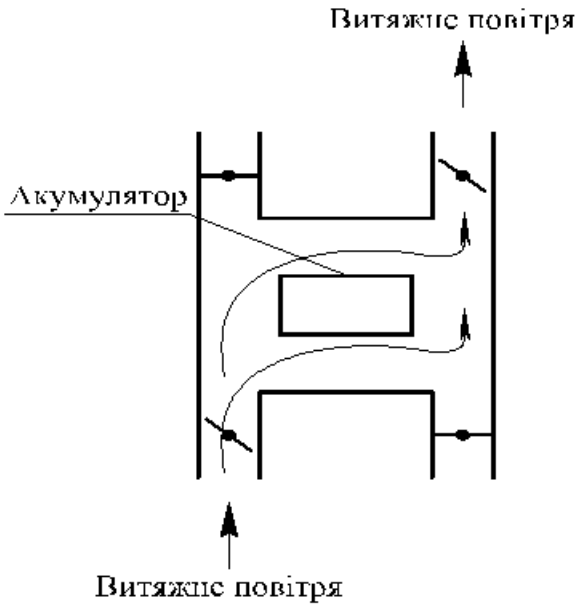


Рис. 2.4. – Камерний (регенеративний) рекуператор

Якщо розглянути переваги та недоліки цього, то отримаємо:

Головні переваги цього типу – це дуже висока ефективність порядку (80-90%), відсутність рухомих частин окрім перегородок, що надає не погану надійність в перспективі.

А головними недоліками виступають: можливість часткового потрапляння витяжного повітря до приливного, в наслідок чого приливне повітря буде менш чисте чи матиме не свіжі запахи. Другим значним недоліком являється те, що у цьому рекуператорі потрібно одразу два регенеративних теплообмінника, в наслідок чого система стає більш економічно невигідною.

РОЗДІЛ 3. ОБЧИСЛЕННЯ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ.

3.1 Обчислення повітрообміну для приміщення

Для приміщення характерні шкідливі виділення, характеристики яких наведені у табл.3.1. Інші необхідні для обчислень дані подано у табл.3.2.

Таблиця 3.1

Характеристики надходжень у приміщенні

Параметр	Величина
Надлишкова теплота, Вт	500
Надлишкове вологовиділення, г/год	12
Виділення оксиду вуглецю, г/год	8,0

Таблиця 3.2

Вихідні дані до обчислення повітрообмінну

Параметр	Величина
Гранично допустима концентрація оксиду вуглецю, мг/м^3	20
Повітря, що видаляють: Температура, ℃ Вологовміст, г/кг	 21 15
Припливне повітря: Температура, ℃ Вологовміст, г/кг	 18 15

Концентрація оксиду вуглецю, мг/м^3	15
Теплофізичні характеристики повітря: Питома теплоємкість, Дж/кг°С Густина, кг/м^3	 1005 1,2

Обчислення 3.1 виконуємо у такій послідовності.

1. Витрати повітря для видалення (асиміляції) надлишкової теплоти

$$V_{\text{Т}}=\frac{Q_{\text{над}}}{\text{С}_{\text{п}}(t_{\text{вид}}-t_{\text{пр}})\rho}=\frac{500}{1005(20-18)*1,2}=0,207\text{м}^3/\text{с}=746\text{м}^3/\text{годину}$$

2. Витрати повітря для видалення надлишкової вологи

$$V_{\text{в}}=\frac{G_{\text{вл}}}{(d_2-d_1)\rho}=\frac{12000}{(15-10)*1,2}=2000\text{м}^3/\text{годину}$$

3. Витрати повітря для видалення оксиду вуглецю

$$L=\frac{C}{\text{ГДК}-\text{С}_{\text{пр}}}=\frac{8*10^3}{20-2}=444,4\ \text{м}^3/\text{годину}$$

4. Необхідний для приміщення повітрообмін визначаємо як максимальні витрати повітря за пунктами 1-3.

