
Модель повітроочисника з фільтрувальними вставками HEPA 11 та теплообмінником нагріву зовнішнього повітря в рециркуляційній секції

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. Модель повітроочисника з фільтрувальними вставками HEPA 11 та теплообмінником нагріву зовнішнього повітря в рециркуляційній секції. International Science Journal of Engineering & Agriculture. Vol. 3, No. 2, 2024, pp. 67-77 doi: 10.46299/j.isjea.20240302.05.

Надійшла до редакції: 03 березня 2024 р.; **Схвалено:** 31 березня 2024 р.;

Опубліковано: 01 квітня 2024 р.

Анотація: Даним теоретичним дослідженням розглядається можливість встановлення в очищувач повітря з фільтрувальними вставками HEPA 11 секції нагріву санітарної норми повітря ззовні. Вказана секція планується до розміщення в середині рециркуляційної частини повітроочисувача. Розрахункова продуктивність рециркуляційної частини прийнята в кількості 800 м³/годину. Така кількість повітря дозволяє нагріти свіже повітря з вулиці, використовуючи теплообмінник без додаткового нагріву. За рахунок рециркуляції повітря, що очищається, без використання енергії на нагрів: велика кількість повітря, що очищається в рециркуляційній камері повітроочисувача, дозволяє нагріти визначений об'єм повітря з вулиці, при цьому температура повітря, що рециркулює в кімнаті знизиться лише на 2С, з початкової температури в 20С до 18С. Таким чином, представлена модель дозволить економити більше 500Вт в годину на нагрів зовнішнього повітря, при цьому забезпечивши приміщення необхідною кількістю свіжого повітря для дихання в кількості визначеної як санітарна норма для дихання однієї людини з компенсацією рівні викидів CO₂ людьми в різних контрольованих умовах під час сидячої діяльності. В даному випадку, використання фільтрувальної вставки типу HEPA11 в поєднанні з високою кратністю повітрообміну, що становить більше 14 крат, дозволяє отримати мінімальну ефективності очищення повітря в приміщення до 95 % від початкового забруднення від респіраторних та інших забруднювачів повітряного середовища. Визначено необхідні параметри теплообмінника та габаритні розміри самого теплообмінника. Робота приладу розрахована на періодичну дію: при знаходженні людини в кімнаті, при необхідності провітрювання чи компенсації витяжного повітря від роботи інших витяжних систем невеликої потужності. Всі теоретичні розрахунки потребують перевірки в натурних умовах.

Ключові слова: повітроочисник, рекуперативний теплообмінник, рециркуляційний повітроочисник, очищення повітря, фільтр HEPA.

1. Вступ

Стан повітря в містах може змінюватися в залежності від вітру, викидів промислових підприємств, наявності великих шляхопроводів, водоочисних споруд, напряму вітру і т.д. Кількість забрудників, що знаходяться в ньому в зваженому стані може змінюватися протягом доби від «безпечного» до «небезпечного». Деякі рівні забрудників навіть при тривалому

впливі на людину не внесуть вагомих змін в людському організмі, але деякі вже через декілька годин впливу суттєво зашкодять [1].

Впливати на стан зовнішнього повітря комплексна задача з багатьма складовими. Очікується, що через постійне економічне зростання та збільшення населення в багатьох регіонах світу, рівень забруднення атмосферного повітря зростає, що призведе до збільшення кількості респіраторних захворювань [2]. Є вагомі докази того, що такі забруднювачі повітря, як PM_{2.5} та PM₁₀, пов'язані зі збільшенням смертності від серцево-судинних захворювань, респіраторних захворювань і раку легенів [3]. На відміну від атмосферного повітря, стан повітря в приміщеннях перебування людей можна контролювати достатньо точно, як системами вентиляції, так і, спеціальними повітроочищувачами згідно вимог до параметрів повітря в приміщенні. Основними забруднювачами повітря в приміщенні є леткі органічні сполуки і тверді частки. Джерелами твердих часток є куріння, приготування їжі, опалення, свічки та інсектициди, домашні тварини, хатня робота та, навіть, пересування по приміщенню людей [4].

