

---

## Експериментальне визначення коефіцієнту тепловіддачі спрощеним методом для стаціонарного режиму теплообміну в повітроочиснику

**Любов Макаренко**

Кафедра теплотехніки, Факультет інженерних систем та екології, Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна

ORCID 0009-0005-9024-8521

### Для цитування цієї статті:

Макаренко Любов. Експериментальне визначення коефіцієнту тепловіддачі спрощеним методом для стаціонарного режиму теплообміну в повітроочиснику. International Science Journal of Engineering & Agriculture. Vol. 3, No.5, 2024, pp. 18-29.

doi: 10.46299/j.isjea.20240305.03.

**Надійшла до редакції:** 02 вересня 2024 р.; **Схвалено:** 30 вересня 2024 р.;

**Опубліковано:** 01 жовтня 2024 р.

---

**Анотація:** Дослідження спрямоване на розробку повітроочисника з додатковою функцією підігріву повітря. В дослідженні розглядаються теплообмінні процеси в теплообміннику нагріву зовнішнього повітря типу «повітря-повітря» в рециркуляційній секції установки очищення повітря, що комплектується фільтрувальними вставками HEPA 11. Розрахунки дійсні для установок очищення повітря рециркуляційного типу з продуктивність очищення в рециркуляційній частині в кількості від 300 до 1000 м<sup>3</sup>/годину. Кількість повітря, що очищається в рециркуляційній секції повітроочисувача, дозволяє нагріти визначений об'єм повітря з вулиці, при цьому очікувана температура повітря, що рециркулює в кімнаті знизиться лише на два градуси, з початкової температури в 20С до 18С. Методом проведення повного факторного експерименту визначено рівняння регресії, що описує прогнозування температури холодного теплоносія на виході з теплообмінника та коефіцієнту тепловіддачі теплообмінника. Адекватність рівняння регресії підтверджено статистичним аналізом. Визначена дійсна об'ємна витрата холодного теплоносія при середній дійсній швидкості в трубках, по яким рухається холодний теплоносій та різниця температур холодного теплоносія на вході в теплообмінник та на виході із нього. Виходячи з цих значень визначено тепловий потік, що сприймається холодним теплоносієм від гарячого теплоносія. Визначено коефіцієнт тепловіддачі експериментально спрощеним методом для стаціонарного режиму теплообміну. Даним дослідження підтверджена доцільність використання теплообмінника нагріву зовнішнього повітря типу «повітря-повітря» в рециркуляційній секції установки очищення повітря (повітроочисника) для нагріву зовнішнього повітря без використання додаткової енергії. Повітроочисник має періодичний характер роботи та застосовується при потребі.

**Ключові слова:** повітроочисник, рекуперативний теплообмінник, рециркуляційний повітроочисник, теплообмін, коефіцієнт тепловіддачі.

---

### 1. Вступ

Якість повітря в містах є динамічно змінною величиною і залежить від багатьох факторів, включаючи погодні умови, промислову діяльність, транспорт та інші джерела забруднення. Кількість шкідливих речовин в повітрі може значно змінюватися протягом дня, створюючи періоди, коли вдихання повітря стає небезпечним для здоров'я. При цьому, деякі забруднювачі можуть негативно впливати на організм людини вже за кілька годин впливу [1].

На відміну від атмосферного повітря, яке піддається впливу багатьох зовнішніх факторів, стан повітря в приміщеннях може бути точно контрольованим за допомогою систем вентиляції та портативних повітроочисників. Ці системи дозволяють підтримувати необхідні параметри повітря відповідно до встановлених стандартів і вимог [2]-[6]. Леткі органічні сполуки та тверді частинки є головними забруднювачами повітря в приміщеннях. Джерелами цих забруднень можуть бути куріння, приготування їжі, системи пічного опалення, побутова хімія, домашні тварини, а також просто пересування людей по кімнаті, яке піднімає пил [7]. Наукові дослідження однозначно довели, що забруднення повітря дрібними твердими частинками PM2.5 та PM10 призводить до зростання кількості смертей від серцево-судинних захворювань, хвороб органів дихання та раку легенів [8]. Очікується, що внаслідок економічного розвитку та зростання чисельності населення в багатьох регіонах світу рівень забруднення повітря значно погіршиться. Це, в свою чергу, призведе до зростання кількості захворювань дихальних шляхів серед населення [9].

Постановка наукової проблеми полягає в оптимізації систем очищення повітря, розробці ефективних і енергоефективних систем очищення повітря для робочих зон, які б одночасно забезпечували: очищення повітря (видалення шкідливих речовин та досягнення необхідного рівня чистоти[10]), підтримання комфортних умов (забезпечення оптимальних параметрів температури та швидкості руху повітря), енергоефективність (мінімізація споживання енергії для роботи системи), економічність (зниження експлуатаційних витрат протягом усього життєвого циклу системи).

Вибір повітроочисника залежить від конкретних потреб: які забруднювачі потрібно усунути (пил, алергени, хімікати тощо). Важливо враховувати потужність пристрою, місце встановлення та наявність рекомендацій незалежних тестів, що підтверджують його ефективність на основі незалежних тестів незацікавлених організацій чи установ [11].

Наприклад, рекомендація щодо використання очищувачів повітря з механічними фільтрами (HEPA) замість повітроочищувачів, які виділяють іони для очищення повітря (кількість іонів після процесу очищення збільшилась за рахунок роботи самого очисника) [12].

Даним дослідженням розглядається можливість укомплектації повітроочищувача додатковою функцією, що може забезпечити нагрів деякої кількості повітря ззовні, за рахунок влаштування теплообмінника рекуперативного типу в центральній частині рециркуляційної секції. Визначення параметрів теплообмінної частини для виведення рівнянь прогнозування основних величин, таких як, температура холодного теплоносія на виході з теплообмінника та коефіцієнту тепловіддачі теплообмінника.

