

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ТА ГІДРАВЛІЧНИЙ ОПІР ТЕПЛООБМІННИКА З ЕЛАСТИЧНОЮ СТІНКОЮ

В теплообміннику з еластичною поверхнею теплопередачі [1], теплопередаюча стінка виконана з тонкої синтетичної або іншої водостійкої тканини і натягнута на стрижні, утворюючи канали для руху витяжного та припливного повітря. При русі повітря вздовж такої поверхні товщина примежового шару зменшується, а 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 (рис.1).

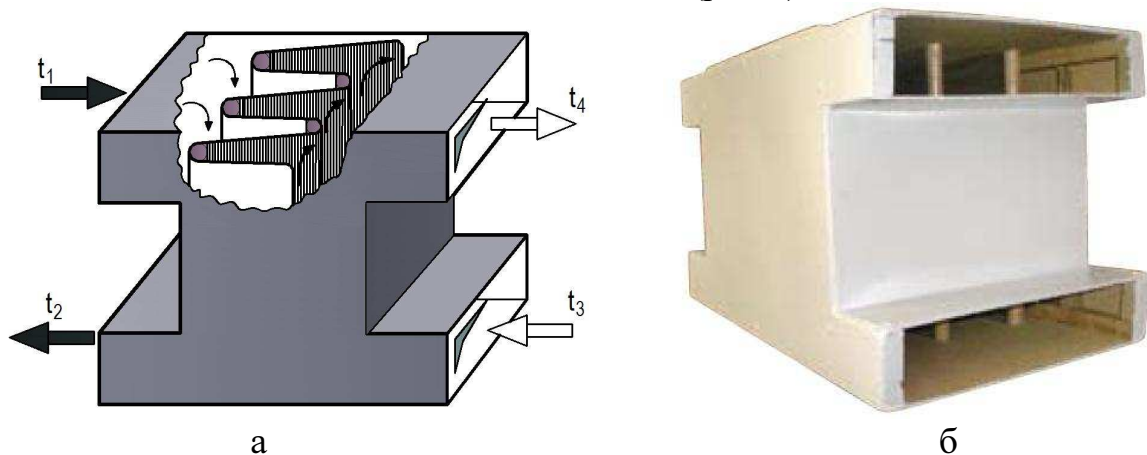


Рис.1. Теплообмінник з еластичною поверхнею теплопередачі:
а - схема руху витяжного (1-2) та припливного (3-4) повітря вздовж
поверхні теплопередачі; б - загальний вигляд.

Недостатня щільність теплопередаючої стінки може бути причиною перетікання витяжного повітря в припливне або втрати припливного повітря. Очевидно, що було б краще щоб доля повітря, яке перетікає через теплопередаючу стінку, була меншою, аніж більшою. Проте значення цієї величини в межах 3...5 % можна вважати прийнятним в випадках, коли в приміщеннях допускається подавати суміш припливного і рециркуляційного повітря.

Основними показниками, за якими можна порівнювати теплообмінники – утилізатори, є їх теплова ефективність та аеродинамічний опір. Теплову ефективність в багатьох випадках визначають як відношення витрати енергії на нагрівання припливного повітря до кількості енергії, одержаної від утилізації витяжного повітря, тобто

$$k_{ef} = \frac{(L\rho c_p \Delta t)_{np}}{(L\rho c_p)_{sum} \Delta t_{max}} = \frac{kF \left(\frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_3 + t_4}{2} \right)}{(c\rho v f_k)_{sum} (t_3 - t_1)}, \quad (1)$$

де Δt_{max} - різниця початкових температур витяжного та припливного повітря (за рис.2); f_k - площа поперечного перерізу каналів теплообмінника; v - середня швидкість повітря в каналах; F - площа поверхні теплопередачі; k - коефіцієнт теплопередачі.

За умови $c_p = const$

$$k_{ef} = \frac{G_{np} \Delta t_{np}}{G_{min} \Delta t_{max}}, \quad (2)$$

де G_{min} - менша з величин G_{np} та G_{sum} .