L = 2000 м^3/годину

3.2 Обчислення теплової продуктивності калорифера і витрат мережної води для роботи калорифера

Для обчислень прийнято наведені у табл. 3.3 вихідні дані.

Таблиця 3.3

Вихідні дані для обчислення теплової продуктивності калорифера

Параметр	Одиниця вимір.	Значення
Температура припливного повітря на вході до калорифера	°С	-5
Температура припливного повітря на виході з калорифера	°С	20
Питома теплоємкість повітря	Дж/кг°С	1005
Густина повітря	кг/м.^{3}	1,24
Температуру води у подавальному трубопроводі теплових мереж	°С	90
Питома теплоємкість води	Дж/кг°С	4187
Густина води	кг/м.^{3}	1000
Температуру води у зворотному трубопроводі теплових мереж	°С	60

Обчислення 3.2 виконуємо у такій послідовності.

1. Масові витрати повітря через калорифер

$G_в = L\rho/3600 = 2000* 1{,}24/3600 = 0{,}68$ кг/с

$\rho = 1{,}24$ кг/м.^{3} – густина повітря;

2. Теплова продуктивність калорифера

$Q_к = G_в C_п(t_{вид} - t_{пр}) = 0{,}68*1005(20+5) = 17084$ Вт

$C_в = 1005$ Дж/кг°С – питома теплоємкість повітря

3. Витрати мережної води

$$G_1 = \frac{Q_к}{C(\tau_{п1}-\tau_{зв1})} = \frac{8543}{4187(90-60)} = 0{,}136 \text{кг/с}$$

С = 4187 Дж/кг°С – питома теплоємкість води

4. За довідковою літературою [11, 12] обираємо конструктивні характеристики калорифера: внутрішній діаметр трубок d = 0,01 м; площа перетину для руху води $f_в$ = 0,00126 м^2; площа перетину для руху повітря $f_п$ = 0,076 м^2.

5. Швидкість руху нагрівної води у трубках калорифера

$\omega = G_1/(\rho_в * f_в) = 0{,}136/(1000*0{,}00126) = 0{,}108$ м/с.

6. Масова швидкість повітря

$$(v\rho) = G_в / f_п = 0{,}68/0{,}076 = 8{,}95 \text{ кг/ м}^2\text{°C}$$

7. Коефіцієнт теплопередачі [11].

$$K=15{,}2\ (v\rho)^{0{,}331}\ \omega^{\,0{,}166} = 15{,}2\ (8{,}95)^{0{,}331}\ 0{,}108^{\,0{,}166} = 21{,}66 \text{ Вт/м}^2\text{°C}$$

8. Середня температура повітря

$$t_{ср.п} = 0{,}5(\ t_{вх} + t_{вих}) = 0{,}5(-5+20) = 7{,}5\text{°C}$$

9. Середня температура нагрівної води

$$t_{ср.в} = 0{,}5(\ \tau_1 + \tau_2\ ) = 0{,}5(90+60) = 75\text{°C}$$

Площа поверхні теплопередачі калорифера

$$F= Q_к / k(t_{ср.в} - t_{ср.п}) = 17084/21{,}66(75-7{,}5) = 11{,}68\ \text{м}^2.$$

Приймаючи, згідно з рекомендаціями [11, 12]. 20% запас теплової потужності, проектне значення площі поверхні теплопередачі становить 14м^2. Для встановлення обираємо два паралельно приєднаних до теплових мереж калорифера з площею поверхні теплопередачі 7м^2.