## **2. Об'єкт і предмет дослідження**

Об'єктом дослідження виступають теплообмінні процеси в теплообміннику, що вбудований в повітроочисному приладі рециркуляційного типу з секцією механічної фільтрації. Предметом дослідження визначено температура холодного теплоносія на виході з теплообмінника та коефіцієнт тепловіддачі саме теплообмінної частини повітроочисника, якщо прийняти сталими кількість та температуру холодного та гарячого теплоносіїв, відносну вологість в приміщенні. Дослід проводиться без використання додаткової енергії, крім температури рециркуляційного повітря (гарячого теплоносія).

## **3. Мета та задачі дослідження**

Метою дослідження є визначення коефіцієнту теплопередачі та коефіцієнту тепловіддачі в теплообміннику (фільтр-теплообміннику). Для цього планується провести фізичний експеримент, змінюючи кілька факторів, які впливають на цей коефіцієнт. Проведення дослідження методом повного факторного експерименту дозволяє оцінити вплив кожного з

факторів та їх взаємодій на відгук системи (в даному випадку, на коефіцієнт теплопередачі та температура нагріву холодного теплоносія).

Щоб досягти цієї мети необхідно вирішити такі наукові задачі: дослідити температуру нагріву холодного теплоносія при сталих початкових температурах холодного та теплового теплоносіїв, відносній вологості в приміщенні та швидкості руху холодного теплоносія в фільтр-теплообміннику; визначити дійсну кількість повітря, прийнятого як холодний теплоносій, що проходять через трубки теплообмінника; визначити коефіцієнт тепловіддачі та теплопередачі знаючи площа поверхні нагріву теплообмінника. Результатом експериментального дослідження буде визначення коефіцієнта тепловіддачі експериментально спрощеним методом для стаціонарного режиму теплообміну.

#### **4. Аналіз літератури**

Американська агенція з охорони навколишнього середовища EPA (США) та європейські асоціації, що спеціалізуються на системах опалення, вентиляції та кондиціонування повітря, надають рекомендації щодо вибору ефективних очищувачів повітря [13], [14], [15].

Повітроочисник працює за принципом багатоступеневої фільтрації. Спочатку повітря проходить через фільтр грубої очистки, потім через фільтр тонкої очистки, а потім через HEPA-фільтр, який очищує повітря від найдрібніших забруднень. Вугільний фільтр додає останній штрих, поглинаючи неприємні запахи та шкідливі гази.

Складовими елементами повітроочищувача є: фільтрувальна секція або комбінація фільтрувальних секцій; секція розміщення вентилятора; та секції відбору та розподілення повітря з кімнати. Високі показники щодо підтримання вимог до повітроочищення можуть показувати мобільні очисники повітря на основі механічної вентиляції [16].

Портативні повітроочищувачі з HEPA-фільтрами є незамінними у випадках, коли:

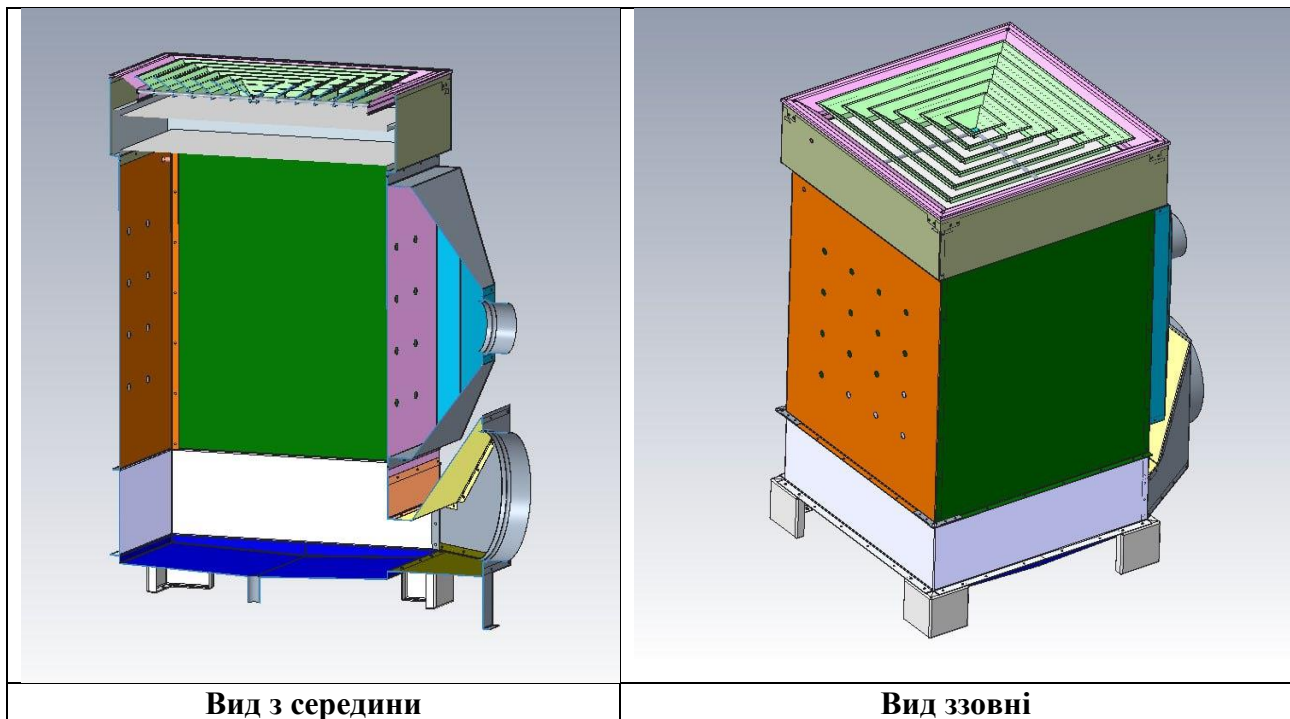
- 1) не працює основна вентиляційна система (вони забезпечують тимчасову рециркуляцію повітря, підтримуючи його якість);
- 2) потрібне додаткове очищення повітря (навіть у приміщеннях з працюючою вентиляцією, портативні очищувачі допомагають усунути дрібні частинки пилу, алергени та інші забруднення);
- 3) недостатній повітрообмін (очищувачі дозволяють збільшити кратність повітрообміну);
- 4) вимагається високий рівень чистоти повітря: HEPA-фільтри ефективно затримують найдрібніші частинки, що робить ці прилади ідеальними для людей з алергією або респіраторними захворюваннями).