Повітроочищувач повинен обиратися в залежності від потреб індивідуально: вимоги очищення від наявності хімічних сполук в повітрі, пилу, алергенів, тютюнового диму, або будь-яких забруднювачів, які є результатом дихання – всі ці вимоги впливатимуть на набір фільтрувальних елементів. Отримавши цю інформацію можна продовжувати роботу, обравши: потужність очищення; місце розміщення очисного апарату (вільне переміщення повітряного потоку); очисний агрегат з реальними результатами випробувань, проведених надійною третьою організацією [5]. Забезпечити очищення повітря в робочій зоні від шкідливих речовин, забезпечення нормативних параметрів температури, швидкості руху повітря. Одночасно з тим, ці апарати повинні мати низьке енергетичне споживання, високу ефективність та низькі експлуатаційні витрати.

Постановка наукової проблеми полягає в усвідомленні недостатнього вивчення процесів, що протікають під час використання різних інженерних систем вентиляції в межах одного приміщення, при використанні новітніх фільтрувальних матеріалів, та встановленні логічних недоліків існуючих методів використання таких систем, як наслідок нових запитів та вимог, які вимагають вийти за межі раніше отриманих знань, працювати над їх поповненням. Наприклад є 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) [6].

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.

2. Об'єкт і предмет дослідження

В статті досліджувалась можливість використання повітроочисника, рециркуляційного типу, в якості джерела свіжого повітря, шляхом відбору тепла від значної маси рециркуляційного повітря до деякої кількості свіжого повітря ззовні, завдяки встановленим в рециркуляційній секції повітроочисника теплообмінника без використання додаткової енергії, крім температури рециркуляційного повітря.

3. Мета та задачі дослідження

Метою дослідження є визначення способу зниження рівня особистого ураження від забруднень повітряного середовища в приміщенні завдяки повітроочищувачам рециркуляційного типу з фільтрувальними вставками вискоефективних фільтрів типу HEPA, додатковою можливістю яких буде подавання в приміщення не лише очищеного повітря, а й

частини свіжого: досягти можливості очищення повітря в кімнаті до 95% від початкового забруднення, орієнтуючись на рекомендація ВООЗ для безпечних рівнів PM2.5 в приміщенні не більш ніж $5\text{мкг}/\text{м}^3$; разом з тим, забезпечуючи подачу свіжого зовнішнього повітря в приміщення для дихання людини без додаткових втрат на нагрів цього повітря, використовуючи теплообмінник «повітря-повітря» в рециркуляційній секції повітроочисника.

Щоб досягти цієї мети необхідно вирішити такі наукові задачі : прийняти необхідну кількість повітря для подавання санітарної норми повітря для дихання людини в приміщення; яка кількість рециркуляційного повітря необхідна для нагріву визначеної санітарної норми для дихання ; скласти рівняння теплового балансу теплообмінника «повітря-повітря» ; визначити температурний тиск між теплоносіями; визначити дійсна швидкість руху теплоносіїв; визначити коефіцієнт тепловіддачі та теплопередачі; визначити необхідну площа поверхні нагріву теплообмінника. Результатом теоретичного дослідження буде визначення параметрів в теплообміннику та його конструктивні параметри.

4. Аналіз літератури

Агентство з охорони навколишнього середовища ЕРА (США) та федерація європейських асоціацій опалення, вентиляції та кондиціонування повітря надають рекомендації щодо підбору повітроочищувачів [7], [8], [9].

Складовими елементами повітроочищувача є: фільтрувальна секція з фільтром класу грубої очистки, зазвичай G4; фільтрувальна секція з фільтром класу тонкої очистки, зазвичай F7-F9; фільтрувальна секція з високоефективним фільтром твердих частинок, зазвичай фільтром класу HEPA 11-14; секція розміщення вентилятора; фільтрувальна секція з фільтром з активованого вугілля чи інших видів сорбційних речовин для фільтрації газів та запахів.

Обов'язковою вимогою є герметичність кожної із секцій фільтрації- відсутність витоків у системі завдяки герметичному корпусу фільтрів та очищувача в цілому.

У Німеччині критерії для мобільних очищувачів повітря в будівельному секторі були сформульовані Німецькою асоціацією страхування відповідальності (BG BAU). До них належать вимоги щодо ефективності фільтрації, потужності пристрою (відповідно до розміру приміщення), сигналізації про зменшення потоку повітря (забруднення фільтру) та вказівки щодо уникнення впливу під час заміни фільтрів. Наразі ці вимоги можуть задовольнити тільки мобільні очисники повітря на основі механічної вентиляції [10]. Найвища ефективність була досягнута при розміщенні портативного очисника біля джерела викиду та при розміщенні по центру досліджуваного приміщення з визначеною здатністю очищення повітря [11].