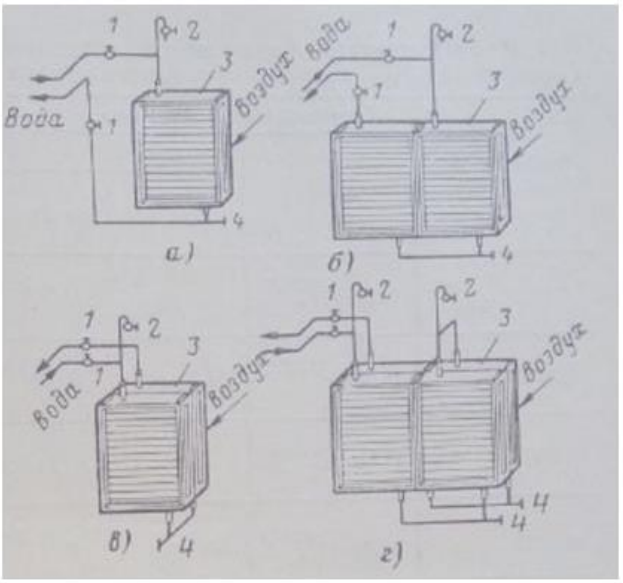


Рис.3.1. Схеми приєднання калориферів до водяних мереж

а – одного; б – двох, встановлених послідовно в повітрі; в – двох, встановлених паралельно в повітрі; г – чотирьох, встановлених паралельно-послідовно в повітрі; 1 – вентилі; 2 – повітряні крани; 3 – калорифери; 4 – трійник із пробкою.

3.3. Розрахунок рекуператора для роботи у системі вентиляції

Для утилізації теплоти відхідного повітря обираємо пластинчастий рекуператор, виготовлений на основі пластин з нержавіючої сталі з площею поверхні теплопередачі однієї пластини $F_0 = 0{,}5$ м^2. Температура відхідного повітря 20℃, температура припливного повітря -5℃, температура повітря на виході з теплообмінника-утилізатора 5℃. Тривалість опалювального періоду $n_o = 190$ діб, тривалість роботи системи вентиляції за добу $T_д = 8$ годин. Витрати теплоти для нагрівання повітря без застосування утилізації теплоти у системі дорівнюють 17084 Вт, витрати води з теплових мереж дорівнюють 0,136кг/с. Для обчислення площі теплопередачі пластинчастого рекуператора використано методику, викладену у [13-16].

Подальші обчислення 3.3 виконуємо у такій послідовності.

1. Теплова продуктивність теплообмінника-утилізатора (витрати теплоти для нагрівання повітря від температури -5℃ до температури 5℃.)

$$Q_1 = G_{\text{п}} \text{C}_{\text{п}} \left(t_{\text{у}} - t_{\text{з}}\right) = 0{,}68*1000*[5 - (-5)] = 6800 \text{ Вт}$$

2. Теплова продуктивність калорифера (витрати теплоти для нагрівання повітря) для системи з утилізацією теплоти

$$Q_2 = Q_{\text{В}} - Q_1 = 17084 - 6800 = 10284 \text{ Вт}$$

3. Витрати води з теплових мереж для системи з утилізацією теплоти

$$G_2 = \frac{Q_2}{\text{C}_{\text{п}}(t_1 - t_2)} = \frac{10284}{4187*(90-60)} = 0{,}082 \text{ кг/с.}$$

4. Річна економія витрат теплоти для роботи системи вентиляції

$$Q_{\text{річ}} = Q_2 * \text{T} = 6800*5{,}47*10^6 = 37{,}2*10^9 \text{ Дж/рік} = 37{,}2\text{ГДж/рік}$$

$$\text{T} = n_{\text{о}} * \text{T}_{\text{д}} * 3600 = 190*8*3600 = 5{,}47*10^6 \text{с.}$$

1.Раціональна швидкість руху відхідного повітря у каналах

$$\omega_{\text{від}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_{\text{від}} \cdot (\bar{t}_{\text{від}} - \bar{t}_{\text{ст}}) \cdot \Delta P_{\text{від}}}{C \cdot \xi_{\text{від}} (t_{\text{від},1} - t_{\text{від},2}) \rho^2}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{100 \cdot (16-8) \cdot 1500}{1005 \cdot (20-12) \cdot ,24^2}} = 9{,}2 \text{ м/с.}$$

У розрахунках прийняті (з подальшим уточненням) такі значення*:* коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{\text{від}}$ = 100 Вт/(м^2*К); коефіцієнт гідравлічного опору $\xi_{\text{від}}$ = 1,5. Припустимі втрати тиску прийняті рівними $\Delta P_{\text{від}}$= 1500 Па.