Але вимоги санітарних норм щодо кількості свіжого повітря, його підігріву або охолодження цим обладнанням не виконуються [17]. Дослідження в галузі комбінування повітроочищувачів з теплообмінниками часто призводять до створення гібридних систем, що виконують функції охолодження [18] або осушення повітря [19], [20]. Проте, для регіонів з низькими температурами актуальним є дослідження ефективності таких пристроїв за умови значного температурного градієнта між зовнішнім і внутрішнім середовищем. Низькі робочі температури холодного теплоносія та значні температурні перепади диктують специфічні вимоги до конструкції повітроочисника з вмонтованим теплообмінником [21]. Розрахунок конструкції рециркуляційного повітроочисника з теплообмінником «повітря-повітря» надано в попередній статті [22].

#### **5. Методи досліджень**

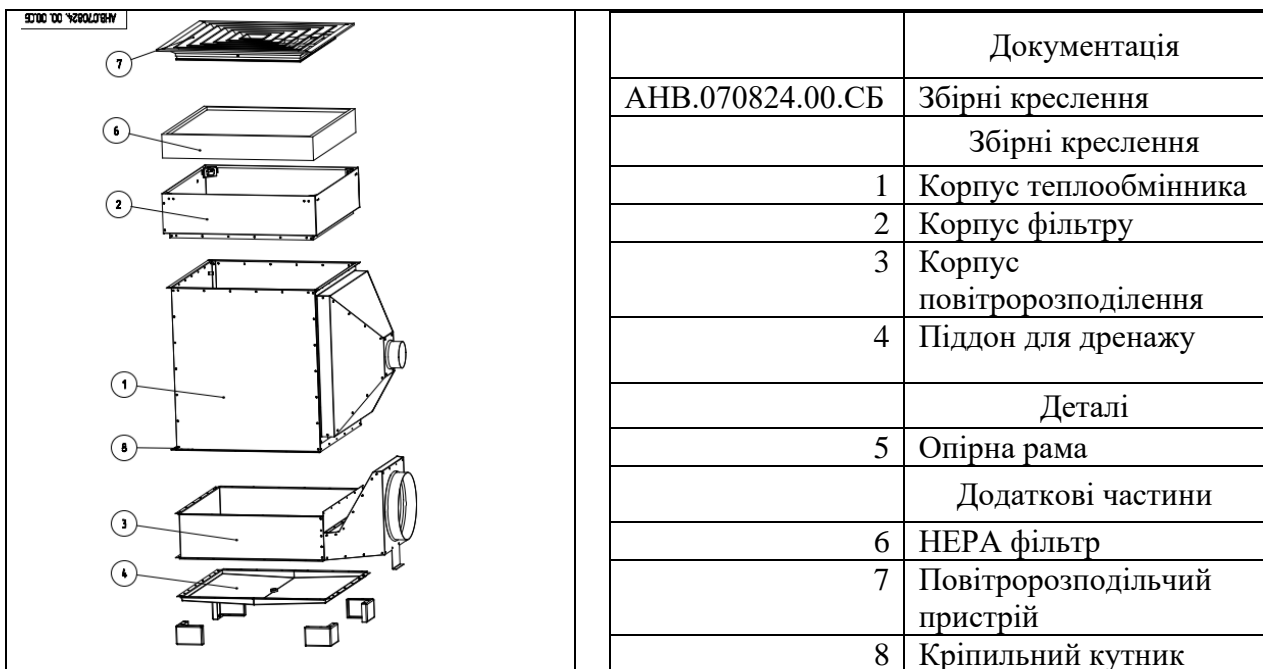
Даним дослідженням розглядається теплообмінна частина очисника повітря рециркуляційного типу з механічною фільтрацією та секцією нагріву зовнішнього повітря, далі фільтр-теплообмінник. Розроблена модель забезпечує кратність повітрообміну в приміщенні, що перевищує 6 крат, що узгоджується з нормативними документами з

рекомендаціями щодо кратності повітрообміну [2]- [6], та забезпечить високий рівень очистки повітря завдяки фільтру HEPA 11 в поєднанні з вказаною кратністю повітрообміну. Об'ємна модель теплообмінної секції фільтр-теплообмінника вказана на Рис.1.



**Рис 1.** Об'ємна модель теплообмінної секції фільтр-теплообмінника.

Особливістю пристрою є можливість підігріву зовнішнього повітря в його рециркуляційній частині за рахунок температури повітря в приміщенні, без використання будь-якої додаткової енергії окрім температури повітря в кімнаті. Збірні креслення теплообмінної секції фільтр-теплообмінника з вставкою HEPA 11 вказані на Рис.2



**Рис 2.** Збірні креслення теплообмінної секції фільтр-теплообмінника з вставкою HEPA 11.

Цікавлять такі параметри теплообмінної частини фільтр-теплообмінника, отримані в реальних умовах, як температура холодного теплоносія на виході з теплообмінника та коефіцієнт тепловіддачі саме теплообмінної частини фільтр-теплообмінника, якщо прийняти сталими кількість та температуру холодного та гарячого теплоносіїв, відносну вологість в приміщенні. Дослід проводиться без використання додаткової енергії, крім температури рециркуляційного повітря (гарячого теплоносія).

