

ОПТИМІЗАЦІЯ НАСАДКИ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРА ВИТЯЖНОГО ПОВІТРЯ

Розглянуто способи вдосконалення теплообмінної насадки для регенеративного теплоутилізатора витяжного повітря житлових та адміністративних будинків. Запропоновано математичну модель нестационарного теплового й гідродинамічного режимів роботи насадки теплоутилізатора. Шляхом математичного моделювання отримано апроксимаційну залежність для визначення її теплової ефективності.

Ключові слова: утилізатор, теплообмінна насадка, нестационарний тепловий режим.

Вступ. Одним з перспективних засобів зменшення втрат теплоти в сучасних житлових та адміністративних будівлях є застосування регенеративних теплообмінників-утилізаторів витяжного вентиляційного повітря. При розробленні таких теплоутилізаторів важливо одразу виконувати ряд протилежних вимог: знижувати масу теплообмінника і підвищувати його ефективність, знижувати втрати тиску й підвищувати витрати повітря та ін. Для пошуку бажаного компромісу важливим є моделювання нестационарних гідродинамічних і теплообмінних процесів, що протікають усередині такого теплообмінника. Для оптимізації теплофізичних характеристик його насадки необхідна достатньо точна математична модель змінних теплових та гідравлічних режимів регенеративного теплообмінника.

Огляд останніх джерел досліджень і публікацій. Відомі рішення окремих елементів для задач такого типу [1, 2]. Запропоновані різними авторами математичні моделі мають ряд спрощуючих припущень, що звужує сферу їх застосування та знижує достовірність отриманих результатів. Наприклад, двотемпературна модель [1] враховує передачу теплоти шляхом теплопровідності вздовж потоку повітря, у той час як головний тепловий потік між насадкою і повітрям спостерігається у напрямку, перпендикулярному до руху повітря. Стационарний процес повітропроникнення через щільсту стінку для малих витрат повітря ($Re < 1$) розглянуто в роботі [2]. Для оптимізації насадок провітрювачів необхідна вдосконалена математична модель.

Постановка завдання. Статтю присвячено математичному моделюванню нестационарних теплових та гідравлічних режимів, наявних у насадці регенеративного теплообмінника-утилізатора витяжного повітря.

Основний матеріал і результати. Для математичного моделювання перехідних теплообмінних процесів усередині теплоакуючої насадки взято за основу відому лінійну математичну модель [3]. Якщо на поверхні та в товщі регулярної насадки немає конденсації парів, випаровування рідин, (ендо)екзотермічних хімічних реакцій, адсорбції та десорбції, питомі об'ємні тепловиділення можна прирівняти до нуля. В умовах короткоперіодичності перехідних теплових процесів (60÷80 секунд) у насадці передачею тепла за рахунок теплопровідності матеріалу насадки вздовж потоку повітря (вісь x) також можемо знехтувати. Тоді адаптована для нашого випадку математична модель буде складатися з рівняння теплового балансу теплоносія та стінки при граничних умовах 3-го роду біля її внутрішньої поверхні

$$c_{\Pi} m_{\Pi} \frac{\partial t_{\Pi(x,\tau)}}{\partial \tau} = \alpha_1 F_1 (t_{C(x,y,\tau)} - t_{\Pi(x,\tau)}) - c_{\Pi} G_{\Pi} l \frac{\partial t_{\Pi(x,\tau)}}{\partial x};$$

$$\frac{\partial t_{c(x,\tau)}}{\partial \tau} = a_c \frac{\partial^2 t_{c(x,y,\tau)}}{\partial y^2} ; \quad (1)$$

$$\frac{\partial t_{c(x,y,\tau)}}{\partial y} = -\frac{\alpha_1}{\lambda_c} (t_{\Pi(x,\tau)} - t_{c(x,y,\tau)}),$$

де c_{Π} – теплоємність повітря, Дж/кг °С; m_{Π} – маса повітря в середині насадки, кг; $t_{\Pi(x,\tau)}$ – температура повітря, яка змінюється вздовж насадки (вісь x) та із часом (вісь τ), °С; α_i – коефіцієнт теплообміну біля поверхні теплоакumuлюючої насадки, Вт/м²°С; F_1 – загальна площа теплообмінної поверхні, м²; $t_{c(x,y,\tau)}$ – температура стінки каналу (насадки), °С; y – координатна вісь, перпендикулярна напрямку руху потоку повітря, м; G_{Π} – масові витрати повітря, кг/с; l – довжина теплообмінного каналу, м; a_c – коефіцієнт температуропровідності матеріалу насадки, м²/с; λ_c – коефіцієнт теплопровідності матеріалу, Вт/м°С.