Середня температура стінки пластини$\bar{t}_{\text{ст}}$ =0,5($\bar{t}_{\text{від}} + \bar{t}_{\text{прип}}$) = 0,5(16+0) = 8 ℃.

2.Теплофізичні параметри повітря (див. додаток) при середній температурі води $\bar{t}_{\text{від}}$= 16 ºС:

- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{\text{від}}$= 0,024 Вт/(м^2 ºС);

- коефіцієнт кінематичної в’язкості $\nu_{\text{від}}$= 15,06·10^{-6} м^2/с;

- критерій Прандтля Pr$_{\text{від}}$ = 0,7.

Критерій Прандтля для повітря при температурі стінки $\bar{t}_{\text{ст}}$ = 0ºС становить Pr$_{\text{ст}}$ = 0,695.

3.Критерій Рейнольдса для повітря

$$\text{Re}_{\text{від}} = \frac{\omega_{\text{від}} \cdot d_{\text{е}}}{\nu_{\text{від}}} = \frac{9{,}2 * 0{,}0095}{15{,}06 * 10^{-6}} = 5803 \text{ – турбулентний режим,}$$

Де $d_{\text{е}}$= 0,0095м – еквівалентний діаметр каналу між пластинами.

4.Критерій Нуссельта для повітря

$$Nu_{від}=0{,}135Re_{від}^{0,75} \cdot Pr_{від}^{0,43}(Pr_{від}/Pr_{ст})^{0,25}=$$

$$=0{,}135 \cdot 5803^{0,75} \cdot 0{,}7^{0,43}(0{,}7/0{,}695)^{0,25} =77.$$

5.Коефіцієнт теплообміну між повітрям та стінками каналів

$$\alpha_{від}=Nu_{від} \cdot \lambda_{від}/d_e=77 \cdot 0{,}024/\ 0{,}0095 =194{,}5 \text{ Вт/(м}^2\text{°C)}.$$

6.Раціональна швидкість руху припливного повітря

$$\omega_{пр} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_{пр} \cdot (\bar{t}_{ст} - \bar{t}_{пр} \cdot \Delta P_{пр}}{C \cdot \xi_{пр}(t_{пр,1} - t_{пр1,2})\rho^2}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{100 \cdot (8-0) \cdot 1500}{1005 \cdot * 1{,}5 \cdot (5+5) \cdot 1{,}24^2}} = 8{,}5 \text{ м/с}.$$

Для обчислень прийнято такі значення величин: $\alpha_{пр}$= 100 Вт/(м^2°C), $\Delta P_{пр}$= 1500 Па, $\xi_н$= 1,5.

7. Теплофізичні параметри повітря при середній температурі $\bar{t}_y$=0°C становлять: $\lambda_{пр}$=0,024 Вт(м°C); $Pr_{пр}$=0,7; $\nu_{пр}$=13,3·10^{-6} м^2/с.

8. Критерій Рейнольдса для приливного повітря,

$$Re_{пр} = \frac{\omega_{пр} d_e}{\nu_{пр}} = \frac{8{,}5 \cdot 0{,}0095}{13{,}3 \cdot 10^{-6}} =6094.$$

9. Критерій Нуссельта

$$\mathrm{Nu}_{\text{пр}} = 0{,}135\mathrm{Re}_{\text{пр}}^{0,75}\mathrm{Pr}_{\text{пр}}^{0,43}\left(Pr_{\text{пр}}/Pr_{\text{ст}}\right)^{0,25} =$$

$$= 0{,}135\cdot 6094^{0,75}\cdot 0{,}7^{0,43}(0{,}7/0{,}695)^{0,25} = 80{,}08.$$

10. Коефіцієнт теплообміну між стінкою та приливним повітрям,

$\alpha_{\text{пр}}=\mathrm{Nu}_{\text{пр}}\cdot\lambda_{\text{пр}}/d_{\text{в}} = 80{,}08\cdot 0{,}024/0{,}0095 = 202{,}3$ Вт/(м^2°С).

