

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІННИКА З ЕЛАСТИЧНОЮ ПОВЕРХНЕЮ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ВИТЯЖНОГО ПОВІТРЯ

Найбільш поширеною схемою утилізації теплоти витяжного вентиляційного повітря є застосування теплообмінників–утилізаторів різних конструкцій. Використання теплоутилізаторів дозволяє зменшити витрату теплоти в системах припливної вентиляції при порівняно невеликих затратах. В сучасних системах вентиляції будинків найбільш розповсюдженими є пластинчасті повітряно–повітряні рекуперативні теплообмінники, які досить ефективно працюють при невеликих різницях температур взаємодіючих середовищ та відрізняються простотою конструкції, надійністю в експлуатації і порівняно низькою вартістю. Форма пластин визначає теплотехнічні показники утилізатора, його аеродинамічний опір, габаритні розміри. Застосування пластин із складним профілем поверхні сприяє інтенсифікації процесів теплообміну. Попарне з'єднання таких пластин створює дві системи каналів з теплопередаючою стінкою між ними. Режим руху рідини (газу) в каналах визначається числом Рейнольдса. Відомо, що при русі рідини в круглій прямолинійній трубі перехідний режим руху знаходиться в інтервалі $2300 < Re < 10000$, але в пластинчастих хвилястих каналах перехід до турбулентного режиму відбувається вже при $Re = 200 \dots 500$ [1]. Особливістю повітряно–повітряних пластинчастих теплообмінників є періодична дестабілізація потоку. Тому режим руху повітря в каналах теплообмінника завжди зберігається турбулентним.

До групи пластинчастих теплообмінників–утилізаторів можна віднести і теплообмінник з еластичною поверхнею теплопередачі [2]. В такому теплообміннику поверхня теплопередачі виконана з тонкої синтетичної або іншої вологостійкої тканини, натягнутої на стрижні з утворенням каналів для руху витяжного та припливного повітря. Канали мають форму поперечного перерізу близьку до рівнобедреного трикутника з основою a , а при збільшенні кількості стрижнів форма каналів змінюється і наближається до прямокутника з меншою стороною, рівною a , і довжиною b (рис. 1). В суміжних каналах, розділених стінкою, рухається припливне та витяжне повітря в прямоструминному або в протиструминному напрямку (рис. 1) з постійною швидкістю.

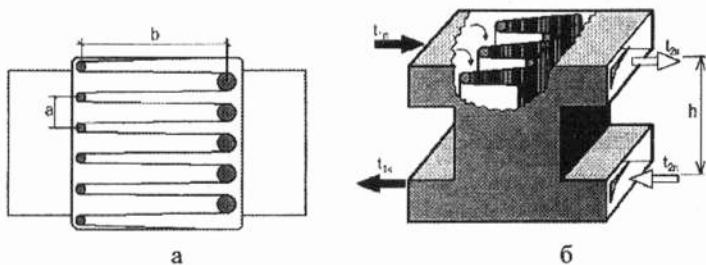


Рис. 1. Теплообмінник з еластичною поверхнею теплопередачі:
а – схема утворення каналів еластичною стінкою; б – загальний вигляд експериментального зразка.

При русі повітря вздовж еластичної поверхні товщина примежового шару на теплопередаючій стінці зменшується, в результаті чого теплообмін між поверхнею і потоком повітря інтенсифікується. Інтенсифікації теплопередачі сприяє також зміна напрямку потоків повітря в колінах на вході в теплообмінник та на виході з нього.

В інженерній практиці теплових та гідравлічних розрахунків спочатку виконується теплотехнічний розрахунок, а на основі цього розрахунку визначаються розміри теплообмінника та виконується гідравлічний розрахунок. Якщо гідравлічний опір теплообмінника не відповідає заданим вимогам, приходиться змінювати швидкості потоків повітря в теплообміннику, змінюючи конструктивні розміри, та виконувати повторні розрахунки. Теплообмін та гідравлічний опір в каналах з плоскими гладкими стінками вивчений достатньо добре. В умовах прямолінійного турбулентного руху повітря в каналах критерій Нуссельта визначається [3] за залежністю $Nu = 0,018 Re^{0,8}$, а коефіцієнт гідравлічного опору $\xi = 0,3164 Re^{-0,25}$.