Портативні повітроочищувачі з HEPA-фільтрами використовуються як: тимчасова рециркуляція повітря в приміщеннях без загальнообмінної вентиляції (наприклад, під час ремонту загальнообмінної системи вентиляції), додаткова система рециркуляції повітря, для створення необхідної кратності повітрообміну в приміщеннях; забезпечення підвищеної ефективності очищення повітря.

Але це обладнання не задовольняє вимоги щодо нормативної санітарної кількості свіжого повітря [12], або його нагріву чи охолодження. До недоліків вже існуючих систем належить циркуляція повітря в кімнаті лише в зоні встановлення приладу або, навпаки, висока швидкість руху повітря в приміщенні [13], що призводить до втрати теплового комфорту [14]. Дослідження з встановленням теплообмінника в повітроочищувач в більшості випадків являють собою гібриди, експериментального зразку, охолоджуючого пристрою [15], чи осушувача з фільтрувальною частиною [16], [17], для наших температурних умов цікавить саме робота повітроочищувального пристрою при низьких температурах ,з високим перепадом між температурами зовнішнього та внутрішнього приміщення. Відносно невеликі робочі температури та значні перепади температур гарячого та холодного повітря, створює певні складнощі під час вибору теплообмінника та його конструкції [18].

5. Методи досліджень

Теоретичні дослідження виконано з використанням методів теоретичної теплотехніки, аналітичної математики, методів моделювання процесів і технічних систем. Для визначення параметрів повітроочисника з теплообмінником «повітря-повітря» визначаємо кількість гарячого та холодного теплоносія. Концептуальний вигляд очищувача з секцією теплообмінника зображено на Рис.1.

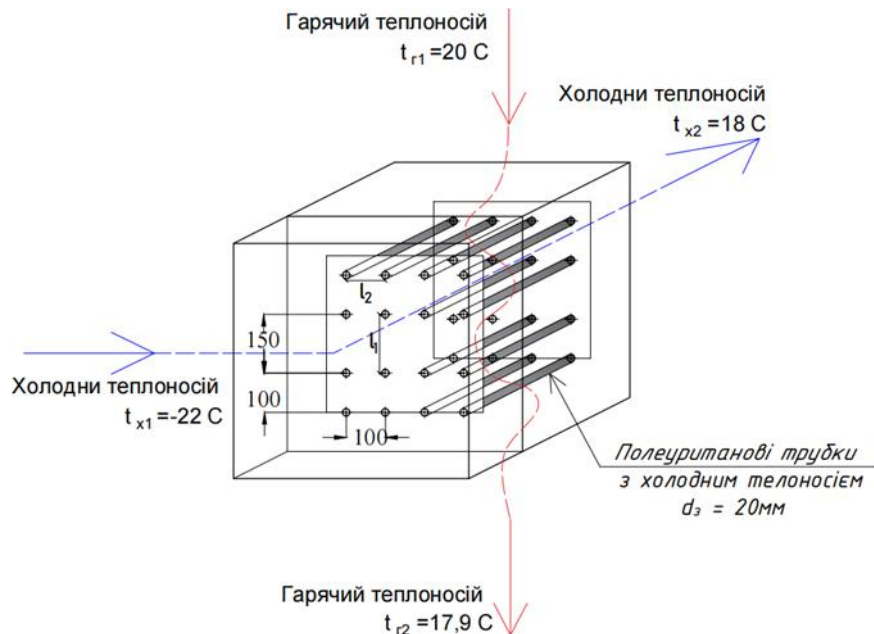


Рис 1. Схема руху теплоносіїв в повітроочиснику з теплообмінником. Гарячий та холодний теплоносії перехресні по відношенню один до одного.

Кількість повітря, визначена як гарячий теплоносії (повітря, яке буде нагрівати трубки по яким рухається холодний теплоносії), буде очищуватися до рекомендованих безпечних рівнів ВООЗ PM2.5, а саме 5 мкг/м^3 $L_1=800 \text{ м}^3/\text{годину}= 0,22 \text{ м}^3/\text{секунду}$. Напрямок руху гарячого теплоносія по відношенню до холодного - перехресний рух, як вказано на Рис.1. Початкова температура гарячого теплоносія $t_{r1} = 20^\circ\text{C}$, кінцева t_{r2} – розрахункове значення. Середня швидкість $v_r = 3 \text{ м/с}$. Теплові втрати в теплообміннику крізь його стінки 4 % $\varepsilon=0,04$.

