

УДК 697.9:66.045

ТЕПЛОПЕРЕНОСЕННЯ В КАНАЛАХ ТЕПЛООБМІННИКА, ПРИЗНАЧЕНОГО ДЛЯ РЕКУПЕРАТИВНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ СИСТЕМИ ПРИМІЩЕННЯ

Басок Б.І., чл.-кор. НАН України, Бєляєва Т.Г., ст. наук. співр, Давиденко Д.Б., аспірант

Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Марії Капніст, 2а, Київ, 03057, Україна

<https://doi.org/10.31472/ttpe.4.2024.2>

Наведено результати чисельного моделювання теплообміну в каналах рекуперативного теплообмінника, призначеного для вентиляції приміщення. Теплообмінник представляє собою систему коаксіальних циліндричних каналів з мідними стінками. Результати відносяться до зимового періоду року. Ефективність роботи рекупераційної вентиляційної системи оцінюється по обсягу теплоти, переданої в теплообміннику від одного теплоносія до іншого, по витратах теплоносіїв та по температурі повітря, що видаляється з приміщення в довкілля, і температурі повітря, що надходить до приміщення після теплообмінника. Ці характеристики визначаються в залежності від кількості каналів (або теплообмінних поверхонь) та від перепадів тиску між вхідними та вихідними перетинами каналів.

The results of numerical modeling of heat transfer in the channels of a recuperative heat exchanger intended for room ventilation are given. The heat exchanger is a system of coaxial cylindrical channels with copper walls. The results refer to the winter period of the year. The efficiency of the recuperative ventilation system is evaluated by the amount of heat transferred in the heat exchanger from one heat carrier to another, by the consumption of heat carriers and by the temperature of the air removed from the room into the environment and the temperature of the air entering the room after the heat exchanger. These characteristics are determined depending on the number of channels (or heat transfer surfaces) and on the pressure differences between the inlet and outlet sections of the channels.

Бібл. 8, рис. 8.

Ключові слова: рекуператор, теплообмінник, повітрообмін, вентиляція, чисельне моделювання. C_p – питома теплоємність повітря; G – витрати повітря; n – зовнішня нормаль; p – тиск; Q – теплова потужність; r – радіальна координата; t – температура; v_r – радіальна швидкість; v_z – горизонтальна швидкість; z – поздовжня координата; ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості повітря; λ – коефіцієнт теплопровідності повітря; ρ – густина повітря.**Нижні індекси:** in – надходження; max – максимальний; out – видалення;

зов – зовнішній;

внут – внутрішній;

ст – стінка.

Вступ

Для підтримання нормальних санітарно-гігієнічних умов в приміщенні в ньому організовується повітрообмін відповідно до діючих ДСТУ. Системи повітрообміну або вентиляції забезпечують комфортні умови в приміщенні по температурі, вологості та вмісту кисню в повітрі, а також по допустимій концентрації шкідливих компонентів в повітряному середовищі приміщення (таких як, наприклад, вуглекислий газ, метан, радон чи чадний газ). Для правильної організації повітрообміну застосовують ряд критеріїв, одним з яких є кратність повітрообміну приміщення. Ця величина розраховується як відношення об'єму повітря, яке

надходить в приміщення і виводиться з приміщення за одну годину внаслідок роботи вентиляційної системи, до об'єму самого приміщення. Кратність вентиляції встановлюється окремо для приміщень різних типів і призначень. В загальному випадку її значення регламентується відповідними будівельними нормами та правилами, які визначають різні вимоги для різних будівель і приміщень та їх функціонального призначення.

Свіже вентиляційне повітря зазвичай надходить в приміщення з довкілля. В зимовий період року для підтримання належних температурних умов в приміщенні це повітря повинно підігріватися. Для

підвищення енергетичної ефективності системи повітрообміну частковий підігрів повітря з довкілля може здійснюватися шляхом застосування рекуперативних теплообмінників (РТО). РТО – це пристрій, який використовує теплоту повітря, що видаляється з приміщення, для підігріву повітря, що надходить в приміщення з довкілля. Це дозволяє скоротити енергоспоживання на підігрів зовнішнього повітря. В літній період року РТО дозволяє частково охолоджувати гаряче зовнішнє повітря, що надходить в приміщення внаслідок його вентиляції.

РТО розрізняються за принципом дії та конструкційними особливостями. Зазвичай цей пристрій має теплообмінні поверхні, які виконані з матеріалу, що має високу теплопровідність. Ці поверхні розділяють та відокремлюють потоки теплоносіїв та дозволяють здійснювати теплообмін між ними. Завдяки таким поверхням, повітря, що надходить з довкілля в зимовий період, нагрівається, а повітря, що видаляється з приміщення – охолоджується. Таким чином зменшується обсяг теплоти від нагрівача, що необхідна для підтримання нормальних температурних умов в приміщенні. Тобто, теплота, яка видаляється разом з повітрям, частково повертається в приміщення.

Розрахункові методи дослідження рекуперативних теплообмінників

Ефективність роботи РТО визначається за результатами розрахункових та експериментальних досліджень. Ця ефективність оцінюється за кількістю теплоти, що передається в теплообміннику від одного повітряного потоку до іншого та за температурними показниками повітряних потоків. На сьогоднішній день для розрахунку характеристик теплообмінників пропонуються різні методи [1, 2], більшість з яких – наближені. Найчастіше на поверхнях твердих елементів, що розділяють теплоносії, задаються граничні умови третього роду з відомими значеннями коефіцієнтів тепловіддачі. Таку наближену розрахункову модель для визначення характеристик теплообмінника запропоновано в [3]. Модель передбачає застосування граничних умов третього роду на теплообмінних поверхнях та завдання для коефіцієнтів тепловіддачі. За цією моделлю визначається продуктивність теплообмінника та його теплові характеристики в стаціонарних умовах. Аналіз дозволяє провести детальне дослідження теплообмінника та оптимізувати розміри для будь-якого цільового застосування.

