

ЗБІЛЬШЕННЯ РУШІЙНОЇ СИЛИ ПРОЦЕСУ ТЕПЛООБМІНУ ПРИ ВИКОРИСТАННІ РОЗПОДІЛЬНИХ ВСТАВОК

*Луняка К.В., Ключев О.І., Русанов С.А., Ардашев В.О.,
Херсонський національний технічний університет*

Представлено розрахунок рушійної сили процесу теплообміну в кожухотрубних теплообмінниках при використанні розподільних вставок.

Ключові слова: гідродинаміка руху рідини в трубах теплообмінника, рівномірність розподілу швидкості, розподільні пристрої, математичне моделювання.

Вступ. Вирівнювання швидкості руху теплоносія по трубах кожухотрубного теплообмінника з одночасною турбулізацією потоку сприяє збільшенню коефіцієнтів тепловіддачі, що рівнозначно підвищенню ефективності роботи цього виду апаратів. Відомі різні конструктивні рішення, що реалізують вказаний ефект. Значною частиною таких рішень є використання розподільних вставок різного типу, що встановлюють в міжтрубному просторі апарату. Наприклад, у комірках коридорного пучка труб встановлюються турбулізуючі стрижні [1], використовують плоскі охолоджуючі турбулізуючі перегородки, що частково перекривають переріз каналу [2]. В роботі [3] пропонується використовувати суцільні та перфоровані нахилені перегородки, орієнтовані уздовж і проти потоку, та інші рішення.

Нами запропонована конструкція теплообмінника, в якому верхня і нижня колекторні камери містять розподільні пристрої, що складаються з циліндричних вставок і перфорованого диска на спрямовуючих стержнях з пружинами з можливістю переміщення (рис. 1) [4-6]. Така конструкція дає можливість вводити рідину в колекторну камеру апарату тангенціально, що забезпечує більш рівномірний розподіл швидкостей теплоносія, ніж при осьовому введенні.

Циліндричні вставки у верхній і нижній колекторних камерах поділяють площу поверхні трубних решіток на дві поверхні – зовнішнього кільця і внутрішньої частини, яка знаходиться у середині вставки.

Перфорований диск дозволяє вирівняти швидкість рідини перед частиною трубної решітки теплообмінника, яка знаходиться в межах внутрішнього простору циліндричної вставки, в залежності від витрати рідини.

При використанні в кожухотрубному теплообміннику одночасно циліндричної і плоскої вставок ми отримуємо двоходовий теплообмінник, в одній частині якого теплоносії рухаються прямотечією, а в іншій – протитечією. У тій частині теплообмінника, де спостерігається прямотечійний рух теплоносіїв, при використанні двох названих вставок відбувається зміна характеру руху теплоносія: замість прямотечії (рис. 2, а) маємо змішану течію – по одній частині поверхні теплообміну потоки проходять прямотечійно, а по іншій – протитечією (рис. 2, б).

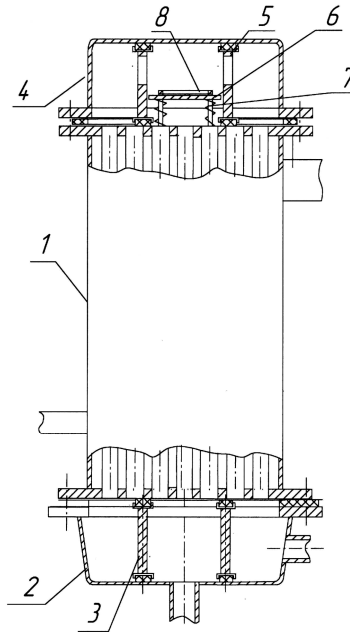


Рисунок 1 – Кожухотрубний теплообмінник зі встановленими у ньому циліндричною і плоскою вставками:

1 – кожух; 2 – нижня колекторна камера; 3 – циліндрична вставка; 4 – верхня колекторна камера; 5 – отвори циліндричної вставки; 6 – перфорований диск; 7 – спрямовуючі стержні; 8 – кільцева основа.

