

Арсеньєв П.Ю., аспірант, Товажнянський Л.Л., д.техн.н., професор,  
Арсеньєва О.П., д.техн.н., професор

## КРИТЕРІЇ ДЛЯ ПОРІВНЯННЯ МОДИФІКОВАНИХ КАНАЛІВ В ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТАХ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ПАСИВНИХ МЕТОДІВ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ

*Національний технічний університет  
"Харківський політехнічний інститут", Харків, Україна*

**Ключові слова:** теплообмінний апарат, теплопередача, критерії оцінки, інтенсифікація теплопередачі.

**Вступ.** На сьогодні існує багато різних пасивних методів інтенсифікації теплообміну, і більшість авторів демонструють переваги запропонованої ними поверхні теплопередачі за певними критеріями. Найкраща геометрія поверхні та її ефективність вирішальним чином залежать від заданих технологічних умов та особливостей конструкції теплообмінника, що розглядається. При сучасній розробці комп'ютерних технологій та чисельних методів проблема може бути сформульована як пошук оптимальної геометрії поверхні теплообміну з оптимальною конструкцією теплообмінника для заданих технологічних умов. Проте об'єктивне порівняння продуктивності та ефективності різних покращених поверхонь для компактних теплообмінників все ще залишається важливою проблемою. Всі запропоновані методи встановлення критеріїв оцінки ефективності поверхонь з удосконаленою теплопередачею потребують порівняння з початковим теплообмінником, у якості якого найчастіше використовують теплообмінник з гладкою поверхнею. Починаючи з першої половини двадцятого століття, основна ідея полягала в порівнянні одного з трьох критеріїв оцінки, отриманих як співвідношення для нового та початкового теплообмінника: площі поверхні теплопередачі  $r_F$ , потужності насоса на прокачку носія тепла  $r_p$  і потужності нагріву  $r_Q$ , коли два інших співвідношення рівні. Цей підхід був додатково розроблений та описаний в роботі [1], де на основі аналізу попередніх досліджень були запропоновані критерії оцінки для поверхонь з інтенсифікацією теплопередачі в однофазних потоках. Залежно від мети та умов застосування теплообмінника, в роботі визначені конструктивні обмеження та розроблено систему критеріїв, по яких можна оцінити удосконалення поверхні теплообміну для рядка умов застосувань. Даний підхід було поглиблено в роботі [2]. Точна оцінка ефективності поверхні теплообміну вимагає точних співвідношень для визначення коефіцієнтів тепловіддачі та коефіцієнта тертя  $\alpha$  поверхню. Але, згідно [1], в режимі турбулентного потоку у трубах можна використати приблизні оцінки, отримані з деякими припущеннями.

**Критерії порівняння трубчастих поверхонь теплообміну.** При порівнянні двох різних трубчастих поверхонь теплообміну звичайно вводять кілька простих критеріїв ефективності підвищення теплопередачі. Порівняння проводиться між двома теплообмінниками, та розглядаються поверхні теплообміну всередині труб. Як правило, трубку з інтенсифікованою тепловіддачею позначають без індексу, та її діаметр –  $D$ .

Трубка, з якою вона порівнюється, позначається індексом 1, та її діаметр становить  $D_s$ . Даний підхід має наступні припущення:

1. Трубки повинні мати рівні діаметри,  $D = D_s$ ;
2. В обох теплообмінниках в каналах проходить теплообмін між однаковими теплоносіями, які рухаються з однаковою швидкістю потоку  $V$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$  і мають однакові фізичні властивості;
3. Температурні програми для двох теплообмінних апаратів однакові;
4. Коефіцієнт теплопередачі визначається згідно коефіцієнтам тепловіддачі чистих поверхонь без забруднень, так як термічні опори на чистій стінці значно менші, ніж термічний опір теплопередачі скрізь досліджувану стінку.

Розглянемо середовища, що протікають через  $n$  трубок теплообмінника з розходом потоку  $V$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$ . Потужність прокачування можна виразити:

$$P_p = V \cdot \Delta P = w \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot n \cdot f \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho \cdot 2 \cdot w^2, \quad (1)$$

де  $w$  – швидкість течії,  $\text{м}/\text{с}$ .