11. Коефіцієнт теплопередачі

$$\mathrm{k}_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{г}}^*}+\frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}}+\frac{1}{\alpha_{\text{н}}^*}} = \frac{1}{\frac{1}{194{,}5}+63*10^{-6}+\frac{1}{202{,}3}} =$$

$$= 98{,}5 \text{ Вт/(м}^2\text{°С)},$$

Де $\frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} = r_{\text{ст}} = 63\cdot 10^{-6}$ м^2°С/Вт–термічний опір стінки пластини

12. Середня логарифмічна різниця температур на першому ступені установки

$$\Delta t_{\text{м}} = 15\ ^\circ\text{С}\left\{\begin{matrix} 20^\circ\text{С}\rightarrow 12^\circ\text{С} \\ 5\ ^\circ\text{С}\leftarrow -5^\circ\text{С}\end{matrix}\right\} 17\ ^\circ\text{С} = \Delta t_{\text{б}};$$

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta t_{\text{б}}-\Delta t_{\text{м}}}{\ln\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{17-15}{\ln\frac{17}{15}} = 16\ ^\circ\text{С}.$$

12. Площа теплообмінної поверхні

$$F_2 = \frac{Q_2}{k_1 \overline{\Delta t_1}} = \frac{6800}{98{,}5 \cdot 16} = 4{,}3 \text{ м}^2;$$

Прийнято апарат, який виготовляє за стандартами з площею теплообмінної поверхні $F_1 = 5 \text{м}^2$;

13. Площа перерізу пакету:

а) для відхідного повітря

$$f_{\text{від}} = \frac{G_{\text{п}}}{\omega_{\text{від}} \cdot \rho} = \frac{0{,}68}{9{,}2 \cdot 1{,}24} = 0{,}06 \text{ м}^2;$$

б) для припливного повітря

$$f_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{п}}}{\omega_{\text{пр}} \cdot \rho} = \frac{0{,}68}{8{,}5 \cdot 1{,}24} = 0{,}065 \text{ м}^2.$$

14. Кількість каналів в одному пакеті:

а) для відхідного повітря

$$m_{\text{від}} = f_{\text{від}} / f_0 = 0{,}06/0{,}0024 = 25 \text{ шт.(прийнято 26 шт.)}$$

б) для припливного повітря,

$$m_{\text{пр}} = f_{\text{пр}} / f_0 = 0{,}065/0{,}0024 = 27 \text{ шт.(прийнято 26 шт.)}$$

$$f_0 = 0{,}0024 \text{ м}^2.$$

15. Прийнята кількість пластин в одному пакеті для робочих середовищ, відповідно:

$n_{\text{від}} = 2m_{\text{від}} = 52$; $n_{\text{пр}} = 2m_{\text{пр}} = 52$.

16. Площа поверхні теплообміну одного пакета для кожного з потоків, відповідно:

$$F_{\text{пр}} = n_{\text{пр}}F_0 = 26 \cdot 0{,}5 = 13 \text{м}^2$$

$$\text{F}_{\text{від}} = n_{\text{від}}F_0 = 26 \cdot 0{,}5 = 13 \text{м}^2$$

17. Кількість пакетів у теплообміннику першого ступеня для робочих середовищ:

$$x_{\text{від}} = F_2 / F_{\text{від}} = 5/13 = 0{,}4 \approx 1 \text{ шт.};$$

$$x_{\text{пр}} = F_2 / F_{\text{пр}} = 5/13 = 0{,}4 \approx 1 \text{ шт.}$$

Остаточно компоновка апарату записується формулою $\text{Сх}\frac{26}{26}$.