Гідравлічний опір пластинчастого теплообмінника можна визначити за відомим рівнянням [1]:

$$\Delta p = \xi \frac{h}{d_{екв}} \frac{\rho v^2}{2}, \quad (1)$$

де ξ - коефіцієнт гідравлічного опору; $h, d_{екв}$ - довжина та еквівалентний діаметр каналу, м;

$v = \frac{L}{3600 F_k} = \frac{L}{3600 f_k m}$ - швидкість руху повітря в каналах, м/с; L - витрата припливного (витяжного) повітря, $m^3 / год$; F_k - загальна площа поперечного перерізу каналів для руху припливного або витяжного повітря, m^2 ; f_k - площа перерізу каналу, m^2 .

Кількість каналів для руху одного з теплоносіїв можна визначити за формулою

$$m = \frac{L}{3600 b a_{\text{екв}} v}, \quad (2)$$

де $a_{\text{екв}}$ - еквівалентна ширина каналу, можна приймати $a_{\text{екв}} = 0,6a$.

Коефіцієнт гідравлічного опору ξ при русі повітря вздовж еластичної поверхні більш точно можна визначити за формулою, одержаною експериментальними дослідженнями (рис. 2)

$$\xi = 0,23 \text{Re}^{-0,23} \quad (3)$$

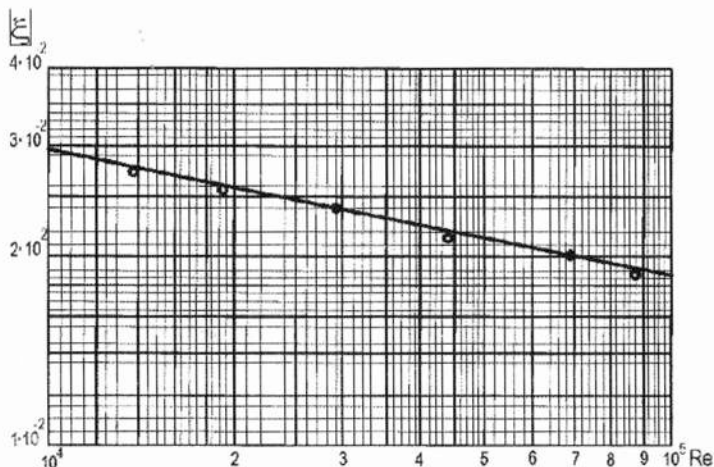


Рис.2. Залежність коефіцієнта гідравлічного опору ξ від числа Рейнольдса.

Розрахунок теплообмінника-утилізатора виконується в такій послідовності:

1. складається рівняння теплового балансу та визначаються невідомі температури теплоносіїв;
2. визначається розрахунковий температурний напір;
3. для прийнятої швидкості руху повітря в каналах розраховуються коефіцієнти тепловіддачі та теплопередачі; визначається гідравлічний опір теплообмінника;
4. уточнюються значення $\Delta t_{\text{ср}}$, ΔP та інші параметри після компоновки та конструювання схеми теплообмінника.

Тепловий розрахунок теплообмінника базується на спільному вирішенні рівняння теплового балансу та рівняння теплопередачі. Рівняння теплового балансу необхідне для визначення кількості теплоти,

переданої від одного теплоносія (витяжного повітря) до іншого (припливного повітря). Це рівняння має вигляд

$$Q = 3,6G_1c(t_{1n} - t_{1k}) = 3,6G_2c(t_{2k} - t_{2n}) + Q_{amp}, \quad (4)$$

де G_1 та G_2 - масова витрата витяжного та припливного повітря, $кг/год$; t_{1n}, t_{1k} - початкова та кінцева температури витяжного повітря, $^{\circ}C$; t_{2n}, t_{2k} - початкова та кінцева температури припливного повітря, $^{\circ}C$; Q_{amp} - втрати теплоти в навколишнє середовище. Для теплоізольованих теплообмінників ці втрати незначні і їх можна не враховувати.