Визначення коефіцієнта тепловіддачі експериментально спрощеним методом для стаціонарного режиму теплообміну є метою цього дослідження. Коефіцієнт тепловіддачі – це важлива характеристика теплообміну, яка показує, наскільки інтенсивно відбувається передача теплоти між твердим тілом і рідиною або газом.

Завдання: Необхідно описати процес нагрівання холодного теплоносія в фільтр-калорифері в приміщенні площею  $S=20\text{м}^2$ , висотою  $h=2,75\text{м}$ , об'ємом  $V= 55\text{м}^3$ . Рециркуляційний агрегат пропускною потужністю від 300 до 1000 $\text{м}^3$ /годину обладнано високоефективний фільтр Н11, з заявленою ефективністю очищення до 85% частинок розміром до 0,3 $\mu\text{м}$ . Діапазон варіювання факторів приймаємо від 10 % до 60 % від всієї можливої області варіювання. Вхідні фактори не залежать один від одного.

Дослідити температуру нагріву холодного теплоносія при сталій початковій температурі холодного теплоносія, початковій температурі холодного теплоносія, відносній вологості в приміщенні та зміні швидкості руху холодного теплоносія в фільтр-калорифері.

Метод: Фіксуємо температури на вході в трубки №1-№6 та виході з них та вимірюючи температуру на вході в очисну частину фільтр-теплообмінника та на виході з нього. Знаючи товщину трубки  $\delta$  та коефіцієнт теплопровідності  $\lambda$ , що не залежить від температури та однаковий за всією товщиною стінки, буде визначено значення коефіцієнту тепловіддачі фільтр-калорифера за формулою Ньютона-Ріхмана. Схема розташування вимірних точок стенду зображена на Рис.3.

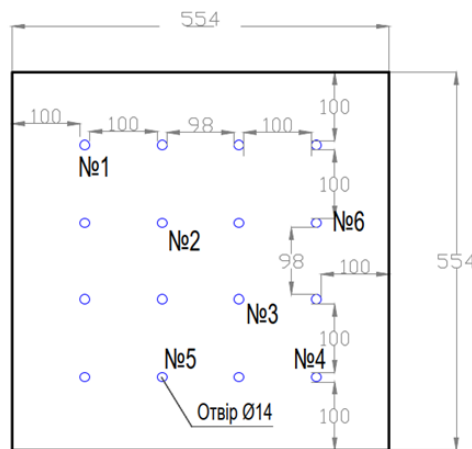


Рис 3. Схема розташування вимірних точок стенду.

Тепловий потік, що може відібрати холодний теплоносій від гарячого теплоносія визначено в попередній публікації [22] та становить 0,5871 кВт.

Дані вимірів температури холодного та гарячого теплоносія на вході та на виході з фільтр-теплообмінника та швидкість холодного теплоносія внесено в Таблиці 1.1-1.3.

Таблиця 1.1. Таблиця температур гарячого теплоносія .

	Температура гарячого теплоносія на вході в теплообмінник $t_{r1}$	Температура гарячого теплоносія на виході з теплообмінника, $t_{r2}$
Вимір №1	+20С	17,6С
Вимір №2	+20С	17,0С
Вимір №3	+20С	17,5С

**Таблиця 1.2.** Таблиця температур холодного теплоносія.

Температура холодного теплоносія на вході в теплообмінник, $t_{x1}$						
	Трубка 1	Трубка 2	Трубка 3	Трубка 4	Трубка 5	Трубка 6
Вимір №1	-21	-22	-22	-21	-22	-21
Вимір №2	-22	-22	-22	-22	-22	-21
Вимір №3	-21	-22	-22	-22	-22	-22
Температура холодного теплоносія на виході з теплообмінника, $t_{x2}$						
	Трубка 1	Трубка 2	Трубка 3	Трубка 4	Трубка 5	Трубка 6
Вимір №1	+17	+18	+17	+17	+16	+17
Вимір №2	+17	+17	+18	+18	+17	+17
Вимір №3	+17	+18	+18	+18	+16	+16

**Таблиця 1.3.** Таблиця швидкості руху теплоносія в трубах.

	Трубка 1	Трубка 2	Трубка 3	Трубка 4	Трубка 5	Трубка 6
Вимір №1	3,3м/с	3,5м/с	3,4м/с	3,2м/с	3,4м/с	3,2м/с
Вимір №2	3,3м/с	3,6м/с	3,6м/с	3,3м/с	3,5м/с	3,3м/с
Вимір №3	3,2м/с	3,5м/с	3,5м/с	3,2м/с	3,4м/с	3,2м/с

Кількість повітря, визначена як холодний теплоносій, рухається в трубах  $L_2$ , м<sup>3</sup>/секунду. Початкова температура холодного теплоносія  $t_{x1} = -22^\circ\text{C}$ , кінцева  $t_{x2} = 18^\circ\text{C}$ . Середня швидкість  $v_x = 3,5\text{м/с}$ . Зовнішній діаметр труб приймається як для труб Rehau Rautitan S16x1.5  $d_3 = 0,016\text{м}$ ,  $d_b = 0,013\text{м}$ . Крок труб в поперечному  $l_1 = 0,1\text{м}$  та повздовжньому напрямі  $l_2 = 0,1\text{м}$  розташованих по коридорному типу.