Кількість повітря обрана з розрахунку розбавлення надходження рівнів CO_2 від дихання людини. Мінімальна санітарна норма свіжого повітря для дихання однієї людини $L_{\text{св}}=40 \text{ м}^3/\text{годину}$ при низькому рівні забруднення повітря будівлі згідно Додатку X Таблиця X.1 [12].

Кількість свіжого повітря L_2 для розбавлення концентрації CO_2 до оптимальних значень $\text{CO}_2=400\text{-}600 \text{ ppm}$ згідно Додатку X Таблиця X.3 [12] визначається за формулою (1):

$$L_2 = \frac{m_{\text{CO}_2}}{C_{\text{ГДК}} - C_{\text{in}}} = \frac{0,02871}{(1478,736 - 780,0332) \cdot 10^{-6}} = 41 \text{ м}^3/\text{годину}, \quad (1)$$

де m_{CO_2} - кількість CO_2 , що надходить при диханні однієї людини за годину, та становить від 12,9 до 16,1 л/годину. Приймаємо 14,5 л/годину, згідно дослідження де вимірювалися рівні викидів CO_2 людьми в різних контрольованих умовах під час сидячої діяльності. Виміряні показники викидів коливалися від 12,9 до 15,1 л/год на людину вранці та від 14,5 до 16,1 л/год на людину в день (після короткої перерви на обід і за трохи вищих температур, але в інших ідентичних умовах) [19];

$C_{гдж}$ – гранично допустима концентрація CO₂ в приміщеннях приймаємо як значення згідно додатку X Таблиця X.3 [12] при допустимих параметрах (при молярній масі вуглецю 44,01г/моль): 800ppm = 1478,736мг/м³ =1478,736·10⁻⁶кг/м³;

C_{in} –концентрація CO₂ в зовнішньому повітрі, приймаємо як значення згідно сайту NASA , що становило 422 ppm в грудні 2023року [20] (при молярній масі вуглецю 44,01г/моль): 422ppm = 780,0332мг/м³ =780,0332·10⁻⁶кг/м³.

Густина CO₂ в нормальному стані $\rho=1,98\text{кг/м}^3$,тоді маса m_{CO_2} визначається за формулою (2):

$$m_{CO_2} = 14,5 \frac{\text{л}}{\text{год}} \cdot 1,98 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 0,001 = 0,02871 \frac{\text{кг}}{\text{год}}, \quad (2)$$

де 0,001 - коефіцієнт переведення (л) в (м³), де 1(л)=0,001м³.

Тож, згідно розрахунку, кількість повітря, визначена як холодний теплоносій, що рухається в трубках $L_2=41\text{м}^3/\text{годину}=0,0113 \text{ м}^3/\text{секунду}$. Початкова температура холодного теплоносія $t_{x1} = -22^\circ\text{C}$, кінцева $t_{x2} = 18^\circ\text{C}$. Середня швидкість $v_x = 4,5\text{м/с}$. Об'ємний вміст випромінюючих газів в теплоносії $\varphi_{CO_2}=0,03\%$, $\varphi_{H_2O}=1,26\%$. Зовнішній діаметр труб приймається як для труб Rehau Rautitan S20x2.0 $d_3=0,02\text{м}$, $d_b=0,018\text{м}$. Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труб $\lambda=0,040\text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Крок труб в поперечному $l_1 = 0,1\text{м}$ та повздожньому напрямі $l_2 = 0,1\text{м}$ розташованих по коридорному типу.

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

$$Q_x = L_2 \cdot C'_{pm2} \cdot (t_{x2} - t_{x1}) = 0,0113 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \cdot 1,299 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}} \cdot (18 - (-22)) = 0,5871 \frac{\text{кДж}}{\text{с}} \quad (\text{кВт}) \quad (3)$$

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 -22С до 20С $C'_{pm1} = C'_{pm2} = 1,299 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$.