Для однакових властивостей рідини відношення потужності накачування в теплообміннику з інтенсифікованою поверхнею та порівняно зі стандартною трубою:

$$r_p = \frac{D \cdot n \cdot f(\text{Re}) \cdot L \cdot w^3}{D_1 \cdot n_1 \cdot f_1(\text{Re}_1) \cdot L_1 \cdot w_1^3} = \frac{(n \cdot L) \cdot f(\text{Re}) \cdot \text{Re}^3}{(n_1 \cdot L_1) \cdot f_1(\text{Re}_1) \cdot \text{Re}_1^3}. \quad (2)$$

Співвідношення площ теплопередачі:

$$r_F = \frac{(n \cdot L)}{(n_1 \cdot L_1)}. \quad (3)$$

Відношення коефіцієнтів теплової потужності:

$$r_Q = \frac{(n \cdot L) \cdot \text{Nu}}{(n_1 \cdot L_1) \cdot \text{Nu}_1}. \quad (4)$$

Для порівняння при одних і тих же потужності на прокачування та площі поверхні теплопередачі передбачається, що  $r_F = 1$  і  $r_p = 1$ . При порівнянні з гладкою трубою слід дотримуватися наступного співвідношення:

$$f(\text{Re}) \cdot \text{Re}^3 = f_s(\text{Re}_s) \cdot \text{Re}_s^3. \quad (5)$$

Якщо співвідношення для теплопередачі та гідравлічного опору відомі, потужність нагріву на обох поверхнях можна порівняти за співвідношенням коефіцієнтів тепловіддачі при рівній потужності прокачування:

$$\eta_Q = \left( \frac{h}{h_s} \right)_{PP} = \left( \frac{Nu(Re)}{Nu_s(Re_s)} \right)_{PP} = \eta \quad (6)$$

Ряд дослідників використовували відношення  $\eta$  як критерій для порівняння інтенсифікованих трубок. Наприклад, в роботі [3] цей коефіцієнт значиться як "ефективність роботи", у роботі [4] він зазначений як "індекс теплового посилення", а в статті [5] – "коефіцієнтом теплового посилення". Незважаючи на розбіжності у назві співвідношення (6), цей критерій має чітке фізичне значення: критерій ефективності  $\eta_Q$  визначає відношення потужності нагріву при рівній силі прокачування та площі теплопередачі для інтенсифікованих та гладких трубчастих поверхонь. Тим часом застосування цього критерію є дещо складним, тому що вимагає обчислення порівняних чисел Нуссельта при різних числах Рейнольдса, визначених виразом (5).

Для більш поширеного використання критерію (6), в роботі [1] були запропоновані деякі припущення щодо розрахунків чисел Рейнольдса, Нуссельта та коефіцієнта тертя. При розрахунку чисел Рейнольдса в співвідношенні (5) запропоновано використовувати однакоє значення показника ступеню для труби з інтенсифікованою поверхнею та для гладкої. Якщо показник ступеню числа Рейнольдса при розрахунку числа Нуссельта для гладкої труби дорівнює  $n$ , а для коефіцієнта тертя  $m$ , то коефіцієнт тертя в трубці з інтенсифікованою поверхнею (при однакових властивостях теплоносіїв):

$$f(Re) = B \cdot Re^m. \quad (7)$$

У трубці, з якою проводиться порівняння:

$$f_1(Re) = B_1 \cdot Re^m. \quad (8)$$

Відношення коефіцієнтів у цих рівняннях дорівнює відношенню коефіцієнтів тертя, обчислених для одних і тих же чисел Рейнольдса, тоді:

$$\frac{B}{B_1} = \left( \frac{f(Re)}{f_1(Re)} \right). \quad (9)$$

Звідки:

$$\frac{f(Re)}{f_1(Re_1)} = \left( \frac{f(Re)}{f_1(Re)} \right) \cdot \left( \frac{Re}{Re_1} \right)^m. \quad (10)$$

Та співвідношення (5) приймає наступний вид:

$$\left( \frac{f(Re)}{f_1(Re)} \right) \cdot \left( \frac{Re}{Re_1} \right)^m = \left( \frac{Re_1}{Re} \right)^3. \quad (11)$$