Перетин однієї труби визначається з формули (1), м<sup>2</sup>:

$$f_T = 0,785 \cdot d_B^2 = 0,0002 \text{ м}^2 \quad (1)$$

Дійсна площа поперечного перерізу для проходження теплоносія всередині труб визначено з формули (2), м<sup>2</sup>:

$$f_D = n_{\text{зар}} \cdot f_T = 0,0032 \text{ м}^2 \quad (2)$$

Дійсна швидкість холодного теплоносія в трубах за формулою (3):

$$v_x = \frac{l_2}{f_D} = 3,53 \text{ м/с} \quad (3)$$

Тепловий потік, що може відібрати холодний теплоносій від гарячого може бути визначено за формулою (3):

$$Q_x = L_2 \cdot C'_{pm2} \cdot (t_{x2} - t_{x1}) = 0,5871 \frac{\text{кДж}}{\text{с}} \quad (4)$$

де  $C'_{pm2}$  - питома ізобарна теплоємність холодного теплоносія, середня в інтервалі температур  $t_{x2} - t_{x1}$ ,  $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$ . Значення питомої об'ємної ізобарної теплоємності приймаємо як для повітря при температурі від  $-22^\circ\text{C}$  до  $20^\circ\text{C}$   $C'_{pm1} = C'_{pm2} = 1,299 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$ .

Три основні параметри, які впливають на тепловий потік: площа поверхні, коефіцієнт теплопередачі та різниця температур. Ця формула є спрощеною і справедлива для стаціонарного режиму теплообміну, тобто коли температура в системі не змінюється з часом. Порівнявши формулу (4) та формулу (5) отримаємо величину коефіцієнту теплопередачі

$$Q_x = 0,5871 \text{ (кВт)} = k \cdot F \cdot (t_{c2} - t_{c1}) \quad (5)$$

$$\text{Тоді } k = \frac{Q_x}{F \cdot \Delta t} = 14,9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$k$  - коефіцієнт теплопередачі (Вт/(м<sup>2</sup>·К)) - характеризує інтенсивність теплообміну між двома середовищами через одиницю площі при різниці температур в 1 К.

$\Delta T$  - різниця температур між двома середовищами (К).

$F$  - площа поверхні теплообміну (м<sup>2</sup>).

Для випадку конвективного переносу тепла тепловий потік визначається рівнянням за законом Ньютона-Ріхмана: тепловий потік прямо пропорційний різниці температур  $\Delta T$  і коефіцієнту тепловіддачі  $\alpha$ . Чим більший коефіцієнт тепловіддачі, тим інтенсивніше відбувається теплообмін і тим більший тепловий потік при тій же різниці температур, що виражається формулою (6):

$$Q = \alpha \cdot \Delta T; \quad (6)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі; Вт/м<sup>2</sup>

$\Delta T$  – різниця температур на границі середовищ «повітря-повітря».

Приймаємо середньологарифмічний температурний напір, °С для перехресної схеми відносного руху теплоносія за формулами (7) та (8):

$$\overline{\Delta t} = \overline{\Delta t}^{\text{прот}} \cdot \varepsilon_{\Delta t} = 12,065 \text{С} \quad (7)$$

де  $\Delta t^{\text{прот}}$  - середньологарифмічний температурний напір для протитечії;

$$\Delta t^{\text{прот}} = \frac{(t_{r2} - t_{x1}) - (t_{r1} - t_{x2})}{\ln \frac{t_{r2} - t_{x1}}{t_{r1} - t_{x2}}} = 12,7 \quad (8)$$

$\varepsilon_{\Delta t}$  – корегуючий коефіцієнт, який визначають за діаграмою для перехресній течії при відомих  $P=0,95$  та  $R=0,05$  буде  $\varepsilon_{\Delta t} = 0,95$ .

Дійсний коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  за формулою (6):

$$\alpha = \frac{Q_x}{\Delta t} = 46,22 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Знаючи максимальний тепловий потік згідно теоретичних розрахунків та дійсне розрахункове значення теплового потоку можливо вказати ефективність теплообмінника  $E$ , що складає 93%.

$$E = \frac{Q_x}{Q_{x_{\text{max}}}} = \frac{0,5485 \cdot 10^3}{0,5871 \cdot 10^3} = 0,93$$

Методом планування повного факторного фізичного експерименту для дворівневих співвідношеннях факторів виведено формули що прогнозують значення вихідних параметрів: температури холодного теплоносія на виході із теплообмінника «повітря-повітря» теплообмінної частини рециркуляційної установки та його коефіцієнт тепловіддачі. Діапазон варіювання факторів приймаємо від 10 % до 60 % від всієї можливої області варіювання. Вхідними параметрами є швидкість руху холодного теплоносія в трубках та пропускна потужність рециркуляційного агрегату від 400 до 800 м<sup>3</sup>/годину. Результати внесені в Таблицю 1.4.