Температура гарячого теплоносія в кінці апарата t_{r2} визначається з рівняння теплового балансу , як вказано в формулі (4), при $Q_x = Q_r$ при теплових втратах в теплообмінному апараті кризь його стінки 4 % $\varepsilon=0,04$.

$$Q_r = L_1 \cdot C'_{pm2} \cdot (t_{r1} - t_{r2}), \quad (\text{Вт}) \quad (4)$$

$$\text{Тоді } t_{r2} = t_{r1} - \frac{Q_r}{L_1 \cdot C'_{pm1} \cdot (1 - \varepsilon)} = 20 - \frac{0,5871}{0,22 \cdot 1,299 \cdot (1 - 0,04)} = 17,9^\circ\text{C}$$

Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі конвекцією при русі теплоносіїв усередині труб і в міжтрубному просторі проведився визначивши середні температури гарячого та холодного теплоносіїв. Середня температура гарячого теплоносія t_1 , °С та холодного теплоносія t_2 , °С вказані в формулах (5) та (6) відповідно.

$$t_1 = \frac{1}{2} \cdot (t_{r1} + t_{r2}) = \frac{1}{2} \cdot (20 + 17,9) = 18,95^\circ\text{C}; \quad (5)$$

$$t_2 = \frac{1}{2} \cdot (t_{x1} + t_{x2}) = \frac{1}{2} \cdot (-22 + 18) = -2^\circ\text{C}. \quad (6)$$

Для визначення фізичних параметрів повітря при $t_1=+18,95^{\circ}\text{C}$ та $t_2=-2^{\circ}\text{C}$ використано метод апроксимації через відомі значення наближених параметрів. Зміна температур теплоносіїв на поверхні теплообмінника при протічанні вказана на Рис.2. Розрахунки вимагають даних фізичних параметрів сухого повітря при парціальному тиску $P_{\text{атм}}=1,01325 \cdot 10^5$ Па. За відомими табличними даними фізичних параметрів визначимо значення фізичних величин для розрахункових температур t_1, t_2 . Дані розрахунків зведено в Таблицю 1.

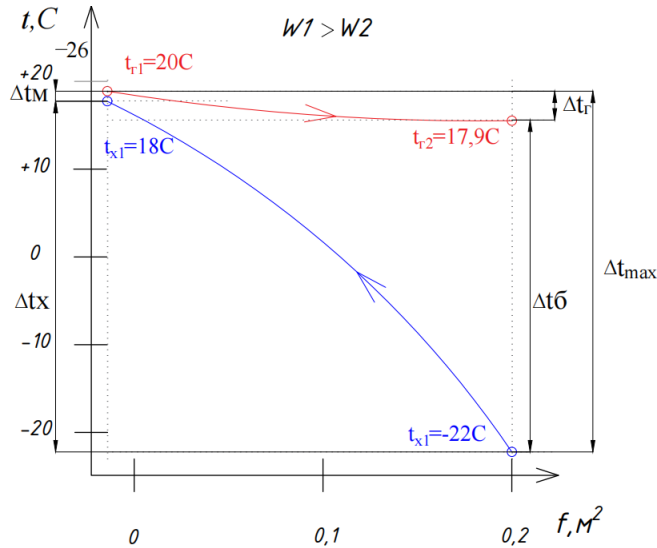


Рис 2. Зміна температур теплоносіїв на поверхні теплообмінника при протічанні. $f, \text{м}^2$ – площа теплообміну з боку гарячого та холодного теплоносія.

$\Delta t_r = t_{r1} - t_{r2}$ – різниця температур холодного теплоносія на вході в теплообмінник та при виході з нього ;

$\Delta t_x = t_{x2} - t_{x1}$ – різниця температур холодного теплоносія на вході в теплообмінник та при виході з нього ;

$\Delta t_{\delta} = t_{r2} - t_{x1}$ – більша різниця температур в теплообміннику ;

$\Delta t_{\text{м}} = t_{r1} - t_{x2}$ – менша різниця температур в теплообміннику .

Таблиця 1. Фізичні параметри сухого повітря при $P=1,01325 \cdot 10^5$ Па.