З рівняння (4) можна визначити кількість припливного повітря, яке можна нагріти до заданої температури, або температуру нагрітого припливного повітря при відомій чи заданій його витраті.

$$G_2 = \frac{G_1(t_{1n} - t_{1k})}{t_{2k} - t_{2n}}. \quad (5)$$

Розрахункова площа поверхні теплопередачі F теплообмінника-утилізатора визначається з рівняння теплопередачі $Q = kF\Delta\bar{T}$,

$$F = \frac{Q}{k\Delta\bar{T}}, \quad (6)$$

де $\Delta\bar{T}$ - середній температурний напір, $^{\circ}C$.

Середній температурний напір залежить від взаємного напрямку руху теплоносіїв і визначається за формулою

$$\Delta\bar{T} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}. \quad (7)$$

або за номограмою, побудованою за цією ж формулою (рис.3).

Взаємний напрямок руху витяжного та припливного повітря в каналах утилізатора вибирається із умови одержання максимального середнього температурного напору. Найбільш вигідним є протитечійний рух теплоносіїв. Кінцеві температури t_{1k} та t_{2k} при проектуванні утилізатора частіше всього задаються або вибираються при відомій витраті повітря з тим, щоб мінімальна різниця температур між теплоносіями була рівною $\Delta t_m = 5...7^{\circ}C$.

$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}}$ - середній для всієї поверхні коефіцієнт теплопередачі, $Вт/м^2 \cdot ^{\circ}C$;

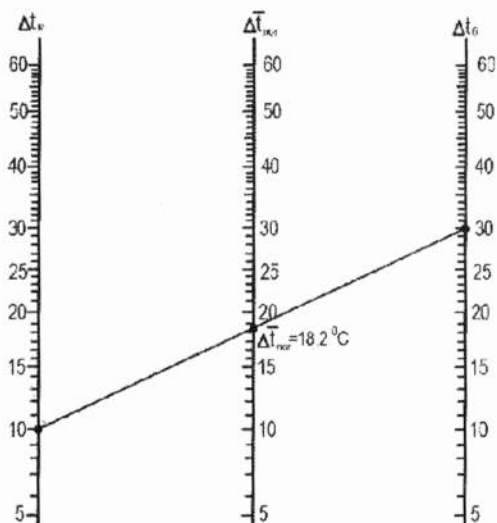


Рис. 3. Номограма функції
$$\Delta T_m = \frac{\Delta t_g - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_g}{\Delta t_m}}$$

Якщо $\delta \rightarrow 0$ або $\lambda \rightarrow \infty$, тобто термічний опір стінки $\frac{\delta}{\lambda} \approx 0$, то рівняння коефіцієнта теплопередачі приймає вигляд

$$k_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}. \quad (8)$$

З формули (8) виходить, що при приблизно рівних значеннях коефіцієнта теплообміну $\alpha_1 = \alpha_2$ коефіцієнт теплопередачі стінки $k \approx \frac{\alpha}{2}$, де α - менше значення із α_1 і α_2 .

З врахуванням термічного опору стінки δ/λ значення коефіцієнта

теплопередачі дорівнює $k = \frac{1}{\frac{1}{k_0} + \frac{\delta}{\lambda}} = \frac{k_0}{1 + \frac{\delta}{\lambda} k_0}$. Як видно з останнього

виразу, із збільшенням термічного опору стінки значення k зменшується тим сильніше, чим більшим є значення k_0 без врахування опору стінки. Тобто, при великих значеннях k_0 термічним опором стінки нехтувати не можна.