18. Коефіцієнти гідравлічного опору:

а) для відхідного повітря

$$\xi_{\text{від}} = \frac{15}{\text{Re}_{\text{від}}^{0{,}625}} = 0{,}066;$$

б) для припливного повітря,

$$\xi_{\text{н}} = \frac{15}{\text{Re}_{\text{пр}}^{0{,}625}} = 0{,}065.$$

21. Втрати тиску у каналах апарату

а) відхідним повітрям

$$\Delta P_{\text{від}} = \xi_{\text{від}} \cdot \frac{L_{\text{н}}}{d_{\text{е}}} \cdot \rho_{\text{від}} \cdot \frac{\omega_{\text{від}}^2}{2} \cdot x_{\text{від}} = 0{,}066 \cdot \frac{1{,}0}{0{,}0095} \cdot 1{,}24 \cdot \frac{9{,}2^2}{2} \cdot 1 = 365 \text{ Па};$$

б) припливним повітрям

$$\Delta P_{\text{пр}} = \xi_{\text{пр}} \cdot \frac{L_{\text{н}}}{d_{\text{е}}} \cdot \rho_{\text{пр}} \cdot \frac{\omega_{\text{пр}}{}^2}{2} \cdot x_{\text{н}} = 0{,}065 \cdot \frac{1{,}0}{0{,}0095} \cdot 1{,}24 \cdot \frac{8{,}5^2}{2} \cdot 1 = 307 \text{ Па.}$$

Результати обчислення параметрів пластинчастого рекуператора подано у табл.3.4.

Таблиця 3.4.

Параметри рекуператора для утилізації теплоти відхідного повітря.

Параметр	Одиниця вимірювання	Значення
Зменшення споживання теплової енергії у системі вентиляції	%	40
Теплова продуктивність рекуператора	Вт	6800
Площа поверхні теплопередачі рекуператора	$м^2$	5,0
Втрати тиску у каналах для руху відхідного повітря	Па	365
Втрати тиску у каналах для руху припливного повітря	Па	307

ВИСНОВКИ

1.За величинами надходження до приміщення надлишкової теплоти, надлишкового волого виділення та виділення оксиду вуглецю обчислено повітрообмін для приміщення, який становить 2000м^3/годину.

2.Обчислено площу поверхні теплопередачі калорифера для нагрівання повітря в опалювальний період. Обрано два калорифера марки КФС з площею поверхні теплопередачі 7м^2 кожний.

3.Для утилізації теплоти відхідного повітря передбачено встановлення пластинчастого рекуператора. Застосування пристрою дозволить зменшити споживання теплоти у системі вентиляції на 40%. Річна економія теплоти становить 37,2ГДж/рік.

4.Обчислено площу поверхні теплопередачі рекуператора і втрати тиску при русі повітря через теплообмінний апарат. Площа поверхні теплопередачі рекуператора дорівнює 5м^2; втрати тиску у каналах для руху відхідного повітря становлять 365 Па, для руху припливного повітря -307Па.

ВИКОРИСТАНІ ДЖЕРЕЛА

1. Будівельна кліматологія: ДСТУ –НБВ.1.1-27:2010: чинний від 01.11.2011. [Текст]: Мінрегіонбуд, Київ. 2011. – 123с
2. Справочник проектировщика. Вентиляция и кондиционирование воздуха[Текст]: / под ред. И.Г.Староверова. - М.: Стройиздат, 1978. – 415с
3. Баркалов Б. В. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях[Текст]:/ Б.В.Баркалов, Е.Е.Карпис. - М.: Стройиздат, 1982. – 322 с.
4. Опалення, вентиляція та кондиціонування: ДБН В.2.5-67:2013: чинний від 01.10.2013. [Текст]: – К.: Мінрегіонбуд та ЖКГ України, 2013. – 167 с.
5. Титов В. П. Курсовое и дипломное проектирование по вентиляции гражданских и промышленных зданий: уч. пособие для вузов [Текст]: / В. П. Титов, Э. В. Сазонов, Ю. С. Краснов, В.И. Новожилов — М.: Стройиздат, 1985. – 208 с.
6. Кокорин О. Я. Отечественное оборудование для создания систем вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст]: /О.Я.Кокорин, А.М.Дерипасов. - М., ИКФ „КАТАЛОГ”. 2002. – 315 с.
7. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика. [Текст]:/ Евроклимат, 2000. – 433 с.
8. Ананьев В. А. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика [Текст]:/В. А. Ананьев, Л. Н. Балуева, А. Д. Гальперин - М.: "ЕВРОКЛИМАТ", 2001 - 416 с.
9. Справочник по гидравлике [Текст] / под общ. ред. В.А. Большакова. – К.: Вища школа, 1984. – 368 с.
10. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст]: справ. пособие / Л.Д. Богуславский, В.И. Ливчак, В.П. Титов и др.: Под общ. ред. Л.Д. Богуславского. – М.: Стройиздат, 1990. – 624 с.