Для розрахунку цієї задачі цифровими методами розділимо насадку на n рівних за масою шарів, які розташовано вздовж потоку теплоносія (повітря). Усю масу i -того шару насадки зосередимо в його центрі. Оскільки повітронепроникний шар насадки зазвичай має невелику товщину (i критерій Біо $Bi < 1$), для кожного i -того шару замінимо рівняння теплопровідності Фур'є зосередженою (точковою) моделлю. Результати розрахунків показують, що у випадку незмінності характеристик насадки вздовж руху повітря коефіцієнт конвективного теплообміну α_i залишається практично незмінним для всіх шарів насадки. Тому з достатньою для практичних розрахунків точністю його можна вважати постійним $\alpha_i = \alpha_1 = const$.

Визначення коефіцієнта конвективного теплообміну, втрат тиску та площі теплообміну залежить від типу насадки. Ці величини визначаються за допомогою відомих напівемпіричних (критеріальних) рівнянь [4]. Загалом існує велика кількість різноманітних видів насадок [5], але дослідження варто розпочати з тих, котрі найбільш широко застосовуються в апаратах такого типу.

При використанні регулярної насадки у вигляді паралельних трубок чи каналів еквівалентним діаметром до 10 мм середній коефіцієнт конвективного теплообміну визначають за формулами [4]. В умовах найбільш характерного ламінарного режиму ($Re < 1600$)

$$\alpha_1 = 0,15 \cdot \frac{\lambda_{\Pi}}{d} \cdot (Re \cdot Pr)^{0,33} \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,1} \bar{\varepsilon}_i, \quad (2)$$

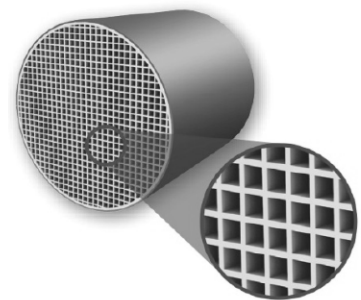
де λ_{Π} – коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/м²°С; d – еквівалентний діаметр каналів, м; Re – критерій Рейнольдса; Pr – критерій Прандтля; Gr – критерій Грасгофа; $\bar{\varepsilon}_i$ – коефіцієнт впливу початкової ділянки.

Втрати тиску для такої теплообмінної насадки можна знайти за відомою формулою Дарсі–Вейсбаха [6, 7]

$$\Delta P = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{V^2 \rho_{\Pi}}{2}, \quad (3)$$

де λ – коефіцієнт тертя; l – довжина каналу, м; ξ – коефіцієнт місцевих опорів; V – швидкість повітря, м/с; ρ_{Π} – густина повітря, кг/м³.

У цілому, на ефективність роботи теплоутилізатора створюють вплив багато факторів (теплофізичні характеристики матеріалу насадки, її структура, витрати



повітря, періодичність зміни напрямку потоку повітря та інші). Тому важливо визначити критерії ефективної роботи насадки.

Одним з таких показників є ефективність теплоутилізатора. Для припливного повітря її можна знайти за формулою

$$E = \frac{t_{\text{ПР}} - t_3}{t_{\text{В}} - t_3}, \quad (4)$$

де $t_{\text{ПР}}$ – температура припливного повітря, °С; t_3 – температура зовнішнього повітря, °С; $t_{\text{В}}$ – температура внутрішнього повітря приміщення, °С.

Ефективність не залежить від різниці температур повітря всередині і ззовні приміщення, але залежить від витрат повітря, матеріалу, структури і розмірів насадки та періоду регенерації. Вплив цих різноманітних факторів можна описати невеликою кількістю комплексних показників.