Наближене аналітичне розв'язання задачі про нестационарний температурний режим теплообмінника

з ребристими трубами та перехресним потоком теплоносіїв наведено в [4]. Аналітичне розв'язання задачі теплообміну у спрощеній постановці отримано для випадку ступінчастої зміни температури теплоносія на вході в теплообмінник. Аналітичне розв'язання нестационарної задачі перенесення теплоти в протиточному теплообміннику наведено також в [5]. Задача описується системою диференціальних рівнянь в частинних похідних. Її розв'язання одержується за допомогою перетворення Лапласа.

Результати чисельного моделювання роботи теплообмінника типу «труба в трубі», що застосовується в холодильній техніці, представлено в [6]. Процес нестационарного теплообміну описується системою одновимірних рівнянь динаміки течії та енергії. На поверхнях твердих елементів задаються величини коефіцієнтів тепловіддачі. Знайдені за результатами чисельного моделювання розподіли температури задовільно узгоджуються з експериментом. В [7] запропоновано наближений чисельний метод для розрахунків теплообміну в трубчастих теплообмінниках з поперечним потоком теплоносіїв. Визначається зміна температур обох теплоносіїв і температура стінки. Теплообмінник поділяється на контрольні об'єми, в яких температури рідини на виході розраховуються за замкнутими аналітичними виразами. Запропонований метод рекомендується використовувати для розрахунку теплообмінників зі складною проточною системою, в якій фізичні властивості рідин залежать від температури. Результати аналітичного та чисельного розв'язання рівнянь теплового балансу, що описують роботу теплообмінника типу «труба в трубі», наведено в [8]. Розглядаються випадки прямого і протиточного режимів роботи теплообмінників. Для обох випадків визначається його потужність. Результати аналітичного і чисельного розв'язання задачі задовільно узгоджуються.

З аналізу результатів розглянутих робіт випливає, що більшість з них розв'язуються у спрощеній постановці, яка передбачає застосування відомих виразів для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі на поверхнях теплообміну. Такий підхід може дати задовільні результати, коли температурні умови на поверхнях теплообміну аналогічні тим умовам, за яких визначалися ці коефіцієнти тепловіддачі. Але в загальному випадку таким умовам задовольнити практично неможливо. Тому більш точною буде спряжена постановка задачі теплообміну, яка передбачає наявність граничних умов четвертого роду на поверхнях контак-

ту теплоносія зі стінкою теплообмінника. Така постановка задачі застосовується в даному дослідженні температурного режиму рекуперативної вентиляційної системи.

Постановка задачі чисельного дослідження перенесення теплоти в теплообміннику

Для визначення впливу рекуперативної вентиляційної системи на температурний стан будівель спочатку розглядається спрощена геометрична схема теплообмінника, який представляє собою систему коаксіальних циліндричних поверхонь, виконаних з міді. Тобто даний теплообмінник це система кільцевих каналів типу «труба в трубі». Даний теплообмінний пристрій працює так, щоб маса повітря, що видаляється з приміщення, дорівнювала масі припливного повітря. Для цього відповідним чином підбираються діаметри циліндричних каналів та відстані між сусідніми каналами. Через центральний канал подається повітря, що видаляється з приміщення. Через наступний кільцевий канал подається припливне повітря. Тобто канали для припливного повітря і повітря, що видаляється, періодично чергуються. Каналів, через які повітря видаляється, на одиницю більше, ніж каналів для припливного повітря. Тому кількість кільцевих каналів і теплообмінних поверхонь – непарна. Це зроблено для забезпечення відповідності загальних витрат припливного повітря і повітря, що видаляється. Рух повітря в каналах забезпечується вентиляторами, які утворюють різницю тисків повітря у вхідних і вихідних перерізах каналів. Вважається, що перепади тисків в каналах для припливного і видаленого повітря – однакові за модулем, але різні за знаком. Це забезпечує рух двох потоків повітря в різні сторони і протичний теплообмін між ними.

Рух повітряного середовища в кільцевих каналах теплообмінника описується системою рівнянь Нав'є-Стокса та енергії. Течія теплоносій - ламінарна. Середовище вважається нестисливим. Система рівнянь перенесення імпульсу та енергії записується в полярних координатах і має вигляд:

- рівняння нерозривності

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(rv_r)}{\partial r} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0; \quad (1)$$

- рівняння перенесення імпульсу вздовж осі 0Z

$$\frac{\partial v_z}{\partial \tau} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rv_r v_z)}{\partial r} + \frac{\partial v_z^2}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r v \left(\frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left(2\nu \frac{\partial v_z}{\partial z} \right); \quad (2)$$

- рівняння перенесення імпульсу вздовж радіальної координати

$$\frac{\partial v_r}{\partial \tau} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rv_r^2)}{\partial r} + \frac{\partial(v_r v_z)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(2r\nu \frac{\partial v_r}{\partial r} \right) - 2\nu \frac{v_r}{r^2} + \frac{\partial}{\partial z} \left[v \left(\frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) \right]; \quad (3)$$

- рівняння енергії

$$C_p \rho \left(\frac{\partial t}{\partial \tau} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rv_r t)}{\partial r} + \frac{\partial(v_z t)}{\partial z} \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r\lambda \frac{\partial t}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial z} \right); \quad (4)$$

де r - радіальна координата; z - поздовжня координата; v_r - радіальна швидкість; v_z - горизонтальна швидкість; p - тиск; t - температура; C_p - теплоємність повітря при постійному тиску; ρ - густина повітря; ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості повітря; λ - коефіцієнт теплопровідності повітря.