Температура	Густина	Питома теплоємність	Питома об'ємна ізобарна теплоємність	Коефіцієнт теплопровідності	Коефіцієнт кінематичної в'язкості
$t, ^{\circ}\text{C}$	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$C_{p\rho}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$C_{pm2}, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$	$\lambda, \cdot 10^{-2}, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$\nu, \cdot 10^{-6}, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$
-22	1,4063	1,009	1,299	2,28	12,79
-2	1,293	1,005	1,299	2,426	13,11
+18,95	1,213	1,005	1,299	2,5816	14,976
+20	1,2047	1,005	1,299	2,59	15,06

Середня поверхня теплообміну визначена розрахунком та вказана в формулі (7) та рівна:

$$F_{\text{ср}} = \pi \cdot \frac{d_3 + d_4}{2} = 3,14 \cdot \frac{0,02 + 0,018}{2} = 0,05966 \text{ м}^2 \quad (7)$$

Коефіцієнт теплопередачі $k, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$. Крізь стінки труб можна розрахувати за формулами плоскої стінки, якщо $\frac{d_3}{d_4} < 2$, за формулою (8).

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{т.н}} + \frac{\sigma}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{х.н}}} = \frac{1}{\frac{1}{27,67} + \frac{0,001}{0,04} + \frac{1}{25,999}} = 10,04 \quad (8)$$

де $\frac{1}{\alpha_{т.н}}$ та $\frac{1}{\alpha_{х.н}}$ - термічний опір тепловіддачі гарячого та холодного теплоносія ;
 $\frac{\sigma}{\lambda}$ - термічний опір стінки .

Середньологарифмічний температурний напір, °С для перехресної схеми відносного руху теплоносія визначено за формулою (9):

$$\overline{\Delta t} = \Delta t^{\text{прот}} \cdot \varepsilon_{\Delta t} = 0,95 \cdot 12,7 = 12,065, \text{ C} \quad (9)$$

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

$$\Delta t^{\text{прот}} = \frac{(t_{г2} - t_{х1}) - (t_{г1} - t_{х2})}{\ln \frac{t_{г2} - t_{х1}}{t_{г1} - t_{х2}}} = \frac{(17,9 - (-22)) - (20 - 18)}{\ln \frac{17,9 - (-22)}{20 - 18}} = 12,7$$

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

Площа поверхні теплообміну визначена за формулою (10) , м²

$$F = \frac{Q_x}{k \cdot \Delta t} = \frac{0,5871 \cdot 10^3}{10,04 \cdot 12,065} = 4,84 \text{ м}^2 \quad (10)$$

6. Результати досліджень

Згідно розрахунку визначено конструктив теплообмінника як частини повітроочисника. Для коридорного пучка труб в поперечному n_1 в повздовжньому напрямі n_2 приймаємо: $n_1 = n_2 = 4$. Загальна кількість труб обрана 16 труб. Дійсна швидкість холодного теплоносія в трубах $v_x = 2,8 \text{ м}^2$. Простір між трубами до 10см. Габаритна ділянка теплообмінника 0,4мх0,4м. Втрати тиску по довжині від тертя при русі повітря в трубах з дійсною швидкістю $v_x=2,8 \text{ м/с}$ Па: $\Delta P_2^{\text{тер}}=7,5 \text{ Па}$. Загальна втрата тиску в частині гарячого теплоносія: $\Sigma \Delta P_1 = \Delta P_1^{\text{тер}} + \Delta P_1^{\text{м.о.}} + \Delta P_{\text{ф}}^{\text{м.о.}}=136,2 \text{ Па}$. Загальна втрата тиску в частині гарячого теплоносія : $\Sigma \Delta P_2 = \Delta P_2^{\text{тер}} + \Delta P_2^{\text{м.о.}} + \Delta P_{\text{р}}^{\text{м.о.}}=84,7 \text{ Па}$.

Використовуючи отримані параметри можливо представити наступну модель повітроочишувача. Повітроочишувач складається з двох окремих секцій, що межують одна з одною через теплообмінник. Перша секція – і є саме повітроочисник, вона складається з вентилятора, секції рециркуляції повітря та високоефективного фільтра НЕРА 11 . Друга секція містить повітрозабірний пристрій, вентилятор, статичну камеру повітророзподілення та теплообмінник. Вигляд моделі очишувача з секцією теплообмінника зображено на Рис.3.