Коефіцієнти тепловіддачі α в формулі (8) можна визначити з рівняння критерію Нуссельта $Nu = \frac{\alpha d_{екв}}{\lambda}$, звідки

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d_{екв}}, \quad (9)$$

де $d_{екв}$ -еквівалентний діаметр каналу для руху повітря, який в даному випадку приймається рівним $d_{екв} = 4F/P$.

В умовах руху повітря ($Pr=0,71$) в каналі некруглого поперечного перерізу вздовж еластичної теплопередаючої стінки критерій Нуссельта визначається за одержаною нами експериментальною формулою

$$Nu = 0,023 Re^{0,77} \varepsilon_l \varepsilon_R, \quad (10)$$

де $\varepsilon_l = 1 + \frac{2}{1 + h/d_{екв}}$ - коефіцієнт, який враховує зміну середнього коефіцієнта тепловіддачі вздовж каналу; поправку ε_l можна взяти з табл. 1.

Таблиця 1

$h, м$	$d_{екв}$	5	10	15	20	25	30	35	40
0,8		1,01	1,02	1,04	1,05	1,06	1,07	1,09	1,10
1,0		1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06	1,07	1,09
1,2		1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,04	1,06	1,07
1,4		1,01	1,01	1,02	1,03	1,03	1,04	1,05	1,06

$\varepsilon_R = 1,22 + \frac{0,12}{1 + h/b}$ - поправковий коефіцієнт, який враховує періодичну зміну напрямку руху повітря в каналі висотою h ; приймається за табл. 2.

Таблиця 2

h	b	0,5	0,75	1,0	1,25	1,5
0,8		1,27	1,28	1,29	1,29	1,30
1,0		1,26	1,27	1,28	1,29	1,29
1,2		1,26	1,27	1,27	1,28	1,28
1,4		1,25	1,26	1,27	1,28	1,28

Запропонована формула (10) для розрахунку числа Nu співпадає з дослідними даними в інтервалі чисел $Re = (10 \dots 90) \times 10^3$ при криволінійному русі повітря вздовж еластичної поверхні теплопередачі (рис. 4).

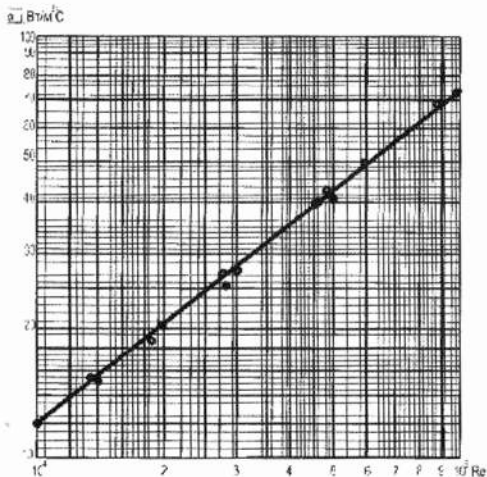


Рис. 4. Залежність коефіцієнта тепловіддачі α від числа Re : $h/b = 0...4$.

Фізичні параметри повітря в формулах (9), (10) віднесені до температури повітря на вході в канал.

Запропоновані формули для визначення коефіцієнтів теплообміну спрощують розрахунки теплообмінника-утилізатора з еластичною поверхнею теплопередачі для систем вентиляції і кондиціонування повітря.

Список літератури:

1. Барановский Н.В., Коваленко Л.М., Ястребенецкий А.Р. Пластинчатые и спиральные теплообменники. М., "Машиностроение", 1973. -288с.
2. Степанов М.В., Дідик Л.В., Берегова П.Г. Дослідження теплообміну між повітрям і еластичною поверхнею // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Вип. 11- К.: КНУБА, 2007 – с. 67...71.
3. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергоатомиздат, 1981.-416с.

Надійшла до редакції 11.10.2012р.