Відношення чисел Рейнольдса при порівнянні труб з однаковою потужністю накачування:

$$\frac{Re_1}{Re} = \left( \frac{f(Re)}{f_1(Re)} \right)^{\frac{1}{3+m}} \quad (12)$$

При розрахунках відношення чисел Нуссельта використовується цей же підхід:

$$\frac{Nu(Re)}{Nu_1(Re_1)} = \left( \frac{Nu(Re)}{Nu_1(Re)} \right) \cdot \left( \frac{Re}{Re_1} \right)^n \quad (13)$$

Вираз (12) можна використовувати також в співвідношенні (14). Тоді вираз для відношення теплової потужності (4) при  $nL=n_1L_1$  приймає вид:

$$\eta_Q = \left( \frac{Nu(Re)}{Nu_1(Re)} \right) / \left( \frac{f(Re)}{f_1(Re)} \right)^{\frac{n}{3+m}} \quad (14)$$

Для оцінки співвідношення потужності накачування  $\eta_p=r_p$ , коли потужність нагріву та площа поверхні теплообміну однакова, слід дотримуватися  $r_F=1$  і  $r_Q=1$ .

З рівнянь (4) та (13) при  $nL=n_1L_1$  отримуємо:

$$\left( \frac{Re}{Re_1} \right) = \left( \frac{Nu(Re)}{Nu_1(Re)} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (15)$$

Після підстановки рівнянь (10) та (15) до рівняння (2):

$$\eta_p = \left( \frac{f(Re)}{f_1(Re)} \right) \cdot \left( \frac{Re}{Re_1} \right)^{3+m} = \left( \frac{f(Re)}{f_1(Re)} \right) / \left( \frac{Nu(Re)}{Nu_1(Re)} \right)^{\frac{3+m}{n}} \quad (16)$$

При порівнянні з виразом (14), маємо відношення  $\eta_p$  до  $\eta_Q$ :

$$\eta_p = \eta_Q^{-\left(\frac{n}{3+m}\right)} \quad (17)$$

Для оцінки співвідношення площ передачі тепла  $\eta_F=r_F$ , коли потужність нагріву та потужність прокачування рівні, слід дотримуватися  $r_p=1$  і  $r_Q=1$ . У цьому випадку з рівнянь (2), (4), (11) та (13):

$$\frac{Nu(Re)}{Nu_1(Re)} \cdot \left( \frac{Re}{Re_1} \right)^n = \left( \frac{f(Re)}{f_1(Re)} \right) \cdot \left( \frac{Re}{Re_1} \right)^{m+3} \quad (18)$$

та

$$\frac{Re}{Re_1} = \left[ \left( \frac{f(Re)}{f_1(Re)} \right) / \left( \frac{Nu(Re)}{Nu_1(Re)} \right) \right]^{\frac{1}{n-(m+3)}} \quad (19)$$

З рівняння (4) при  $r_Q=1$  та враховуючи рівняння (13), маємо:

$$\frac{n \cdot L}{n_1 \cdot L_1} = \left\{ \left( \frac{Nu(Re)}{Nu_1(Re)} \right) \cdot \left[ \left( \frac{f(Re)}{f_1(Re)} \right) / \left( \frac{Nu(Re)}{Nu_1(Re)} \right) \right]^{\frac{n}{n-(m+3)}} \right\}^{-1} \quad (20)$$

З рівняння (3) при  $\eta_F=r_F$  отримуємо:

$$\eta_F = \left( \frac{Nu(Re)}{Nu_1(Re)} \right)^{\frac{n}{n-(m+3)-1}} / \left( \frac{f(Re)}{f_1(Re)} \right)^{\frac{n}{n-(m+3)}} = \left[ \left( \frac{Nu(Re)}{Nu_1(Re)} \right) / \left( \frac{f(Re)}{f_1(Re)} \right)^{\frac{n}{m+3}} \right]^{\frac{n}{n-(m+3)-1}} \quad (21)$$

Та вираз (17) приймає наступний вигляд:

$$\eta_F = \eta_Q^{\left( \frac{1}{\frac{n}{m+3}-1} \right)} \quad (22)$$

При порівнянні гладкої трубки з розвиненим турбулентним потоком можна вважати  $n = 0,8$  у співвідношенні для числа Нуссельта і  $m = -0,25$  у співвідношенні для коефіцієнта тертя. Критерій співвідношення потужностей нагріву обчислюється згідно співвідношення:

$$\eta_Q = \left( \frac{Nu(Re)}{Nu_s(Re)} \right) / \left( \frac{f(Re)}{f_s(Re)} \right)^{0.291} \quad (23)$$