До цієї системи задаються граничні умови. Вважається що для перерізу теплообмінника, що знаходиться на зовнішній поверхні стіни будинку, координата $z = 0$. При $z = 0$ для каналів, через які подається свіже повітря

з довкілля, відомою є температура $t=t_{\text{зов}}$ і надлишковий тиск $p=\Delta p$. Радіальна швидкість дорівнює нулю ($v_r=0$). Для каналів, через які повітря видаляється з приміщення ($z=z_{\text{max}}$), приймається $\frac{\partial t}{\partial z}=0$, $p=0$, $v_r=0$. Координата $z=z_{\text{max}}$ відповідає перерізу рекуператора, що знаходиться всередині приміщення. При $z=z_{\text{max}}$ для каналів, через які подається повітря з довкілля, приймається $\frac{\partial t}{\partial z}=0$, $p=0$. Для каналів, через які повітря виводиться з приміщення, приймається $t=t_{\text{внут}}$ і надлишковий тиск $p=\Delta p$. При цьому $v_r=0$.

Перенесення теплоти через стінки теплообмінника, що розділяє протилежно спрямовані потоки повітря, описується рівнянням теплопровідності

$$C_{\text{ст}} \rho_{\text{ст}} \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda_{\text{ст}} \frac{\partial t}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_{\text{ст}} \frac{\partial t}{\partial z} \right); \quad (5)$$

де $C_{\text{ст}}$ - теплоємність матеріалу стінки; $\rho_{\text{ст}}$ - густина матеріалу стінки; $\lambda_{\text{ст}}$ - коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки.

На поверхні стінок каналу задаються умови четвертого роду

$$-\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \Big|_{r=r_{\text{ст}+}} = -\lambda_{\text{ст}} \frac{\partial t}{\partial n} \Big|_{r=r_{\text{ст}-}}; \quad t \Big|_{r=r_{\text{ст}+}} = t \Big|_{r=r_{\text{ст}-}}.$$

На осі симетрії $r=0$, а також на границі розрахункової області $r=r_{\text{max}}$, приймаються наступні граничні умови:

$$r=0: v_r=0; \quad \frac{\partial T}{\partial r} = 0; \quad \frac{\partial v_z}{\partial r} = 0;$$

$$r=r_{\text{max}}: v_r=0; \quad \frac{\partial T}{\partial r} = 0; \quad \frac{\partial v_z}{\partial r} = 0.$$

Система рівнянь (1) - (5) з наведеними граничними умовами розв'язується методом скінчених різниць.

Результати чисельного дослідження температурного режиму теплообмінника

За результатами розв'язання наведеної системи рівнянь з відповідними граничними умовами визначається залежність ефективності роботи цього теплообмінного пристрою в залежності від кількості

каналів, яка відповідає кількості теплообмінних поверхонь, і від значень перепадів тиску, що забезпечують рух теплоносіїв в каналах. При цьому вважається, що діаметр зовнішнього каналу теплообмінника – однаковий (150 мм) не залежно від кількості каналів і відстаней між ними. Довжина теплообмінника 475 мм.

Результати чисельного моделювання роботи теплообмінника – рекуператора у вигляді розподілів температури повітря в каналах для варіанту, коли перепад тиску дорівнює $\Delta p=0,36$ Па представлено на рис.1. Температура повітря, що видаляється, складає $T_{\text{внут}} = 20$ °С, а температура зовнішнього припливного повітря $T_{\text{зов}} = -10$ °С. Повітря, що видаляється, надходить з правої сторони, а припливне повітря – з лівої сторони. Розглядаються випадки семи, дев'яти і одинадцяти каналів.

Розподіли поздовжньої швидкості і температури повітря вздовж радіусу теплообмінника на половині його довжини ($z=z_{\text{max}}/2$) представлені на рис. 2 та 3 відповідно. Результати одержані для випадків семи, дев'яти і одинадцяти каналів в теплообміннику при $\Delta p=0,36$ Па. З рис.2 видно, що абсолютні значення швидкостей повітря в каналах теплообмінника тим більші, чим менша кількість каналів в цьому теплообміннику. Так для випадку 7 каналів максимальні (за модулем) швидкості досягають значень 0,55 м/с...0,67 м/с. Для випадку 9 каналів максимуми швидкості зменшуються до 0,34 м/с ...0,4 м/с. У випадку 11 каналів максимуми швидкості стають ще меншими: 0,17 м/с ...0,26 м/с. Така залежність пояснюється тим, що збільшення кількості кільцевих каналів при постійному діаметрі теплообмінника призводить до зменшення ширини каналів, збільшенню поверхонь, що гальмують рух повітря, та збільшенню гідравлічного опору теплообмінника. При однакових значеннях перепаду тиску збільшення гідравлічного опору приводить до зменшення модулів максимальної швидкості і зменшенню витрати повітря, що проходить через теплообмінник.