**Таблиця 1.4.** Величини вихідних факторів за ПФЕ.

Планування			Результати вимірів									
Фактор			t(температура холодного теплоносія на виході), °C					α (коэф.тепловіддачі), Вт/(м²·К)				
L, м³/годин	υ (м/с)	у	m=1	m=2	m=3	$\bar{t}$	$\hat{t}$	m=1	m=2	m=3	$\bar{\alpha}$	$\hat{\alpha}$
1	400	3,5	-7,0	-7,1	-6,9	-7,0	-6,883	6,67	6,61	6,72	6,67	6,7318
2	800	3,5	+18	+18	+17,9	18,0	17,900	46,37	46,37	45,62	46,12	45,6496
3	400	4,5	-6,6	-6,4	-6,6	-6,5	-6,650	6,89	7,01	6,89	6,93	6,8636
4	800	4,5	17,7	17,6	17,8	17,7	17,767	44,22	43,57	44,91	44,91	44,7060

Звідси отримаємо рівняння регресії, що пов'язує вхідні фактори з параметрами рециркуляційного агрегату (фільтр-калорифера):

1) температура холодного теплоносія на виході з трубки при сталій початковій температурі холодного теплоносія -22С, °C:

$$\hat{t} = [5,533] + [12,300] \cdot X_1 + [0,050] \cdot X_2 + [-0,183] \cdot X_1 \cdot X_2.$$

2) Коефіцієнт тепловіддачі трубки до теплого теплоносія :

$$\hat{\alpha} = [25,988] + [19,190] \cdot X_1 + [-0,406] \cdot X_2 + [-0,538] \cdot X_1 \cdot X_2.$$

Для оцінки точності та надійності результатів дослідів роботи проведемо оцінку похибки вхідних та вихідних величин статистичним аналізом експерименту.

Перевірку однорідності дисперсій дослідів виконано за допомогою критерія Кохрена за формулою (9):

$$G = \frac{\sigma_{max}^2}{\sum_{g=1}^N \sigma_g^2}; \quad (9)$$

Встановлено, що дисперсії в досліді повнофакторного експерименту неоднорідні, тому виникає необхідність перевірки чи не є ці дані грубими помилками вираховавши  $t_p$  критерій за формулою (10). Оцінку похибки вхідних факторів внесено в Таблиці 1.5 та 1.6:

$$t_p = \frac{y_{н.т.} - \bar{y}_{ср.}}{\sigma}; \quad (10)$$

де  $y_{н.т.}$  - не типове значення;

$\bar{y}_{ср.}$  - середнє значення інших результатів спостережень.

**Таблиця 1.5.** Оцінка похибки вхідного фактору t.

g	m=1	m=2	m=3	$\bar{t}$	$\sigma_g^2 t$	$G_t$	<Gтабл.	$\sigma_{(y)}^2 t$	Rt	$\sigma_{(y)}^2 t$	$t_p$	<tртабл.
1	-7,0	-7,1	-6,9	-7,0	0,010		0,77	0,013	0,200	0,011	0,962	
2	18,0	18,0	17,9	18,0	0,003		0,77				0,321	
3	-6,6	-6,4	-6,6	-6,5	0,013		0,77				1,282	
4	17,3	17,2	17,5	17,3	0,023	0,46667	0,77				1,603	2,130
$\sum_{g=1}^4 \sigma_g^2$					0,050							



**Таблиця 1.6.** Оцінка похибки вхідного фактору  $\alpha$ .

g	m=1	m=2	m=3	$\alpha^-$	$\sigma_g^2 \alpha$	$G_\alpha$	<Gтабл.	$\sigma_{\{y\}}^2 \alpha$	R $\alpha$	$\sigma_{\{y\}}^2 \alpha$	t $\rho$	<t $\rho$ табл.
1	6,67	6,61	6,72	6,67	0,003		0,77	0,160	0,578	0,090	-0,186	
2	46,37	46,37	45,62	46,12	0,187		0,77				0,831	
3	6,89	7,01	6,89	6,93	0,004		0,77				-0,127	2,310
4	44,22	43,57	44,91	44,23	0,446	0,69625	0,77				-2,207	
$\sum_{g=1}^4 \sigma_g^2$					0,641							

Визначене значення  $t_\rho$  менше ніж нормативне  $t_{\rho, \text{табл.}}=2,31$  при заданій довірчій ймовірності 0,95 та числу ступеню свободи 2 остаточної дисперсії. Тож, значення знаходиться в прийнятій довірчій ймовірності і може далі бути використане в розгляді.

Оцінка експерименту в цілому  $\sigma_{\{y\}}^2$  характеризує похибку всього експерименту. При однаковій кількості спостережень в кожному досліді дисперсії відтворюваності визначається за формулою (11):

$$\sigma_{\{y\}}^2 = \frac{\sum_{g=1}^N \sigma_g^2}{N}; \quad (11)$$

Згідно критерія Кохрена дисперсії однорідні, тому проведена оцінка дисперсії відтворюваності. Вагомість коефіцієнтів регресії оцінена базуючись на дисперсії відтворюваності. Коефіцієнти формули температури холодного теплоносія більш точні, тому що зумовлено більш точним визначенням, в той час як коефіцієнти рівняння регресія коефіцієнту тепловіддачі визначені за непрямим методом. Дані наведені в Таблиці 1.7.

**Таблиця 1.7.** Вагомість коефіцієнтів регресії.

Вихідний фактор	Довірчий інтервал визначення коефіцієнтів, $\Delta b$	Розрахункові коефіцієнти рівняння регресії для вихідного фактору	Оцінка значимості коефіцієнтів регресії
t(температура холодного теплоносія на виході), °C	$\pm 0,258$	$b_0 = 5,533 \pm 0,258$	Значимий
		$b_1 = 12,300 \pm 0,258$	Значимий
		$b_2 = 0,050 \pm 0,258$	Незначимий
		$b_{1,2} = -0,183 \pm 0,258$	Незначимий
$\alpha$ (коэф.тепловіддачі), Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\pm 0,92$	$b_0 = 25,988 \pm 0,92$	Значимий
		$b_1 = 19,190 \pm 0,92$	Значимий
		$b_2 = -0,406 \pm 0,92$	Незначимий
		$b_{1,2} = -0,538 \pm 0,92$	Незначимий

Адекватність рівняння регресії перевірено за допомогою критерія Фішера за формулою (12) дані внесено в Таблицю 1.8:

$$F = \frac{\sigma_{ад}^2}{\sigma_{\{y\}}^2}; \quad (12)$$

де  $\sigma_{ад}^2$  – дисперсія адекватності;

$\sigma_{\{y\}}^2$  – дисперсія відтворюваності.