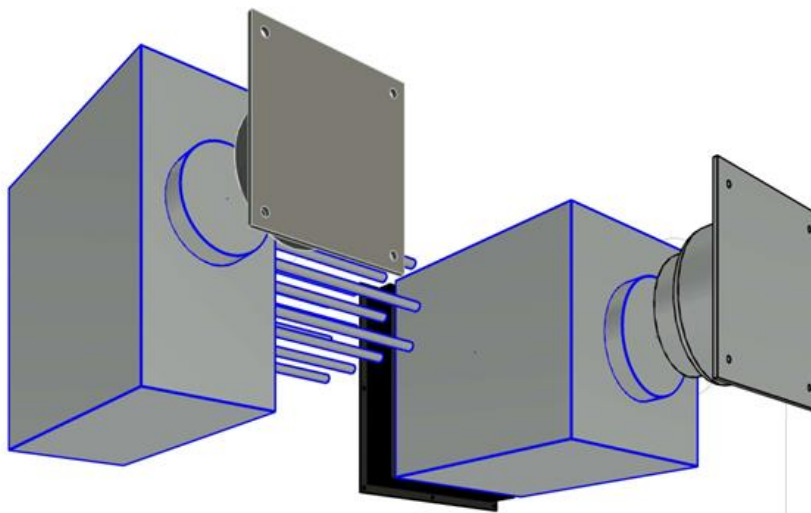


Рис 3. Модель очищувача повітря рециркуляційного типу з вставкою HEPA 11 та теплообмінником «повітря-повітря».

Отримана модель дозволить забезпечити в приміщенні кратність повітрообміну більшу 6 (рекомендовано кратність повітрообміну згідно нормативних документів [21]-[25]), а розміщення фільтра типу HEPA 11, при такій кратності повітрообміну, забезпечить очищення повітря на 95% від початкового рівня забруднення. Додатковою функцією повітроочисувача є можливість нагрівати зовнішнього повітря в рециркуляційній частині повітроочисувача без використання додаткової енергії, лише температури повітря в кімнаті.

7. Перспективи подальшого розвитку досліджень

Розрахункова модель повинна бути втілена в обраних матеріалах для підтвердження результатів теоретичних розрахунків. Також цікавлять експериментальні дані щодо температури свіжого повітря при виході із теплообмінника з одночасним очищенням повітря в фільтрі HEPA 11. Перевірка CADR повітроочисника та отримання даних натурних досліджень з ціллю покращення конструкції.

8. Висновки

Представлено модель повітроочисувача з секцією для нагріву свіжого повітря з вулиці без використання додаткової енергії на нагрів, окрім електричної енергії, яка буде живити два вентилятора: один з яких буде рухати гарячий теплоносій (повітря, що очищується), інший – холодний теплоносій (повітря, що надходить ззовні). Визначено необхідні параметри теплообмінника та габаритні розміри самого теплообмінника. Також, визначено необхідну кількість холодного теплоносія для можливості нагріву його за рахунок гарячого теплоносія в рециркуляційній камері очисника. Представлена модель поєднує дві функції: можливість очищення повітря в приміщенні до рекомендованих безпечних рівнів забруднювачів та можливості отримання свіжого повітря ззовні без необхідності нагрівати його додатковою енергією. В даному випадку для нагріву $41\text{ м}^3/\text{годину}$ свіжого повітря з вулиці з початковою температурою -22 C (в зимовий період) знадобиться $0,5871$ (кВт) в одну годину роботи. Але в даній моделі енергія на нагрів холодного теплоносія буде надходити від повітря в кімнаті, понижуючи його температуру з початкових 20 C до 18 C , що є допустимою температурою для приміщень перебування людей. Отримана модель може очистити об'єм повітря в кількості $800\text{ м}^3/\text{годину}$, що при об'ємі приміщення в 55 м^3 становить більше 14 крат, а розміщення фільтра типу HEPA 11 забезпечить очищення повітря на 95% від початкового рівня забруднення. 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. Всі теоретичні розрахунки потребують перевірки в натурних умовах .

9. Подяка

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

Список літератури:

- 1) Tong, D. Q., Gill, T. E., Sprigg, W. A., Van Pelt, R. S., Baklanov, A. A., Barker, B. M., et al. (2023). Health and safety effects of airborne soil dust in the Americas and beyond. *Reviews of Geophysics*, 61, e2021RG000763. <https://doi.org/10.1029/2021RG000763>
- 2) Tran, H.M., Tsai, F.-J., Lee, Y.-L., Chang, J.-H., Chang, L.-T., Chang, T.-Y., Chung, K.F., Kuo, H.-P., Lee, K.-Y., Chuang, K.-J., Chuang, H.-C. The impact of air pollution on respiratory diseases in an era of climate change: A review of the current evidence. 2023. *The Science of The Total Environment* 898(Suppl. 2):166340. <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2023.166340>
- 3) 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>
- 4) 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>
- 5) 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>
- 6) 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
- 7) EPA. Air Cleaners, HVAC Filters, and Coronavirus (COVID-19). Available at: <https://www.epa.gov/coronavirus/air-cleaners-hvac-filters-and-coronavirus-covid-19>
- 8) 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
- 9) 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>
- 10) 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.
- 11) Kang, S. Y., Siegel, J., & Novoselac, A. (2008, August). Effective positioning of portable air cleaning devices in multizone residential buildings. In 11th International Conference on Indoor Air Quality and Climate, Copenhagen-Denmark (pp. 17-22).
- 12) ДБН В.2.5-67:2013 "Опалення, вентиляція та кондиціонування". Available at: https://e-construction.gov.ua/laws_detail/3074971619479783152?doc_type=2
- 13) Memarzadeh, F. (2013). Literature review: room ventilation and airborne disease transmission. ASHE. Available at: https://www.fgiguilines.org/wp-content/uploads/2015/07/ASHE-FGI_Monograph_RoomVentilation.pdf

14) Xu, J., Fu, S., & Chao, C. Y. (2021). Performance of airflow distance from personalized ventilation on personal exposure to airborne droplets from different orientations. *Indoor and Built Environment*, 30(10), 1643-1653.

15) 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.

16) 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.

17) 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.

18) Алексеїк, Є. С., & Алексеїк, О. С. (2022). Конструкції теплообмінних апаратів на двофазних теплопередавальних елементах для утилізації теплоти повітря вентиляційних системах: огляд. *Наукові вісті КПІ: міжнародний науково-технічний журнал*, № 1-2 (135).

19) Sakamoto, M., Li, M., Kuga, K., Ito, K., Bekö, G., Williams, J., & Wargocki, P. (2022). CO₂ emission rates from sedentary subjects under controlled laboratory conditions. *Building and Environment*, 211, 108735. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2021.108735>

20) Carbon Dioxide measured by NOAA at Mauna Loa Observatory, Hawaii. Available at: <https://climate.nasa.gov/vital-signs/carbon-dioxide>

21) 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.

22) ANSI/ASHRAE/ASHE Standard 170-2017: Ventilation of Health Care Facilities. Atlanta, USA: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, 2017.

23) HTM 03-01: Specialised ventilation for healthcare premises: part A – design and validation. London: Department of Health/Estates and Facilities Division, 2007.

24) 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.

25) ДБН В.2.2-10:2022 "Заклади охорони здоров'я". Available at: https://dbn.co.ua/load/normativy/dbn/v_2_2_10/1-1-0-1805

An air cleaner model with HEPA 11 filter inserts and a heat exchanger for heating the outside air in the recirculation section

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: This theoretical study considers the possibility of installing a section for heating the sanitary norm of air from the outside in an air purifier with HEPA 11 filter inserts. This section is planned to be placed in the middle of the recirculation part of the air cleaner. The estimated productivity of the recirculation part is taken as 800 m³/hour. This amount of air allows you to heat fresh air from the street using a heat exchanger without additional heating. Due to the recirculation of the cleaned air, without using energy for heating: a large amount of air cleaned in the recirculation chamber of the air purifier allows you to heat a certain volume of air from the street, while the temperature of the air recirculating in the room will decrease by only 2C, with initial temperature of 20C to 18C. Thus, the presented model will save more than 500W per hour for heating the outside air, while providing the room with the necessary amount of fresh air for breathing in the amount defined as the sanitary norm for the breathing of one person with compensation for the level of CO₂ emissions by people in various controlled conditions during sedentary activities. In this case, the use

of a filter insert of the HEPA11 type in combination with a high air exchange rate, which is more than 14 times, allows to obtain a minimum efficiency of cleaning the air in the room up to 95% of the initial pollution from respiratory and other pollutants of the air environment. The necessary parameters of the heat exchanger and overall dimensions of the heat exchanger itself have been determined. The operation of the device is designed for periodic operation: when a person is in the room, when there is a need for ventilation or exhaust air compensation from the operation of other low-power exhaust systems. All theoretical calculations need to be verified in natural conditions.

Keywords: air cleaner, recuperative heat exchanger, recirculation air cleaner, air purification, HEPA filter.