З рис. 3 видно, що при збільшенні кількості каналів в теплообміннику на половині його довжини ($z=z_{\text{max}}/2$) зменшується різниця між температурами повітря, що видаляється з приміщення, та повітря, що надходить з довкілля. Так для випадку семи каналів температура повітря на середині теплообмінника, що видаляється з приміщення, становить $\sim +13$ °С, а температура повітря, що надходить з довкілля -3 °С ... -4 °С (крива 1 на рис.3). Тобто, повітря, що надходить з довкілля, нагрілося лише на $+6$... $+7$ °С, а повітря, що видаляється з приміщення, охолодилося також на $+7$ °С. У випадку

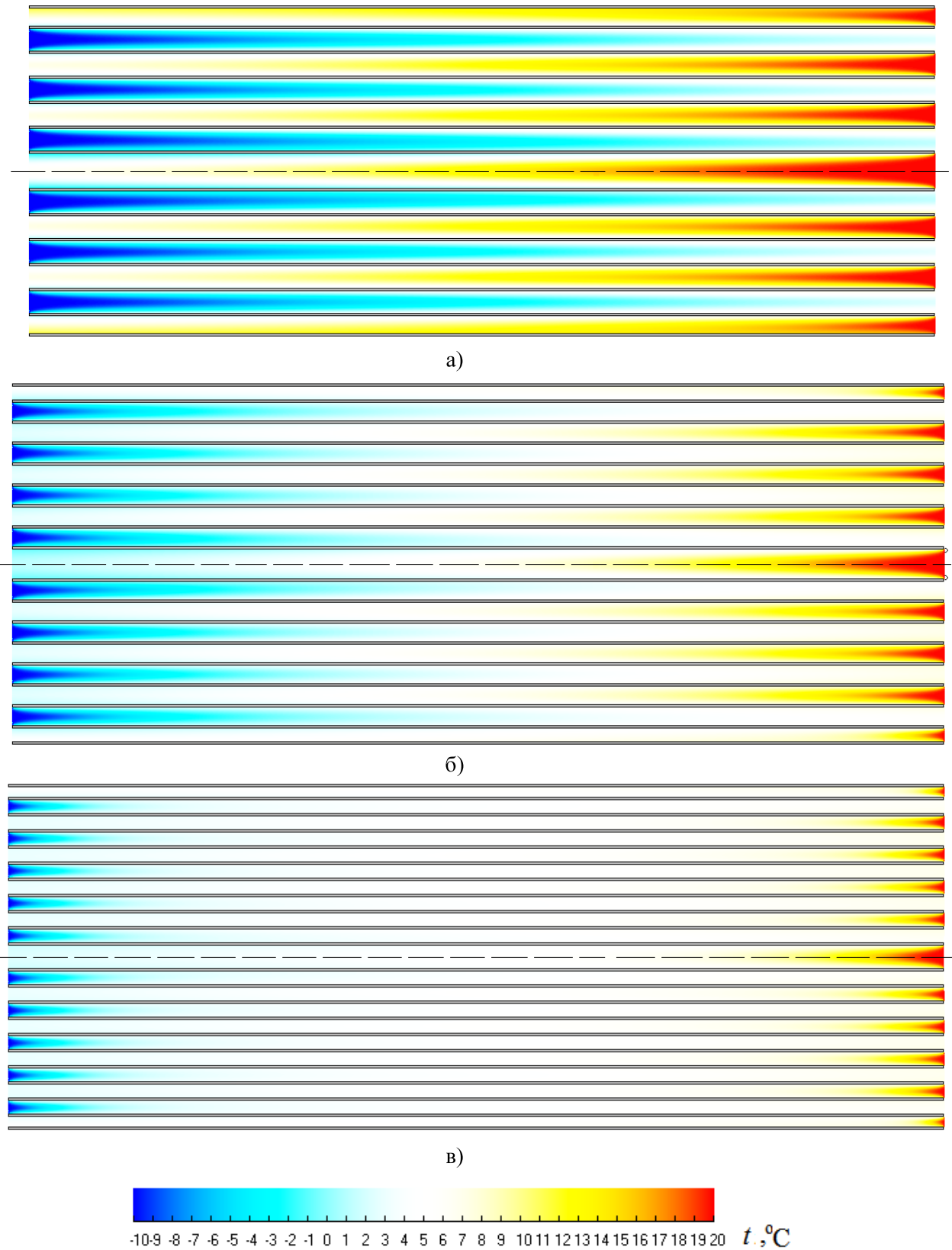


Рис. 1. Розподіли швидкості і температури в каналах рекупративного теплообмінника при $\Delta p=0,36 \text{ Па}$: а) - 7 каналів; б) - 9 каналів; в) - 11 каналів

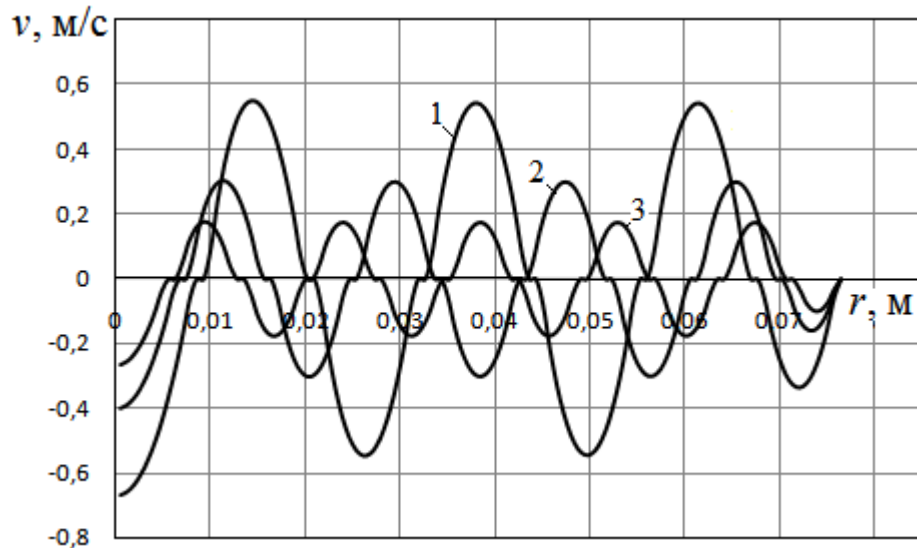


Рис. 2. Розподіл поздовжньої швидкості повітря вздовж радіусу теплообмінника при $\Delta p=0,36$ Па: 1 - 7 каналів; 2 - 9 каналів; 3 - 11 каналів