Мета роботи. Представляє інтерес, як впливає встановлення таких вставок на основну характеристику процесу теплообміну – середню різницю температур теплоносіїв. Знаходження вказаної рушійної сили процесу є метою даної публікації.

Рішення задачі. Задача про розподіл температур теплоносіїв у багатоходових теплообмінних апаратах за умови припущення сталого температурного режиму і сталості коефіцієнта теплопередачі та теплоємностей середовищ була вирішена в роботі [7]. Використовуючи даний підхід, ми провели розрахунки температур теплоносія на виході з апарату при прямотечійному і змішаному русі теплоносіїв.

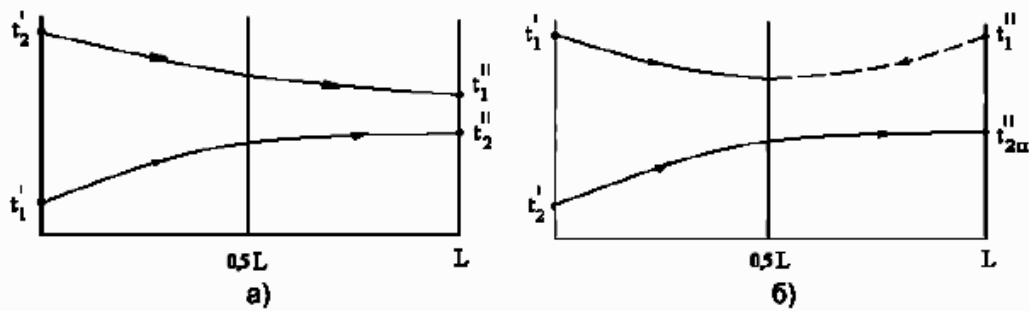


Рисунок 2 – Зміна температур теплоносіїв: а – при прямотечії; б – при змішаній течії теплоносія.

Температура «холодного» теплоносія на виході з апарату при прямотечії:

$$t_2'' = t_2' + (t_1' - t_2') \cdot \Pi \cdot \frac{G_1 \cdot c_1}{G_2 \cdot c_2}. \quad (1)$$

Температура холодного теплоносія у проміжній точці після проходження поверхні нагріву:

$$t_2 = t_2' + (t_1' - t_2') \cdot \Pi_1 \cdot \frac{G_1 \cdot c_1}{G_2 \cdot c_2}. \quad (2)$$

Температура холодного теплоносія після проходження першої половини поверхні нагріву в прототечії, а другої половини поверхні нагріву в протитечії:

$$t_{2\Pi}'' = t_2 + (t_1' - t_2) \cdot Z \cdot \frac{G_1 \cdot c_1}{G_2 \cdot c_2}. \quad (3)$$

Величини Π , Π_1 , Z являють собою функції, які визначаються по табличним даним [8]:

$$\begin{aligned} \Pi &= f\left(\frac{G_1 \cdot c_1}{G_2 \cdot c_1}; \frac{k \cdot \bar{f}}{G_1 \cdot c_1}\right), \\ \Pi_1 &= f\left(\frac{G_1 \cdot c_1}{G_2 \cdot c_2}; \frac{k \cdot f_1}{G_1 \cdot c_1}\right), \\ Z &= f\left(\frac{G_1 \cdot c_1}{G_2 \cdot c_2}; \frac{k \cdot f_1}{G_1 \cdot c_1}\right). \end{aligned} \quad (4)$$

Теплова продуктивність теплообмінника визначається з рівнянь теплового балансу:

$$\begin{aligned} Q &= G_1 \cdot c_1 (t_1' - t_1''), \\ Q &= G_2 \cdot c_2 (t_2'' - t_2'), \\ Q &= G_1 \cdot c_1 (t_1' - t_1'') = Q = G_2 \cdot c_2 (t_2'' - t_2'), \\ \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} &= \frac{(t_2'' - t_2')}{(t_1' - t_1'')}. \end{aligned} \quad (5)$$