Інші два критерії можна виразити через  $\eta_Q$  рівняннями (17) та (22) наступним чином:

$$\eta_P = \eta_Q^{-0.291}; \quad (24)$$

$$\eta_F = \eta_Q^{-1.41} \quad (25)$$

Важливо зазначити, що критерії  $\eta_P$  та  $\eta_F$  можна виразити через критерій  $\eta_Q$  простими рівняннями (17) та (22). Значення критерію  $\eta_Q$  характеризує відносну продуктивність інтенсифікованої трубки за всіма цими критеріями і цей критерій можна вва-

жати загальним коефіцієнтом покращення, як це зазначено в роботі [6], де для ступеню взятий показник 1/3:

$$\eta = \left( \frac{\text{Nu}(\text{Re})}{\text{Nu}_s(\text{Re})} \right) / \left( \frac{f(\text{Re})}{f_s(\text{Re})} \right)^{1/3} \quad (26)$$

Подібні співвідношення були запропоновані в [7], де  $m = -0,2$  і показник у рівнянні (23) дорівнює 0,286. Розрахунок приблизного характеру запропонованих рівнянь для  $\eta$  та  $\eta_0$  та отримана різниця в експонентах 0,291, 0,286 та 1/3 не є істотною, але для правильного порівняння різних інтенсифікованих поверхонь повинен використовуватися лише один із цих показників. Рівняння (26) було використано нещодавно деякими дослідниками для порівнянь продуктивності різних посиленних трубок, наприклад, як це зроблено в роботі [8].

**Порівняння пластинчатих теплообмінних апаратів з каналами різної геометричної форми.** При порівнянні двох пластинчатих теплообмінників з різною геометричною формою каналів, необхідно знати вирази для обчислення коефіцієнту тертя та чисел Нуссельта, які використовуються у рівняннях (23–25). Як і для трубчастих поверхонь, їх вид залежить від геометричної форми каналу. В роботі [9] наведені узагальнені рівняння для розрахунку коефіцієнту тертя для різноманітних форм гофрування. Рівняння для розрахунку чисел Нуссельта в умовах газових та водних потоків запропоновані в роботі [10], а для інших середовищ в роботі [11]. На цих рівняннях базується методика оптимального розрахунку розбірних пластинчатих теплообмінників [12]. Вони були застосовані в цій статті при порівнянні критеріїв для площі поверхні теплопередачі, насосної потужності і потужності нагріву.

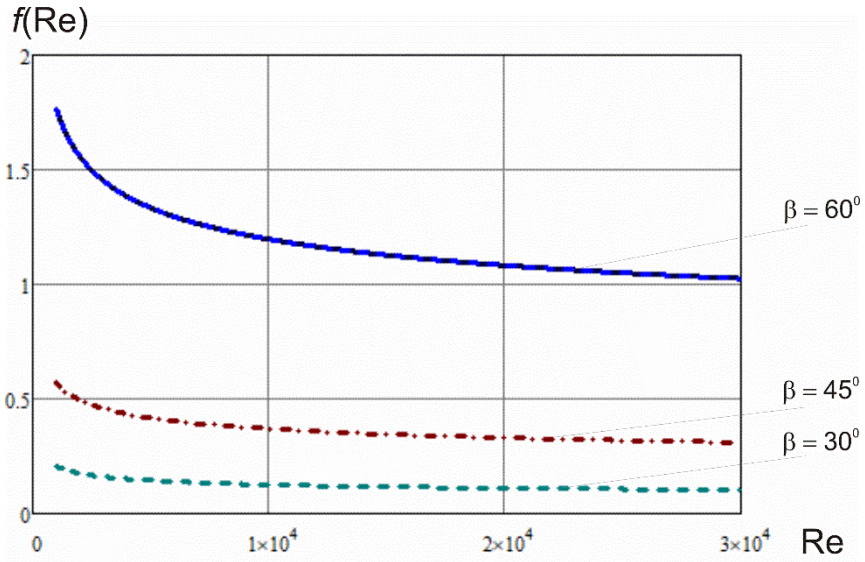
Для порівняння пластинчатих теплообмінних поверхонь були взяті дані для чотирьох експериментальних зразків гофрованих пластин, представлених в роботі [13] та наданих в таблиці 1. В розглянутих експериментах вода використовувалась як теплоносій. Результати розрахунку коефіцієнтів тертя та чисел Нуссельта для кожного виду гофрування наведені на рис. 1.