Як видно з формули (1) значення коефіцієнта k_{ef} збільшується з ростом площі поверхні теплопередачі і зменшується із збільшенням швидкості повітряного потоку в каналах. Розрахунки показують, що при значеннях $k_{ef} > 0,8$ різко зростає аеродинамічний опір теплообмінника та експлуатаційні енерговитрати. При температурі витяжного повітря 26...32 °С, а припливного -5...-10 °С за умови $G_{np} = G_{sum}$ цей коефіцієнт дорівнює $k_{ef} = 0,3...0,4$.

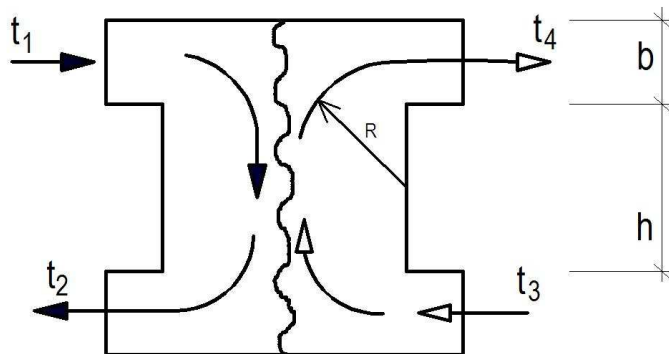


Рис.2. Схема руху повітря вздовж поверхні теплопередачі.

Особливість руху повітря в каналах, обмежених еластичними стінками, полягає в тому, що за певних умов в потоці виникають пульсуючі вихреподібні течії, впливаючи на теплообмін та гідродинамічний опір. Коефіцієнт теплообміну між повітрям, що рухається в прямолінійному каналі, і стінкою визначається формулою М.О. Міхєєва [2]

$$Nu = 0,018 Re^{0,8} \varepsilon_l \quad (3)$$

Множник ε_l в формулі (3) враховує вплив на теплообмін початкової ділянки стабілізації руху, визначається за [2] в залежності від довжини ділянки осереднення Nu .

Для розрахунку теплообміну при русі рідини чи газу в змійовику діаметром D користуються формулою (3) з поправковим коефіцієнтом $\varepsilon_R = 1 + 1,77 \frac{d}{R}$, рекомендованим [3] для руху газу в умовах розвинутої турбулентності ($Re \geq 10^5$). На сьогодні ще немає вичерпних даних для визначення інтенсивності теплообміну між повітрям і стінкою в зігнутому каналі некруглого перерізу. В змійовику відцентрові сили та поперечні циркуляційні токи розповсюджуються на всю довжину зігнутої труби. В колінах та поворотах такий відцентровий ефект має місцевий характер, який впливає на тепловіддачу і після повороту, але потім цей вплив зменшується. Проведені нами експериментальні дослідження теплообміну між повітрям та еластичною поверхнею в теплообміннику з прямокутними колінами підтвердили таку закономірність. Схема експериментальної установки показана на рис. 3.