Підставимо значення t_2 з рівняння (2) у рівняння (3) і отримаємо:

$$\begin{aligned} t_{2\Pi}'' &= \left[t_2' + (t_1' - t_2') \cdot \Pi_1 \frac{G_1 \cdot c_1}{G_2 \cdot c_2} \right] + \left\{ t_1' - \left[t_2' + (t_1' - t_2') \cdot \Pi_1 \frac{G_1 \cdot c_1}{G_2 \cdot c_2} \right] \right\} Z \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} = \\ &= t_2 + (t_1' - t_2) \cdot Z \cdot \frac{G_1 \cdot c_1}{G_2 \cdot c_2}. \end{aligned} \quad (6)$$

Для теплообмінника із заданою величиною поверхні нагріву F і постійним коефіцієнтом теплопередачі k прийемо відношення

$$\frac{k \cdot F}{G_1 \cdot c_1} = 1. \quad (7)$$

При русі теплоносія за змішаною течією за умови, що холодний теплоносій проходить половину поверхні нагріву в прямотечії, а другу половину – у протитечії, маємо:

$$\frac{kF}{G_1 c_1} = \frac{2kF_1}{G_1 c_1} = 1; \quad \text{або} \quad \frac{2kF_1}{G_1 c_1} = \frac{1}{2} = 0,5. \quad (8)$$

Задаємося температурами теплоносіїв:

$$t_1' = 100^\circ \text{C}; \quad t_1'' = 100^\circ \text{C}; \quad t_2' = 20^\circ \text{C}; \quad t_2'' = 50^\circ \text{C}.$$

Відношення

$$\frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} = \frac{50 - 20}{100 - 70} = \frac{30}{30} = 1,0$$

За таблицею [8, с. 50-51] визначаємо функції

- для прямотечії:

$$\frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} = 1,0 \wedge \frac{k \cdot F}{G_1 \cdot c_1} = 1,0 \Rightarrow \Pi = 0,43; \quad \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} = 1,0 \wedge \frac{k \cdot F_1}{G_1 \cdot c_1} = 0,5 \Rightarrow \Pi_1 = 0,32$$

- для протитечії:

$$\frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} = 1,0 \wedge \frac{k \cdot F_1}{G_1 \cdot c_1} = 0,5 \Rightarrow Z = 0,43;$$

тоді

$$t_2 = t_2' + (t_1' - t_2') \cdot \Pi_1 \cdot \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} = t_2' + (t_1' - t_2') \cdot 0,32 \cdot 1 = 0,68 \cdot t_2' + 0,32 t_1'$$

$$t_{2n}'' = t_2 + (t_1' - t_2) \cdot Z \cdot \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} = t_2 + (t_1' - t_2) \cdot 0,34 \cdot 1 = 0,66 t_2 + 0,34 t_1'$$

Побудуємо графік залежності $t_{2n}'' = f(t_1')$ і $t_2'' = f(t_1')$

Таблиця 1 – Дані для побудови графіку залежності $t_{2n}'' = f(t_1')$ і $t_2'' = f(t_1')$

$t_1', ^\circ \text{C}$	80	90	100	110	120
$t_{2n}'', ^\circ \text{C}$	53,1	58,6	64,1	69,6	75,1
$t_2'', ^\circ \text{C}$	45,8	50,1	54,4	58,7	63
$t_2, ^\circ \text{C}$	39,2	42,4	45,6	48,8	52

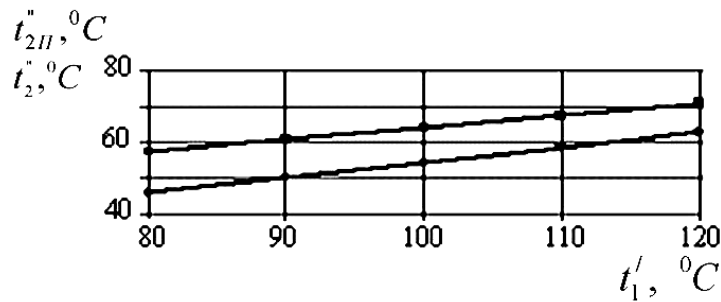


Рисунок 3 – Графік залежності $t''_{2n} = f(t'_1)$ і $t''_2 = f(t'_1)$. Верхня лінія – для змішаної течії, нижня – для прямиотечії.