**Таблиця 1.8.** Адекватність рівняння регресії.

Експеримент	Фактор вихідний	Дисперсія відтворюваності, $\sigma_{\{y\}}^2$	Дисперсія адекватності $\sigma_{ад}^2$	Розрах-ве значення критерію Фішера, $F_{розр}$	Табличне значення критерію Фішера, $F_{табл}$	Перевірка адекватності рівняння регресії $F_{розр} \leq F_{табл}$
Плани 1-го порядку						
ПФЕ 2 типу	t	0,013	0,003	0,267	5,32	Адекватне
	$\alpha$	0,160	0,001	0,004	5,32	Адекватне

Рівняння адекватно описує результати експерименту, що відповідає умові  $F_{\text{розр}} \leq F_{\text{табл}} = 5,32$ .

## 6. Результати досліджень

Побудована експериментальна модель теплообмінної секції установки очищення повітря з фільтрувальною вставкою HEPA11. Визначення коефіцієнту теплопередачі непрямим методом та методом ПФЕ. Методом планування повного факторного фізичного експерименту для дворівневих співвідношеннях факторів отримано рівняння регресії дійсні для фільтр-теплообмінника пропускною потужністю від 300 до 1000 м<sup>3</sup>/годину, що прогнозують значення вихідних параметрів: температури холодного теплоносія на виході із теплообмінника «повітря-повітря» теплообмінної частини рециркуляційної установки та його коефіцієнт тепловіддачі. Згідно критерія Кохрена дисперсії однорідні. Проведена оцінка дисперсії відтворюваності підтверджує вагомість коефіцієнтів регресії. Адекватність рівняння регресії перевірено за допомогою критерія Фішера.

## 7. Перспективи подальшого розвитку досліджень

Вдосконалення конструкції теплообмінної секції повітроочисника та варіації матеріалу трубок його рециркуляційної частини дозволить підвищити ефективність рекуперації енергії в приладі та оптимізувати його розміри до більш компактних габаритів. Варіанти використання приладу для монтажу в застельовому просторі чи в прихованому вигляді можуть мати місце.

## 8. Висновки

Даним дослідженням підтверджено можливість ефективного використання секції теплообмінника для нагріву зовнішнього повітря. Представлена модель повітроочисника (фільтр-теплообмінника) забезпечує одночасне очищення внутрішнього повітря в приміщенні та подавання підігрітого припливного повітря ззовні без необхідності нагрівати його додатковою енергією. Експериментально підтверджена ефективність рекуперації тепла до 93%. Всі теоретичні розрахунки теплообмінної частини фільтр-теплообмінника були перевірені експериментально в натурних умовах. Визначено коефіцієнт теплопередачі непрямим методом та методом ПФЕ. Виведено загальне рівняння регресії для прогнозування коефіцієнту тепловіддачі для фільтр-теплообмінника пропускною потужністю від 300 до 1000 м<sup>3</sup>/годину з розрахунковою ефективністю рекуперації теплообмінника до 93%. Робота приладу розрахована на періодичну дію: при знаходженні людини в кімнати, при необхідності провітрювання чи компенсації витяжного повітря від роботи інших витяжних систем невеликої потужності.

## 9. Подяка

Роботу виконано за сприяння виробничих та апаратних потужностей ТОВ "ІСК АКСОН" в особі Сергія Пендели.

---

### Список літератури:

1) Tong, D. Q., Gill, T. E., Sprigg, W. A., Van Pelt, R. S., Baklanov, A. A., Barker, B. M., ... & Vimic, A. V. (2023). Health and safety effects of airborne soil dust in the Americas and beyond. *Reviews of Geophysics*, 61(2), e2021RG000763. <https://doi.org/10.1029/2021RG000763>