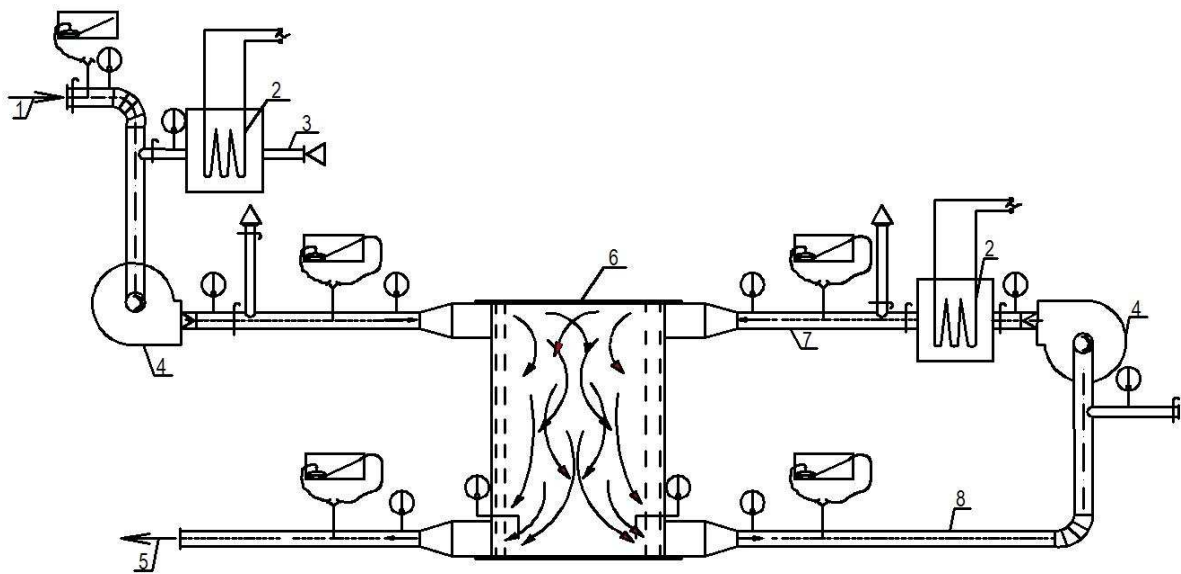


Рис.3. Схема експериментальної установки:

1 – холодне повітря; 2 – електронагрівач; 3 – підмішування теплого повітря;
4 – вентилятор; 5 – нагріте повітря;
6 – теплообмінник; 7 – тепле повітря; 8 – охолоджене повітря.

На інтенсивність теплообміну між стінкою і повітрям при русі повітря в зігнутому каналі радіусом R суттєво впливають геометричні розміри теплообмінника, а саме відношення $\frac{h}{b}$ (див. рис.2). Як видно з рис.2 $2R = b + h$, тоді $\frac{b}{2R} = \frac{b}{b+h} = \frac{1}{1+\frac{h}{b}}$. Експериментальні дані досить точно співпадають з розрахунками Nu за формулою (3) з поправковим коефіцієнтом ε_R

$$\varepsilon_R = 1,22 + \frac{0,12}{1 + \frac{h}{b}}. \quad (4)$$

Експериментальні значення коефіцієнта ε_R наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Коефіцієнт $\varepsilon_R = f\left(\frac{h}{b}\right)$ при турбулентному режимі руху повітря

h/b	0	1	2	3	4	...	9
ε_R	1,34	1,28	1,26	1,25	1,24		1,23

Середній коефіцієнт тепловіддачі в умовах стабілізованого турбулентного режиму руху рідин і газів визначається за формулою [4]

$$Nu = \frac{\xi}{8} Re Pr, \quad (5)$$

Для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя ξ застосовується формула $\xi = 0,184 Re^{-0,2}$, яка відповідає умовам безвідривного руху, коли гідравлічний опір визначається в основному силами тертя. В умовах турбулентного руху повітря вздовж еластичної поверхні на примезовий гідродинамічний шар крім сил в'язкості впливають конвективні сили інерції, зменшуючи його товщину, і коефіцієнт ξ більш точно можна визначити за формулою, підтвердженою експериментом (рис. 4)