Таблиця 1 – Геометричні параметри експериментальних пластин роботи [10]

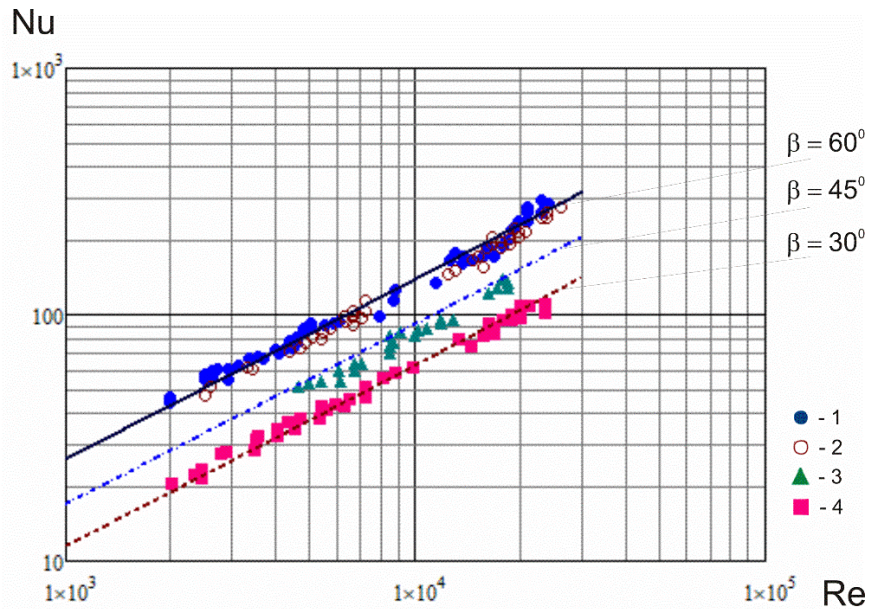
Зразок $N_0$	Шаг гофрування $S$ , мм	Висота гофрування $b$ , мм	Кут нахилу $\beta$ , град	Длина пластини $L$ , м	Ширина пластини $W$ , мм	Гідравлічний діаметр каналу $d_h$ , мм	$F_x$
1	18	5	60	1.0	225	9.6	1.15
2	36	10	60	1.0	225	19.3	1.15
3	18	5	45	1.0	225	9.3	1.15
4	18	5	30	1.0	225	9.0	1.15

При порівнянні зразок 4 (з кутом нахилу гофри 30°), таблиця 1, був взятий як початковий. Його параметри були порівняні зі зразком 1 (коефіцієнт  $\eta_{01}$ ) та зразком 3

(коефіцієнт  $\eta_{Q2}$ ). Був обчислений критерій продуктивності згідно рівняння (23) для чисел Рейнольдса від 1000 до 30000. При цьому коефіцієнт  $\eta_{Q1}$  змінювався у діапазоні від 1.137 до 1.2033 а  $\eta_{Q2}$  від 1.0641 до 1.0996. Це дає змогу визначити, що застосування пластин з гізним кутом нахилу у одному апараті веде до підвищення ефективності теплопередаючої поверхні з зростанням кута нахилу гофри найбільш на 20 відсотків.



а)



б)

Рисунок 1 – Коефіцієнт тертя (а) та тепловіддача (б) у різних каналах ПТА [10].  
1, 2, 3, 4 – експериментальні зразки, таблиця 1

У той самий час, як показано в роботі [12], площа поверхні пластинчатих теплообмінників у два та більше разів менша поверхні кожухотрубчастих теплообмінників для тих самих умов процесу теплопередачі. Таким чином, зміна кута нахилу гофри дає

можливість оптимізації теплових та гідравлічних показників пластинчастих теплообмінників згідно заданих умов процесу без істотного зменшення ефективності поверхні теплопередачі. Ці особливості дають переваги використанню пластинчастих теплообмінників при оптимізації капітальних витрат на теплообмінне обладнання в складних проектах розробки енергоефективних виробничих підприємств [14] та мінімізації площі поверхні для рекуперації [15]. При цьому треба враховувати показане в роботі [16] суттєве зменшення термічного опору забруднень в пластинчастих теплообмінниках, що може суттєво позначитись на результатах оптимізації та на виборі конструкції апарату для конкретних умов процесу, як показано в роботі [17].