- 2) GB 15982-2012. Hygienic standard for disinfection in hospitals. Beijing, China: General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, 2012.
- 3) ANSI/ASHRAE/ASHE Standard 170-2017: Ventilation of Health Care Facilities. Atlanta, USA: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, 2017.
- 4) HTM 03-01: Specialised ventilation for healthcare premises: part A – design and validation. London: Department of Health/Estates and Facilities Division, 2007.
- 5) CEN/TS 16244:2018. Ventilation in hospitals – coherent hierarchic structure and common terms and definitions for a standard related to ventilation in hospitals. Brussels: Comite Europeen de Normalisation, 2018.
- 6) ДБН, В. (2022).2.2-10:2022 "Заклади охорони здоров'я ". *Мінрегіон України, К.*. Available at: [https://dbn.co.ua/load/normativy/dbn/v\\_2\\_2\\_10/1-1-0-1805](https://dbn.co.ua/load/normativy/dbn/v_2_2_10/1-1-0-1805)
- 7) Maung, T. Z., Bishop, J. E., Holt, E., Turner, A. M., & Pfrang, C. (2022). Indoor air pollution and the health of vulnerable groups: a systematic review focused on particulate matter (PM), volatile organic compounds (VOCs) and their effects on children and people with pre-existing lung disease. *International journal of environmental research and public health*, 19(14), 8752. <https://doi.org/10.3390/ijerph19148752>
- 8) Chen, J., & Hoek, G. (2020). Long-term exposure to PM and all-cause and cause-specific mortality: a systematic review and meta-analysis. *Environment international*, 143, 105974. <https://doi.org/10.1016/j.envint.2020.105974>
- 9) Tran, H. M., Tsai, F. J., Lee, Y. L., Chang, J. H., Chang, L. T., Chang, T. Y., ... & Chuang, H. C. (2023). The impact of air pollution on respiratory diseases in an era of climate change: A review of the current evidence. *Science of the Total Environment*, 166340. <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2023.166340>
- 10) Макаренко, Л. І., & Приймак, О. В. (2023). Забезпечення рекомендованої ВООЗ якості повітря в офісних приміщеннях з існуючою системою вентиляції. *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання*, 44, 17-22.
- 11) Szczotko, M., Orych, I., Mała, Ł., & Solecka, J. (2022). A review of selected types of indoor air purifiers in terms of microbial air contamination reduction. *Atmosphere*, 13(5), 800. <https://doi.org/10.3390/atmos13050800>
- 12) Dubey, S., Rohra, H., & Taneja, A. (2021). Assessing effectiveness of air purifiers (HEPA) for controlling indoor particulate pollution. *Heliyon*, 7(9). doi:10.1016/j.heliyon.2021.e07976
- 13) US Environmental Protection Agency. (2021). Air cleaners, HVAC filters, and coronavirus (COVID-19). Available at: <https://www.epa.gov/coronavirus/air-cleaners-hvac-filters-and-coronavirus-covid-19>
- 14) Harriman, L., Stephens, B., & Brennan, T. (2019). New guidance for residential air cleaners. *ASHRAE J*, 61, 14-23. [https://www.epa.gov/sites/default/files/2019-09/documents/harriman\\_stephens\\_brennan\\_-\\_new\\_guidance\\_for\\_residential\\_air\\_cleaners\\_-\\_ashrae\\_journal\\_sept-2019.\\_web\\_version.pdf](https://www.epa.gov/sites/default/files/2019-09/documents/harriman_stephens_brennan_-_new_guidance_for_residential_air_cleaners_-_ashrae_journal_sept-2019._web_version.pdf)
- 15) REHVA. Federation of European Heating, Ventelation and Air Conditioning Associations. Criteria for room air cleaners for particulate matter. Available at: <https://www.rehva.eu/new-document-online-criteria-for-room-air-cleaners>
- 16) Pagels, J., Alsvéd, M., Malmborg, V., Omelekhina, Y., Wierzbicka, A., & Bohgard, M. (2019). Airborne dust removal using mobile air cleaners in the construction sector. ISSN: 1650-3717.
- 17) ДБН, В. (2013). 2.5-67: 2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування. *Мінрегіон України, К.*. Available at: [https://e-construction.gov.ua/laws\\_detail/3074971619479783152?doc\\_type=2](https://e-construction.gov.ua/laws_detail/3074971619479783152?doc_type=2)
- 18) Yang, Z., Zhao, J., Wang, B., Zhuang, R., Li, X., Xiao, H., & Shi, W. (2021). Experimental performance analysis of hybrid air conditioner in cooling season. *Building and Environment*, 204, 108160.

19) Sheng, Y., Fang, L., & Sun, Y. (2018). An experimental evaluation on air purification performance of Clean-Air Heat Pump (CAHP) air cleaner. *Building and Environment*, 127, 69-76.

20) O'Connor, D., Calautit, J. K., & Hughes, B. R. (2016). A novel design of a desiccant rotary wheel for passive ventilation applications. *Applied Energy*, 179, 99-109.

21) Alekseik, Y., & Alekseik, O. (2022). КОНСТРУКЦІЇ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ НА ДВОФАЗНИХ ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТАХ ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ПОВІТРЯ У ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМАХ: ОГЛЯД. *KPI Science News*, 135(1-2), 11-25.

22) Makarenko, L. (2024). Модель повітроочисника з фільтрувальними вставками HEPA 11 та теплообмінником нагріву зовнішнього повітря в рециркуляційній секції. *International Science Journal of Engineering & Agriculture*, 3(2), 67-77.

---

## Experimental determination of the heat transfer coefficient by a simplified method for the stationary heat exchange mode in the air cleaner.

**Luibov Makarenko**

Department of Heat Engineering, Faculty of Engineering Systems and Ecology, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine  
ORCID 0009-0005-9024-8521

---

**Abstract:** The research is aimed at the development of an air cleaner with an additional air heating function. The study examines the heat exchange processes in the air-to-air heat exchanger of the outdoor air heating in the recirculation section of the air cleaning unit equipped with HEPA 11 filter inserts. The calculations are valid for recirculation type air cleaning units with cleaning performance in the recirculation part in the amount of 300 to 1000 m<sup>3</sup>/hour. The amount of air cleaned in the recirculation section of the air purifier allows you to heat a certain volume of air from the street, while the expected temperature of the air recirculating in the room will decrease by only two degrees, from the initial temperature of 20C to 18C. The regression equation describing the forecasting of the temperature of the cold heat carrier at the exit from the heat exchanger and the heat transfer coefficient of the heat exchanger was determined by the method of conducting a full factorial experiment. The adequacy of the regression equation was confirmed by statistical analysis. The effective volumetric flow rate of the cold heat carrier at the average real speed in the tubes along which the cold heat carrier moves and the temperature difference of the cold heat carrier at the entrance to the heat exchanger and at the exit from it are determined. Based on these values, the heat flow perceived by the cold coolant from the hot coolant is determined. The heat transfer coefficient was determined experimentally by a simplified method for the stationary mode of heat exchange. The study data confirmed the feasibility of using an air-to-air heat exchanger for heating the outside air in the recirculation section of the air cleaning unit (air cleaner) for heating the outside air without using additional energy. The air cleaner has a periodic nature of operation and is used as needed.

**Keywords:** air cleaner, recuperative heat exchanger, recirculating air cleaner, heat exchange, heat transfer coefficient.

---