$$\xi = 0,23 Re^{-0,23} \quad (6)$$

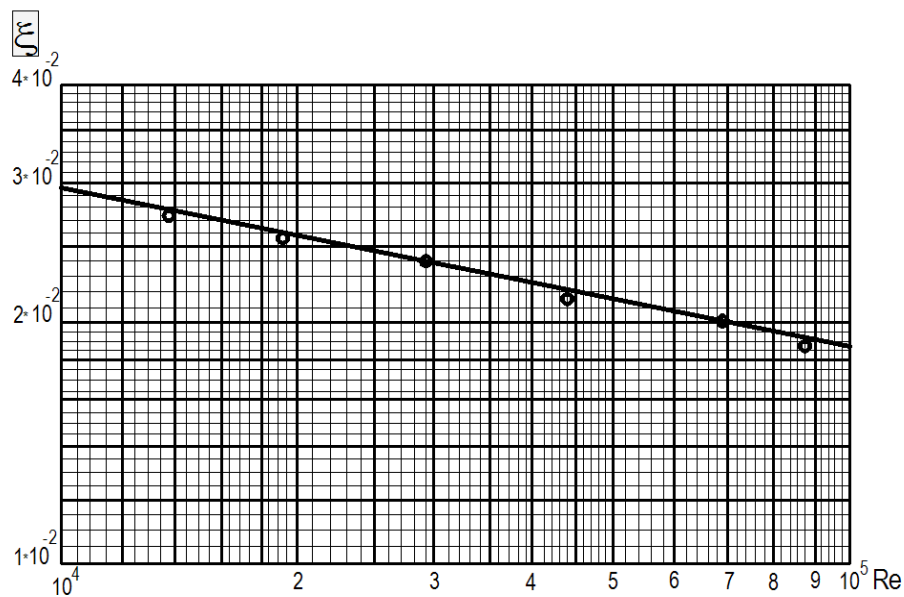


Рис.4. Залежність коефіцієнта гідравлічного опору тертя в теплообміннику від числа Рейнольдса.

Тоді, підставивши (6) в формулу (5) з врахуванням функції $f(Pr) = 0,91 Pr^{0,43}$ [4,5] та поправок ε_l та ε_R , одержимо формулу для розрахунку тепловіддачі при русі повітря ($Pr = 0,71$) вздовж еластичної поверхні теплопередачі

$$Nu = 0,023 Re^{0,77} \varepsilon_l \varepsilon_R \quad (7)$$

Запропонована формула (7) для розрахунку числа Nu співпадає з дослідними даними в інтервалі числа $Re = (10...90) \times 10^3$ при криволінійному русі повітря вздовж еластичної поверхні теплопередачі (рис. 5, 6). Процес теплообміну в таких умовах проходить більш інтенсивно, число Nu в експерименті було на 22...28 % більшим, ніж розраховане за формулою (3), що можна пояснити особливістю руху повітря в каналах теплообмінника. В П – подібному каналі на турбулізацію потоку і, як наслідок, на теплообмін і гідравлічний опір впливає відносна висота h/b . При зменшенні цієї величини до нуля відцентрові сили потоку збільшуються, що призводить до збільшення опору теплообмінника до величини, яка перевищує суму опорів двох послідовно розміщених колін.

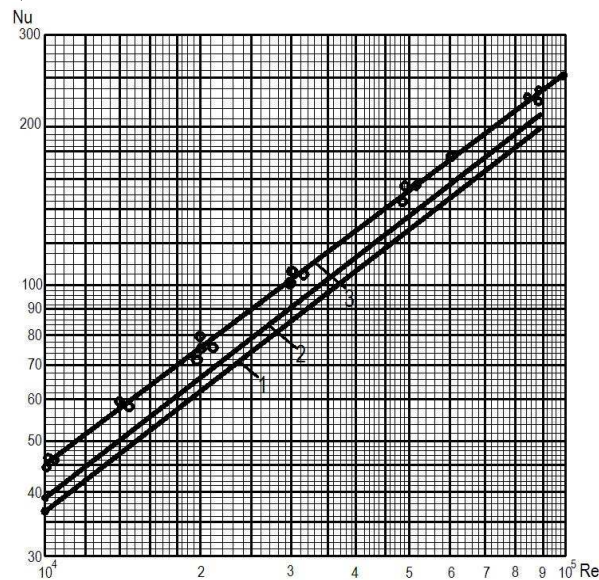


Рис. 5. Залежність Nu від Re при криволінійному русі повітря вздовж еластичної поверхні: 1 – за формулою Нуссельта; 2 – з врахуванням коефіцієнта ϵ_1 ; 3 – за формулою (7).