**Висновки.** У статті представлено підхід до застосування критеріїв ефективності для порівняння різних типів теплообмінних апаратів. Це дозволяє оцінити оптимальні параметри конструкції теплообмінника для заданих умов експлуатації. Представлені рівняння (23–25) отримані для розвинутого турбулентного потоку з припущенням, що показники ступеню при числах Рейнольдса в виразах для інтенсифікованих трубок та каналів близькі за значенням до рівня в гладких трубах. Зазначені рівняння можна розглядати лише як деяке наближення, що дозволяє не тільки порівняти продуктивність різних інтенсифікованих поверхонь, але й оцінити вплив деяких параметрів на продуктивність теплопередачі. Важливим висновком є те, що для підвищення продуктивності поверхні теплообміну набагато важливіше збільшити значення числа Нуссельта, навіть за рахунок значного зростання коефіцієнта тертя. Розрахунок критерію продуктивності апаратів отриманий для декількох типів пластинчастих теплообмінників з різною гофрованою поверхнею, та визначено як отримати найпродуктивніше гофрування.

#### Література

1. Webb R.L. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1981. – Т. 24, № 4. – С. 715–726.
2. Барановский Н.В., Коваленко Л.М., Ястребенецкий А.Р. Пластинчатые и спиральные теплообменники. Машиностроение, Москва, 1973. 240 с.
3. Bilen K., Akyol U., Yapici S. Heat transfer and friction correlations and thermal performance analysis for a finned surface // *Energy Conversion and Management*. – 2001. – Т. 42, № 9. – С. 1071–1083.
4. Eiamsa-ard S., Thianpong C., Eiamsa-ard P. Turbulent heat transfer enhancement by counter/co-swirling flow in a tube fitted with twin twisted tapes // *Experimental Thermal and Fluid Science*. – 2010. – Т. 34, № 1. – С. 53–62.
5. Eiamsa-ard S., Wongcharee K., Eiamsa-ard P., Thianpong C. Heat transfer enhancement in a tube using delta-winglet twisted tape inserts // *Applied Thermal Engineering*. – 2010. – Т. 30, № 4. – С. 310–318.
6. Liu S., Sakr M. A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2013. – Т. 19. – С. 64–81.
7. Интенсификация теплообмена в каналах. / Калинин Э К. – 3-е изд., перераб. и доп изд. – Москва: Машиностроение, 1990.
8. Hasanpour A., Farhadi M., Sedighi K. A review study on twisted tape inserts on turbulent flow heat exchangers: The overall enhancement ratio criteria // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. – 2014. – Т. 55. – С. 53–62.



9. Arsenyeva O., Tovazhnyanskyy L., Kapustenko P., Khavin G., 2011, The generalised correlation for friction factor in crisscross flow channels of plate heat exchangers, *Chemical Engineering Transactions*, 25, 399–404.
10. Kapustenko P., Arsenyeva O., Dolgonosova O., 2011, The heat and momentum transfers relation in channels of plate heat exchangers, *Chemical Engineering Transactions*, 25: 357–362.
11. Arsenyeva O.P., Tovazhnyanskyy L.L., Kapustenko P.O., & Demirskiy O.V., 2014, Generalised semi-empirical correlation for heat transfer in channels of plate heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 70(2), 1208–1215.
12. Arsenyeva O., Tovazhnyanskyy L., Kapustenko P., Khavin G., 2009, Mathematical modelling and optimal design of plate-and-frame heat exchangers, *Chemical Engineering Transactions*. 18, 791–796.
13. Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Цыбульник В.А., 1980, Теплообмен и гидравлическое сопротивление щелевидных каналов сетчато-поточного типа пластинчатых теплообменников *Изв. вузов «Энергетика»*—М. 9,123–125.
14. Nemet A, Varbanov PS, Kapustenko P, Boldyryev S, Klemeš JJ., 2012, Capital cost targeting of total site heat recovery. *Chemical Engineering Transactions*, 29, 1447–52.
15. Boldyryev S, Varbanov P.S, Nemet A, Klemeš J.J, Kapustenko P., 2014, Minimum heat transfer area for Total Site heat recovery. *Energy conversion and management*. 87,1093–1097.
16. Gogenko A.L., Anipko O.B., Arsenyeva O.P., Kapustenko P.O., Accounting for fouling in plate heat exchanger design, *Chemical Engineering Transactions*, 12 (2007) 207–212.
17. Arsenyeva O.P., Tovazhnyanskyy L.L., Kapustenko P.O., Khavin G.L., Yuzbashyan A.P., Arsenyev P.Y., 2016, Two types of welded plate heat exchangers for efficient heat recovery in industry. *Applied Thermal Engineering*, 105, 763–773.