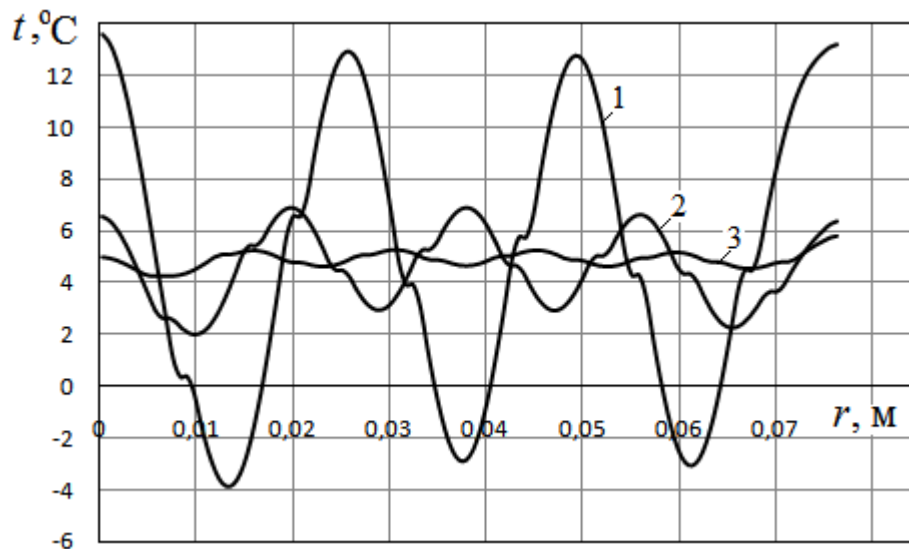


Рис. 3. Розподіл температури вздовж радіусу теплообмінника при $\Delta p=0,36$ Па: 1 - 7 каналів; 2 - 9 каналів; 3 - 11 каналів

дев'яти каналів температура повітря, що видаляється, в середній частині теплообмінника становить $\sim +6,5 \dots +7$ °C, а температура зовнішнього повітря, що підводиться, дорівнює $+2^\circ\text{C} \dots +3^\circ\text{C}$ (крива 2 на рис. 3). Тобто, повітря, що надходить з доквілля нагрілося на $12 \dots 13$ °C, а повітря, що видаляється з приміщення, охолодилося на 13 °C. Нагадаємо, що розміри каналів підбрані так, щоб витрати повітря, що надходить в приміщення, відповідали витратам повітря, що видаляється з приміщення.

У випадку одинадцяти каналів температура повітря, що видаляється з приміщення, становить

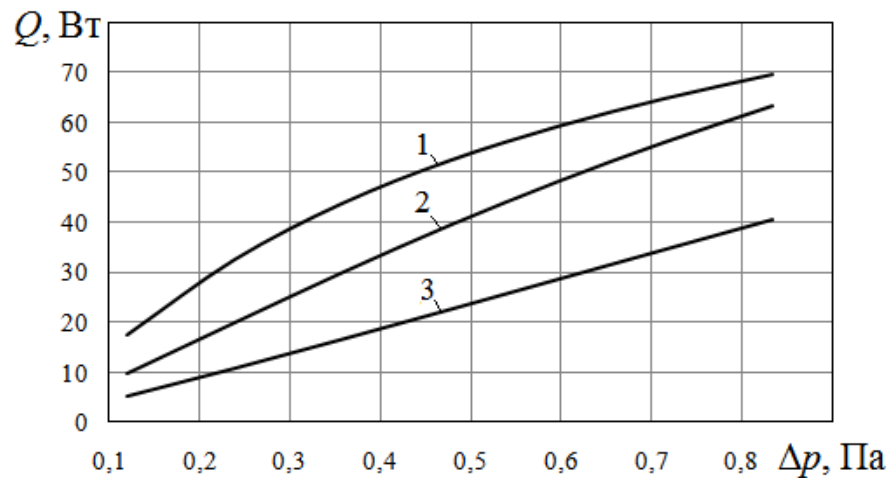
$+5,2^\circ\text{C}$, а температура повітря, що надходить з боку доквілля дорівнює $+4,5$ °C. З цих результатів видно, що чим більше каналів в теплообміннику, тим менше буде різниця між температурами обох теплоносіїв в середній частині каналу. Причина цього полягає у зменшенні витрат теплоносіїв при збільшенні кількості каналів. Збільшення кількості каналів призводить також до того, що теплообмін між двома протилежно спрямованими потоками повітря найбільш активно відбувається біля вхідного та вихідного перетинів каналів теплообмінника. В середній частині теплообмінника у випадку одинадцяти каналів теплообмін стає мало

інтенсивний через невисоку швидкість течії теплоносіїв та внаслідок відносно невеликої різниці між температурами теплоносіїв. З цього можна зробити висновок, що при великій кількості каналів в умовах, що розглядаються, можна зменшити довжину теплообмінника без суттєвого зменшення його ефективності.