У результаті математичного моделювання встановлено, що таким показником може бути безрозмірний комплекс

$$K_1 = \frac{c_c \cdot m_c}{z \cdot c_{\text{П}} \cdot L \cdot \rho_{\text{П}}}, \quad (5)$$

де c_c – теплоємність матеріалу насадки, Дж/кг°С; m_c – маса теплообмінної насадки, кг; z – періодичність заряду чи розряду, с; L – витрати повітря, м³/с; $\rho_{\text{П}}$ – густина повітря, кг/м³. Цей комплекс показує, у скільки разів енергоємність насадки більша за енергоємність теплоносія. Проте він не враховує інтенсивність теплообмінних процесів і структури насадки.

Урахувати конструктивні особливості теплообмінника можна, застосувавши інший комплекс

$$K_2 = \frac{\alpha_1 \cdot F_1}{c_{\text{П}} \cdot L \cdot \rho_{\text{П}}}. \quad (6)$$

Для отримання апроксимаційної залежності $E = f(K_1, K_2)$ проведено цифровий експеримент.

За основу досліджуваної конструкції взято провітрювач УВРК-30 (установка вентиляционная рекуперативная компактная). Його продуктивність регулюється в межах від 13 до 30 м³/год, заявлена виробником ефективність знаходиться в межах 96÷71%. Керамічна циліндрична насадка діаметром 175 мм має канали ромбоподібної форми з діагоналями 3×5 мм, товщина стінки 1,5 мм. Теплопровідність матеріалу насадки – 0,4 Вт/м°С, теплоємність 2000 Дж/кг°С, густина 1400 кг/м³. Період зарядки і розрядки насадки рівні між собою і становлять 70 секунд.

Апроксимація результатів розрахунку ефективності насадки дозволила отримати просту функціональну залежність. Середня помилка апроксимації становить 1,9%. Результати експериментальних досліджень показали, що найшвидше досягнення максимальної ефективності спостерігається при співвідношенні $K_2 = 2,5K_1$. Розрахунки показали, що характеристика насадки УВРК-30 не збігається з лінією оптимального співвідношення безрозмірних комплексів.

Висновки. На основі обробки результатів цифрового моделювання розроблена діаграма ефективності регенеративного теплоутилізатора з регулярною насадкою у вигляді трубок чи каналів, яку можна застосовувати для аналізу та оптимізації конструктивних особливостей теплоутилізатора. Отримано апроксимаційну формулу для інженерних розрахунків таких насадок.

Також слід відмітити, що при застосуванні насадки іншої структури апроксимаційна залежність може дещо змінитися. Визначення впливу цього фактора потребує додаткових досліджень.

Література

1. Низовцев М.И. Расчет параметров утилизатора тепла и холода вентиляционного воздуха / Низовцев М.И., Захаров А.А. Научно-практическая конференция «Энерго- и ресурсоэффективность малоэтажных жилых зданий» / Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН. – Новосибирск, 2013. – С. 36 – 38.
2. Ушков Ф.В. Теплопередача ограждающих конструкций при фильтрации воздуха / Ф.В. Ушков– Москва: Стройиздат, 1969. – 144 с.
3. Чистович С.А. Автоматизированные системы теплоснабжения и отопления / С.А. Чистович, В.К. Аверьянов, Ю.Я. Темпель, С.И. Быков. – Л.: Стройиздат, Ленингр. отд-ние, 1987. – 248 с.
4. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.-Л.: Энергия, 1965. – 424 с.
5. Шалугін В.С. Процеси та апарати промислових технологій: навчальний посібник / В.С. Шалугін, В.М. Шмандій. – К., 2008. – 392 с.
6. Справочник по расчетам гидравлических и вентиляционных систем / под ред. А.С. Юрьева. – СПб: АНОНПО «Мир и семья», 2001. – 1154 с.
7. Альтицуль А.Д. Гидравлика и аэродинамика (основы механики жидкости) / А.Д. Альтицуль, П.Г. Киселев: учебное пособие для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1975. – 323 с.