#### Bibliography (transliterated)

1. Webb R.L. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1981. – Т. 24, # 4. – С. 715–726.
2. Baranovskij N.V., Kovalenko L.M., Yastrebeneczkij A.R. *Plastinchaty`e i spiral`ny`e teploobmenniki*. Mashinostroenie, Moskva, 1973. 240 p.
3. Bilen K., Akyol U., Yapici S. Heat transfer and friction correlations and thermal performance analysis for a finned surface // *Energy Conversion and Management*. – 2001. – Т. 42, # 9. – С. 1071–1083.
4. Eiamsa-ard S., Thianpong C., Eiamsa-ard P. Turbulent heat transfer enhancement by counter/co-swirling flow in a tube fitted with twin twisted tapes // *Experimental Thermal and Fluid Science*. – 2010. – vol. 34, № 1. – P. 53–62.
5. Eiamsa-ard S., Wongcharee K., Eiamsa-ard P., Thianpong C. Heat transfer enhancement in a tube using delta-winglet twisted tape inserts // *Applied Thermal Engineering*. – 2010. – vol. 30, № 4. – P. 310–318.
6. Liu S., Sakr M. A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2013. – vol. 19. – P. 64–81.
7. Intensifikaciya teploobmena v kanalakh. / Kalinin E` K. – 3-e izd., pererab. i dop izd. – Moskva: Mashinostroenie, 1990.

8. Hasanpour A., Farhadi M., Sedighi K. A review study on twisted tape inserts on turbulent flow heat exchangers: The overall enhancement ratio criteria // International Communications in Heat and Mass Transfer. – 2014. – vol. 55. – P. 53–62.
9. Arsenyeva O., Tovazhnyansky L., Kapustenko P., Khavin G., 2011, The generalized correlation for friction factor in crisscross flow channels of plate heat exchangers, Chemical Engineering Transactions, 25, 399–404.
10. Kapustenko P., Arsenyeva O., Dolgonosova O., 2011, The heat and momentum transfers relation in channels of plate heat exchangers, Chemical Engineering Transactions, 25: 357–362.
11. Arsenyeva O.P., Tovazhnyansky L.L., Kapustenko P.O., & Demirskiy O.V., 2014, Generalised semi-empirical correlation for heat transfer in channels of plate heat exchanger. Applied Thermal Engineering, 70(2), 1208–1215.
12. Arsenyeva O., Tovazhnyansky L., Kapustenko P., Khavin G., 2009, Mathematical modelling and optimal design of plate-and-frame heat exchangers, Chemical Engineering Transactions. 18, 791–796.
13. Tovazhnyansky L.L., Kapustenko P.A., Czybul'nik V.A., 1980, Teploobmen i gidravlicheskie soprotivleniye shhelevidnykh kanalov setchato-potochnogo tipa plastinchatykh teploobmennikov Izv. vuzov «Energetika»–M. 9,123–125.
14. Nemet A, Varbanov PS, Kapustenko P, Boldyryev S, Klemeš JJ., 2012, Capital cost targeting of total site heat recovery. Chemical Engineering Transactions, 29, 1447–52.
15. Boldyryev S, Varbanov P.S, Nemet A, Klemeš J.J, Kapustenko P., 2014, Minimum heat transfer area for Total Site heat recovery. Energy conversion and management. 87,1093–1097.
16. Gogenko A.L., Anipko O.B., Arsenyeva O.P., Kapustenko P.O., Accounting for fouling in plate heat exchanger design, Chemical Engineering Transactions, 12 (2007) 207–212.
17. Arsenyeva O.P., Tovazhnyansky L.L., Kapustenko P.O., Khavin G.L., Yuzbashyan A.P., Arsenyev P.Y., 2016, Two types of welded plate heat exchangers for efficient heat recovery in industry. Applied Thermal Engineering, 105, 763–773.