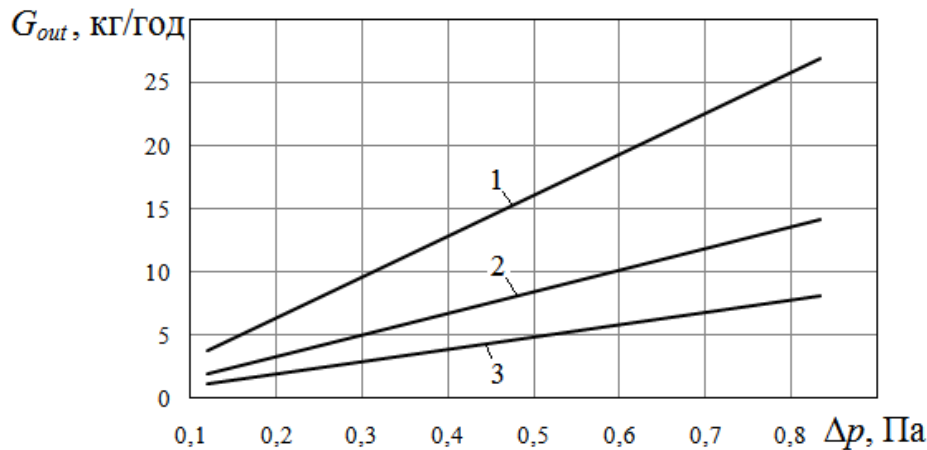
До технічних характеристик, що визначають ефективність роботи рекуперативних теплообмінників, відносяться: теплова потужність, тобто кількість теплоти, що передана в теплообміннику від одного теплоносія до іншого за одиницю часу; витрати теплоносіїв; температура повітря, що видаляється з приміщення в докілья після рекуператора; температура зовнішнього повітря, що надходить до приміщення після рекуператора. Ці характеристики визначаються

в залежності від кількості каналів (або теплообмінних поверхонь) та від перепадів тиску між вхідними та вихідними перетинами каналів. Результати, що отримані для випадків семи, дев'яти і одинадцяти каналів, представлені на рис.4-8.

З рисунків видно, що зі збільшенням тиску між вхідними і вихідними перерізами каналів збільшуються як витрати теплоносіїв, так і загальний обсяг переданої в теплообміннику теплоти. Зі збільшенням кількості каналів і зменшення відстані між каналами збільшується гідравлічний опір каналів теплообмінника. Внаслідок цього при однакових перепадах тиску загальні витрати теплоносіїв зі збільшенням кількості каналів зменшуються. При зменшенні витрат теплоносіїв зменшуються також загальні обсяги переданої в теплообміннику



*Рис. 4. Залежність кількості теплоти, що передається в рекуперативному теплообміннику, від перепаду тиску Δp між вхідними і вихідними перерізами каналів теплообмінника:
1 - 7 каналів; 2 - 9 каналів; 3 - 11 каналів*



*Рис. 5. Залежність витрат повітря, що видаляється через теплообмінник з приміщення в докілья, від перепаду тиску Δp між вхідними і вихідними перерізами каналів теплообмінника:
1 - 7 каналів; 2 - 9 каналів; 3 - 11 каналів*

теплоти, хоча загальна площа теплообмінних поверхонь при цьому збільшується.

Що стосується температури теплоносіїв, що змінюються в каналах теплообмінника внаслідок передачі теплоти від одного теплоносія до іншого, то залежність цих температур від перепадів тиску між перерізами каналів виявляється різною в залежності від кількості каналів в теплообміннику.

Для випадку семи каналів та семи теплообмінних поверхонь зі збільшенням тиску зменшується різниця між температурами повітря, що надходить в теплообмінник та виходить з нього. Тобто температура теплоносія, що надходить в приміщення – зменшується, а температура повітря, що видаляється з приміщення – збільшується.

Для випадку одинадцяти каналів (криві 3) зі збільшенням перепадів тиску між перерізами каналів різниця між температурою теплоносія на вході та виході з теплообмінника також збільшується. Тобто збільшується температура повітря, що подається в приміщення, і зменшується температура повітря, що видаляється з приміщення.

Для випадку дев'яти каналів зі збільшенням перепаду тиску Δp від 0,1 Па до 0,3 Па температура повітря, що видаляється в доквілля, зменшується, а далі, зі збільшенням перепаду тиску Δp від 0,3 Па до 0,9 Па температура повітря, що видаляється в доквілля, збільшується. Водночас при збільшенні перепаду тиску від 0,1 Па до 0,3 Па температура зовнішнього

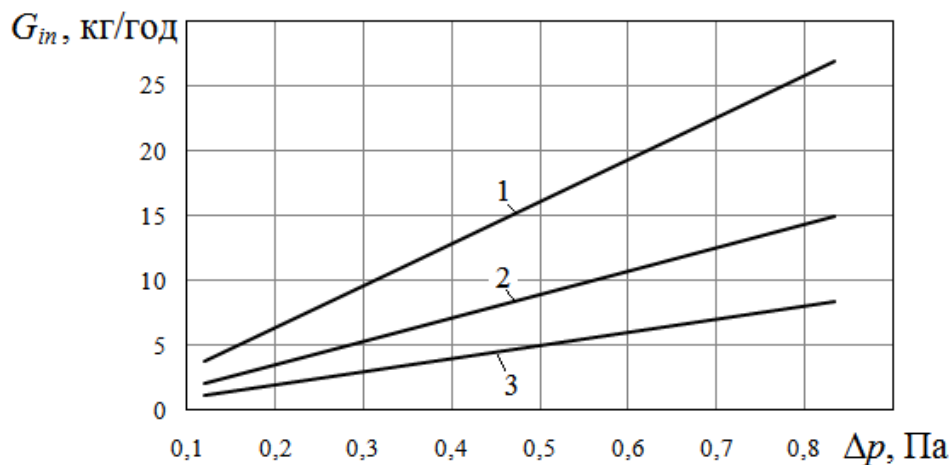


Рис. 6. Залежність витрат повітря, що надходить з доквілля в приміщення через теплообмінник, від перепаду тиску Δp між вхідними і вихідними перерізами каналів теплообмінника:
1 - 7 каналів; 2 - 9 каналів; 3 - 11 каналів