11. Теплотехнический справочник [Текст]: / Под общ. ред. В.Н.Юренева, П.Д. Лебедева. Т.2. М.: Знергия, 1976. - 896 с.
12. Якубчик П. П. Справочник по инженерному оборудованию жилых и общественных зданий [Текст]:/П. П. Якубчик, А. Е. Татура, Н. А. Черников, О. А. Продоус, В. С. Дикаревский – К.: Будивельник, 1989. – 360 с.
13. Пластинчатые теплообменники в промышленности учеб. Пособие / Л.Л. Товажнянский, П.А. Капустенко, Г.Л. Хавин и др.: под общ. ред. Л.Л. Товажнянского; национальный технический университет «Харьковский политехнический институт». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. – 232 с.
14. Тарадай А.М. Основы разработки пластинчатых теплообменников для систем теплоснабжения [Текст] / А.М. Тарадай; - Харьков: Основа, 1998. – 192 с.
15. Зингер Н.М. Пластинчатые теплообменники в системах теплоснабжения [Текст]: / Н.М. Зингер, А.М. Тарадай, Л.С. Бармина; - М.: Энергоиздат, 1995. – 256 с.
16. Інженерне обладнання населених місць [Текст]: підручник /М.О.Шульга,І.Л.Деркач,О.О.Алексахін; - Харків,ХНАМГ,2007 -259 с.
17. Тепловая изоляция [Текст] / под ред. Г.Ф. Кузнецова. – М.: Стройиздат, 1995. – 421 с
18. Шульга М. О. Вентиляція та кондиціювання повітря: навч. посібник [Текст]:/ М. О. Шульга., І. П. Юхно; Харк. нац. акад. міськ. госп-ва. – Х: ХНАМГ, 2004. – 214с
19. Шульга М. О.Теплогазопостачання і вентиляція: навч. посібник [Текст]:/ М.О.Шульга, О.О.Алексахін, Д.О.Шушляков; Харк. нац. ун-т міськ. госп-ва ім..О.М.Бекетова – Х: ХНУМГ, 2014. – 191с.
20. Инженерное оборудование зданий и сооружений. Внешние сети и сооружения. Газоснабжение: ДБН В.2.5-20-2001.- . К.: Госстрой Украины, 2001. – 130 с.

21. Базовые енергоустановки и окружающая среда [Текст]: учеб. пособие / под ред. В.А. Маляренко; Харьк. гос. акад. міськ. госп-ва.- Х.: ХГАГХ, 2002. – 398 с.
22. Алексахін О.О. Приклади й розрахунки з теплопостачання та опалення. [Текст] / О.О.Алексахін, О.М.Герасимова.- Харків: ХДАМГ, 2002. - 206 с.
23. ГОСТ 21.602-2003 Система проектной документации для строительства. Правила выполнения рабочей документации отопления, вентиляции и кондициониро-вания. Рабочие чертежи: дата введения 01.06.2003. - М.: Межгосударственный стандарт. – 2003, 34с.
24. Кокорин О. Я. Отечественное оборудование для создания систем вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст]: /О.Я.Кокорин, А.М.Дерипасов. - М., ИКФ „КАТАЛОГ”. 2002. – 315 с.
25. Алексеев М. И., Дмитриев В. Д. и др. Городские инженерные сети и коллекторы [Текст]:. – Л.: Стройиздат, 1990. – 384.