Як бачимо з отриманих залежностей (рис. 3), для теплообмінних апаратів з розподільчими вставками в цілому зберігається пріоритет змішаній течії теплоносія за рахунок більш високої рушійної сили процесу.

Висновки. Таким чином, при змішаній течії теплоносія, яку забезпечує використання одночасно циліндричної і плоскої вставок, отримуємо на виході температуру на 10^0 вищу, ніж при прямиотечії, що обіцяє значні економічні вигоди, та може бути рекомендовано для впровадження.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Буглаев В. Т. Интенсификация теплообмена при поперечном обтекании коридорного пучка труб с различными схемами размещения в его ячейках турбулизирующих стержней / В. Т. Буглаев, А. А. Анисин // Интенсификация работы теплоэнергетических установок. Сборник научных трудов. – Брянск : Изд-во БГТУ. – 2000. – С. 9-20.
2. Пермяков А. Б. Повышение эффективности гладкотрубных конвективных поверхностей нагрева при использовании турбулизаторов / А. Б. Пермяков, С. М. Сергеев // Изв. Акад. Пром. Экол. – 1998 – № 3 – С. 54-58.
3. Heat transfer coefficient enhancement with perforated baffles / Dutta S., Dutta P., Jones. R. E., Khan J. A. // trans. ASME. J. Heat Transfer. – 1998. – 120, № 3. – P. 795-797.
4. Ключев О. І. Дослідження розподілу рідини по трубах кожухотрубчастого теплообмінника і методи вирівнювання швидкостей при радіальному введенні рідини в апарат / О. І. Ключев, К. В. Луняка, Г. А. Чумаков // Вісник Хмельницького національного університету. – 2005. – Частина 1, Т. 1. – С. 86-89.
5. Ключев О. І. Дослідження будови пристроїв для вирівнювання швидкостей теплоносія в трубах кожухотрубчастого теплообмінника / О. І. Ключев, К. В. Луняка, Г. А. Чумаков // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь, 2005. – Випуск 34. – С. 68-73.
6. Декларацийний патент на корисну модель. №11299, МПК F28D3/04. Теплообмінний апарат / Ключев О. І., Луняка К. В., Смагін П. В. – Заявлено 21.06.2005; Опубл. 15.12.2005, Бюл. № 12. – 4 с.

7. Математическое моделирование и системный анализ теплообменного оборудования : материалы всесоюзного совещания. – К. : Наукова думка, 1978. – 354 с.

8. Лебедев П. Д. Тепломассообменные, сушильные и холодильные установки / П. Д. Лебедев – М. : Энергия, 1972. –319 с.

Луняка К.В., Ключев О.И., Русанов С.А., Ардашев В.О. УВЕЛИЧЕНИЕ ДВИЖУЩЕЙ СИЛЫ ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ ВСТАВОК

Представлен расчет движущей силы процесса теплообмена в кожухотрубных теплообменниках при использовании распределительных вставок.

Ключевые слова: гидродинамика движения жидкости в трубах теплообменника, равномерность распределения скорости, распределительные устройства, математическое моделирование.

Lunyaika K.V., Kluev O.I., Rusanov S.A., Ardashev V.A. INCREASE OF MOTIVE FORCE OF HEAT EXCHANGE PROCESS WHEN USING DISTRIBUTIVE INSERTIONS

Calculation of motive force of heat exchange processes in shell-and-tube heat exchangers when using distributive insertions is represented.

Keywords: hydrodynamics of liquid movement in heat exchangers pipes, speed distribution uniformity, switching devices, mathematical modelling.