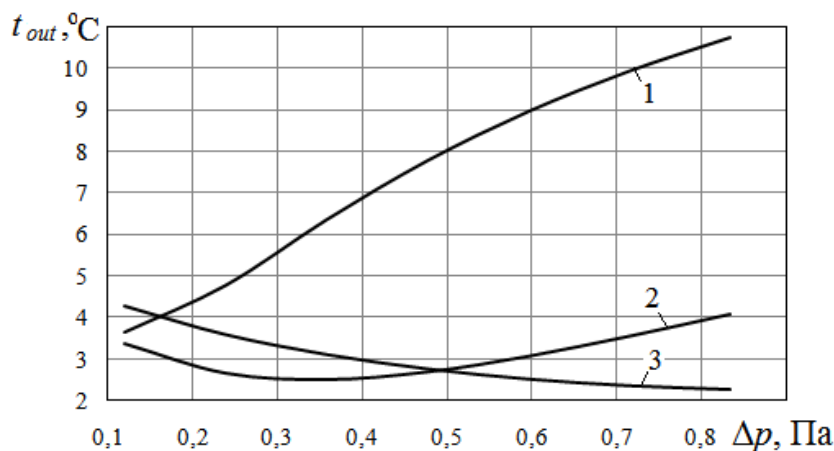


Рис. 7. Залежність температури повітря, що видаляється через теплообмінник з приміщення в доквілля, від перепаду тиску Δp між вхідними і вихідними перерізами каналів теплообмінника:
1 - 7 каналів; 2 - 9 каналів; 3 - 11 каналів

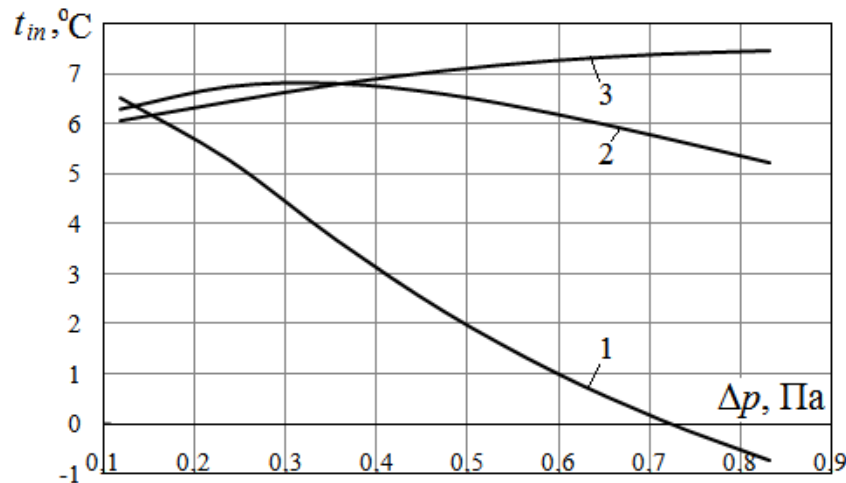


Рис. 8. Залежність температури повітря, що надходить з доквілля в приміщення через теплообмінник, від перепаду тиску Δp між вхідними і вихідними перерізами каналів теплообмінника: 1 - 7 каналів; 2 - 9 каналів; 3 - 11 каналів

повітря, що надходить в приміщення, збільшується, а зі збільшенням перепаду тиску від 0,3 Па до 0,9 Па температура повітря, що надходить в приміщення з доквілля – зменшується. Отже, при дев'яти каналах в теплообміннику крива залежності температури t_{out} повітря, що видаляється з приміщення, має при $\Delta p=0,3$ Па мінімум, а крива залежності температури t_{in} повітря, що надходить в приміщення з доквілля, при $\Delta p=0,3$ Па має максимум.