УДК 66.045.01.

Арсеньєв П.Ю., ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л.Л., Арсен'єва О.П.

**КРИТЕРІЇ ДЛІЯ ПОРІВНЯННЯ МОДИФІКОВАНИХ КАНАЛІВ  
В ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТАХ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ПАСИВНИХ  
МЕТОДІВ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ**

На сьогодні існує тенденція використання компактних теплообмінних апаратів з удосконаленою поверхнею каналів, що дозволяє збільшити загальний коефіцієнт теплопередачі в апараті, але негативно впливає на гідравлічні характеристики руху рідини. Проблема вибору оптимальної конструкції становить пошук оптимальної геометрії поверхні теплообміну з оптимальною конструкцією теплообмінника для заданих технологічних умов, а не лише отримання найкращої геометрії поверхні загалом. При цьо-

му необхідно визначити критерії для об'єктивного порівняння продуктивності та ефективності різних покращених поверхонь компактних теплообмінників. У даній роботі розглянуті основні підходи щодо порівняння різних типів теплообмінних апаратів з інтенсифікацією теплопередачі та запропонований узагальнений підхід, який може використовуватися для попереднього вибору сучасного теплообмінного устаткування на промислових підприємствах.

**Ключові слова:** теплообмінний апарат, теплопередача, критерії оцінки, інтенсифікація теплопередачі.

Арсеньев П.Ю., Товажнянский Л.Л., Арсеньева О.П.

### **КРИТЕРИИ ДЛЯ СРАВНЕНИЯ МОДИФИЦИРОВАННЫХ КАНАЛОВ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ПАССИВНЫХ МЕТОДОВ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ**

В настоящее время существует тенденция использования компактных теплообменных аппаратов с усовершенствованной поверхностью каналов, что позволяет увеличить общий коэффициент теплопередачи в аппарате, но может негативно влиять на его гидравлические характеристики. Проблема выбора оптимальной конструкции является проблемой поиска оптимальной геометрии поверхности теплообмена с оптимальной конструкцией теплообменника для заданных технологических условий, а не только получение лучшей геометрии поверхности в целом. При этом необходимо определить критерии для объективного сравнения производительности и эффективности различных улучшенных поверхностей компактных теплообменников. В данной работе рассмотрены основные подходы к сравнению различных типов теплообменных аппаратов с интенсификацией теплопередачи и предложен обобщенный подход, который может использоваться для предварительного выбора современного теплообменного оборудования на промышленных предприятиях.

**Ключевые слова:** пластинчатый теплообменный аппарат, теплопередача, критерии оценки, интенсификация теплопередачи.

Arsenyev P., Tovazhnyansky L., Arsenyeva O.

### **CRITERIA FOR COMPARING MODIFIED CHANNELS IN HEAT EXCHANGERS USING PASSIVE METHODS OF HEAT TRANSFER INTENSIFICATION**

Today, there is a tendency to use compact heat exchangers with an improved channel surface, which increases the overall heat transfer coefficient of the apparatus, but has a negative effect on the hydraulic characteristics of the fluid. The problem with choosing the optimal design is to find the optimal geometry of the surface of the heat exchanger with the optimal design of the heat exchanger for the given technological conditions, and not only to obtain the best geometry of the surface as a whole. At the same time, it is necessary to define criteria for objective comparison of the performance and efficiency of various improved surfaces of compact heat exchangers. This paper discusses the basic approaches to comparing different types of heat exchangers with heat transfer intensification and proposes a generalized approach that can be used to pre-select modern heat exchangers at industrial plants.

**Keywords:** plate heat exchanger, heat transfer, comparison criteria, heat transfer intensification.