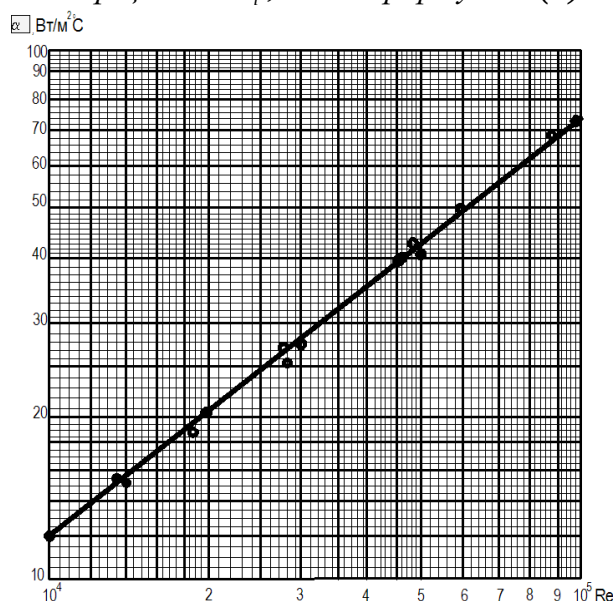


Рис. 6. Залежність коефіцієнта тепловіддачі α від числа Re : $h/b = 0...4$.

За даними [6] найменший гідравлічний опір $\zeta = \frac{\Delta P}{\rho v^2 / 2}$ спостерігається при відстані між патрубками (колінами) для входу та виходу повітря $h = (0,8 \dots 1,4)b$. В цьому випадку коефіцієнт місцевого гідравлічного опору $\zeta = 1,1 \dots 1,2$, а при значенні $\frac{h}{b} = 0$ $\zeta = 3,2 \dots 3,6$. Після досягнення деякого мінімуму значення ζ поступово збільшується, наближаючись до величини, що дорівнює сумі коефіцієнтів місцевого опору двох окремих колін.

Опір теплообмінника з П – подібними колінами на вході та на виході повітря на 12...14 % менший від значення, визначеного за [6] (рис.7, пунктирна лінія), що можна пояснити наявністю вертикальних розділяючих каналів, які зменшують турбулізацію повітря та аеродинамічний опір.

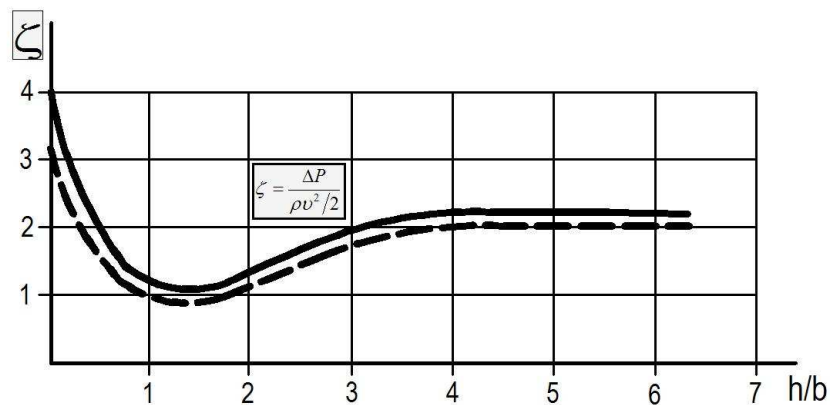


Рис. 7. Залежність коефіцієнта місцевого гідравлічного опору від відношення $\frac{h}{b}$.

Список літератури:

1. 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.
2. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1973. – 320 с.
3. Фастовский В.Г., Ровинский А.Е. Исследование теплоотдачи в спиральном канале. // Теплоэнергетика - 1957, №1, с. 39...42.
4. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сухомел А.С. Теплопередача. М.: Энергоатомиздат, 1981.-416с.
5. Сукомел А.С., Величко В.И., Абрасимов Ю.Г. Теплообмен и трение при турбулентном течении газа в коротких каналах – М.: Энергия, 1979 – 216 с.
6. Идельчик И.Е. Гидравлическое сопротивление. М., Недра, 1970.- 216с.