Висновки

За результатами чисельного моделювання досліджено характеристики теплообмінника, який представляє собою систему співвісних кільцевих каналів типу «труба в трубі». Цей теплообмінник входить до складу системи рекуперативної вентиляції приміщення. Для випадків різної кількості і розмірів кільцевих каналів в теплообміннику одержано залежності основних характеристик роботи теплообмінника від перепаду тиску між вхідним і вихідним перетинами каналів. Серед них - обсяг теплоти, що передається від потоку повітря, що видаляється з приміщення, до потоку повітря, що надходить зовні, витрати повітря, а також ступені охолодження та нагріву повітряних потоків, що проходить через теплообмінник та між якими відбувається теплообмін. Виявлено, що залежності цих ступенів нагріву та охолодження повітряних потоків від перепадів тиску між перерізами каналів виявляється різними для теплообмінників з різною кількістю каналів та різною шириною цих каналів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. М.: Машиностроение, 1967. – 224 с.
2. Gužela Š., Dzianik F. The recuperative heat exchangers – the mean temperature difference in the special cases of heat transfer. Journal of mechanical engineering. 2020.-Vol 70, No 1.- 47 – 56.
DOI: 10.2478/scjme-2020-0005.
3. Tzabar N.A. Numerical Study on Recuperative Finned-Tube Heat Exchangers. Cryocoolers 18, edited by S.D. Miller and R.G. Ross, 2014-407 – 415.
4. Ercan Ataer O. An approximate method for transient behavior of finned-tube cross-flow heat exchangers. International journal of refrigeration. 2004. Vol. 27, Issue 5. 529-539. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.02.005>.
5. Malinowski L., Bielski S. An analytical method for calculation of transient temperature field in the counter-flow heat exchangers. International Communications in Heat and Mass Transfer. 2004.-Vol. 31, Issue 5, 683-691. [https://doi.org/10.1016/S0735-1933\(04\)00055-7](https://doi.org/10.1016/S0735-1933(04)00055-7)
6. Damle R.M., Ardhapurkar P.M., Atrey M.D. Numerical simulation of tubes-in-tube heat exchanger in a mixed refrigerant Joule-Thomson cryocooler. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 171(2017) 012070 doi:10.1088/1757-899X/171/1/012070
7. Weglarz K., Taler D., Taler J., Marcinkowski M. New calculation method for tube cross-flow heat exchangers. E3S Web of Conferences 323, 00032 (2021) <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202132300032>.
8. Rup K. Calculation of the heat power of a tube heat exchanger. Archives of thermodynamics. 2022.- Vol. 43, No. 1, 127–140. DOI: 10.24425/ather.2022.140928

HEAT TRANSFER IN THE CHANNELS OF THE HEAT EXCHANGER INTENDED FOR THE RECOVERY VENTILATION SYSTEM OF THE ROOM

Basok B.I.¹, Beljaeva T.G.², Davydenko D.B.³

¹Corresponding Member of NAS of Ukraine, Doc. Tech. Sci., Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, 2a, Marii Kapnist Str., Kyiv, 03057, Ukraine, orcid.org/0000-0002-8935-4248, e-mail: borys.basok@gmail.com

²PhD (Engin.), Senior Researcher, Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, 2a, Marii Kapnist Str., Kyiv, 03057, Ukraine, orcid.org/0000-0002-9748-6662, e-mail: tatgbel@ukr.net

³Postgraduate, Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, 2a, Marii Kapnist Str., Kyiv, 03057, Ukraine, orcid.org/0009-0003-5791-1980, e-mail: dwalin@ukr.net

<https://doi.org/10.31472/tpe.4.2024.2>

Air exchange, or ventilation, systems are created to ensure comfortable conditions in rooms in terms of temperature, humidity, and oxygen content in the air. In energy-efficient buildings, the organization of such a system should include energy-saving measures. Among such measures, it should be noted the use of a recuperative heat exchanger, which provides partial heating of the cold outdoor air from the warm air removed from the room in the winter. This paper examines the characteristics of the heat exchanger - recuperator, which is a system of coaxial cylindrical surfaces made of copper. That is, this heat exchanger is a system of annular channels of the "tube-in-tube" type. Technical characteristics are defined for this heat exchanger, which include: thermal power, that is, the amount of heat transferred in the heat exchanger from one heat carrier to another per unit of time; consumption of heat carriers; the temperature of the air removed from the room into the environment after the recuperator; the temperature of the outside air entering the room after the recuperator. The dependence of these characteristics on the number and sizes of annular channels in the heat exchanger and on the pressure drop between the inlet and outlet cross-sections of the channels is investigated. It was determined that the

dependence of the degrees of heating and cooling of air flows in the heat exchanger channels on the pressure differences between the inlet and outlet cross sections of the channels are different for heat exchangers with different number of channels and different widths.

References 8, Figures 8.

Key words: recuperator, heat exchanger, air exchange, ventilation, numerical modeling.

1. Kays W.M., London A.L. [Compact Heat Exchangers]. M Mashinostroyeniye, 1967. 224 p. (in rus.)

2. Gužela Š., Dzianik F. The recuperative heat exchangers—the mean temperature difference in the special cases of heat transfer. Journal of mechanical engineering. 2020. Vol 70, No 1. 47 – 56. DOI: 10.2478/scjme-2020-0005.

3. Tzabar N.A. Numerical Study on Recuperative Finned-Tube Heat Exchangers. Cryocoolers 18, edited by S.D. Millerand R.G. Ross, 2014, 407 – 415.

4. ErcanAtaer O. An approximate method for transient behavior of finned-tube cross-flow heat exchangers. International journal of refrigeration.2004. Vol. 27, Issue 5. 529-539. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.02.005>.

5. Malinowski L., Bielski S. An analytical method for calculation of transient temperature field in the counter-flow heat exchangers. International Communications in Heat and Mass Transfer. 2004. Vol. 31, Issue 5, 683-691. [https://doi.org/10.1016/S0735-1933\(04\)00055-7](https://doi.org/10.1016/S0735-1933(04)00055-7)

6. Damle R.M., Ardhapurkar P.M., Atrey M.D. Numerical simulation of tubes-in-tube heat exchanger in a mixed refrigerant Joule–Thomson cryocooler. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 171(2017) 012070 doi:10.1088/1757-899X/171/1/012070

7. Węglarz K., Taler D., Taler J., Marcinkowski M. New calculation method for tube cross-flow heat exchangers. E3S Web of Conferences 323, 00032 (2021) <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202132300032>.

8. Rup K. Calculation of the heat power of a tube heat exchanger. Archives of thermodynamics. 2022.- Vol. 43, No. 1, 127–140. DOI: 10.24425/ather.2022.140928

Отримано 05.08.2024

Received 05.08.2024

Прийнято до друку 14.11.2024
Accepted for publication 14.11.2024