

## ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА

DOI: 10.31319/2519-2884.45.2024.17

УДК 66.045.129.2

**Клімов Р.О.**, к.т.н., доцент, ORCID ID: 0000-0002-7061-7028, e-mail: klroma@ukr.net

**Погорелий К.Ю.**, здобувач другого (магістерського) рівня, e-mail: pttet@i.ua

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

**Klimov Roman**, Candidate of technical sciences, Associate professor, Associate professor of the Department of Thermal Power Engineering

**Pogorelyy Kyrylo**, master's degree student

Dniprovsky State Technical University, Kamianske

### ВПЛИВ ВИЗНАЧАЛЬНИХ ФАКТОРІВ НА КОЕФІЦІЄНТ КОМПАКТНОСТІ ПІДІГРІВАЧІВ

*У роботі описано методику визначення впливу коефіцієнту оребрення, несучого діаметру оребреної трубки та довжини трубки, як основних факторів на коефіцієнт компактності підігрівача. За допомогою розробленої методики можна проаналізувати значення коефіцієнта компактності в достатньо простому формулюванні, використовуючи різні комбінації перерахованих вище факторів, і оптимізувати конструкцію підігрівача.*

**Ключові слова:** підігрівач; труба; коефіцієнт компактності; оребрення; фактор.

*The paper describes a method for determining the influence of the finning ratio, the bearing diameter of the finned tube and the tube length as the main factors on the compactness factor of the heater. Using the developed method, it is possible to analyze the value of the compactness factor in a fairly simple formulation, using various combinations of the above factors, and optimize the design of the heater.*

**Keywords:** heater; tube; compactness factor; finning; factor.

### Постановка проблеми

Теплообмінне устаткування займає важливе місце в більшій частині промислових технологічних процесів і особливо в системах тепlopостачання. Необхідність удосконалення теплообмінного обладнання не викликає сумнівів. Основними вимогами до нових рішень є енергозбереження, зниження металоемності та габаритних розмірів теплообмінників, підвищення надійності їх роботи [1, 2]. Основним технологічним рішенням, яке формується світовою практикою, для виконання цих вимог є ефективне використання компактних теплообмінних апаратів інтенсивної дії.

Інтенсифікація виробничих процесів в цілому в сучасності є загально визнаним напрямком технічного прогресу. Знаходження нових способів інтенсифікації процесів та розробка ефективних теплообмінних апаратів є актуальними проблемами та мають велике промислове значення.

### Аналіз останніх досліджень та публікацій

Основним показником якості роботи теплообмінника є така його споживча властивість як теплоенергетична ефективність. Чим більше коефіцієнт теплопередачі теплообмінника при заданих умовах та при заданих гідравлічних опорах, тим ефективніший теплообмінник. Більш точно цю закономірність характеризує приведений коефіцієнт теплоенергетичної ефективності, який показує число одиниць ефективності даної конструкції поверхні теплообміну, постійне для даної конструкції в еталонному режимі, прийнятому для порівняння. Фізично він показує інтенсивність тепловіддачі, яка приходить на одиницю енергетичних витрат на подолання гідравлічних опорів робочим середовищем в теплообміннику заданої конструкції.

Коефіцієнт теплопередачі достатньо складна величина, яка залежить від довершеності конструкції та вибору оптимальних технічних рішень теплообмінника. Якщо раціонально сконструювати прохідні перетини теплообмінного апарату та використати ефективну форму поверхні нагріву, то можна знизити загальний термічний опір передачі теплоти і відповідно збільшити коефіцієнт теплопередачі [3—6]. Розробка нових конструкцій теплообмінних апаратів, використання сучасних розвинених поверхонь нагріву, встановлення раціональних режимів експлуатації, модернізація та покращення роботи існуючих апаратів можливі лише на основі даних, які можуть бути отримані дослідним шляхом процесів, які протікають в апаратах [4, 5].

Для збільшення потужності підприємств теплообмінні апарати повинні бути ефективними, компактними, мати невелику металоємність. Інтенсифікація теплообміну в ряді випадків дозволяє вирішити всі ці задачі. Вона дозволяє збільшити продуктивність апаратів, зменшити їх габарити і металоємність, скоротити виробничі площі та розміри промислових будівель. Це також призводить до зменшення експлуатаційних витрат та зростання фондовіддачі.

#### Формулювання мети дослідження

Метою роботи є визначення впливу таких факторів як довжина однієї оребреної трубки, несучий діаметр оребрення трубки та коефіцієнт оребрення на оптимальне конструктивне виконання підігрівача стисненого повітря за показником коефіцієнту компактності підігрівача.

#### Виклад основного матеріалу

У дослідженні прийняті вихідні дані та параметри теплоносіїв, а також методику теплового розрахунку для проектування теплообмінного апарату для стисненого повітря, як і в роботах [3, 6]. Як було показано в [3] для обраної системи оптимальним є трирядне шахове компонування трубчастої системи з оребренням.

Одним з основних параметрів при виборі оптимізованого підігрівача є коефіцієнт компактності [3]

$$k_{kp} = \frac{k_o \pi d l \Sigma}{V} \quad (1)$$

З метою раціональної постановки експерименту з вивчення процесу побудування оптимальної конструкції теплообмінного апарату за критерієм коефіцієнту компактності підігрівача обрано центральний композиційний план другого порядку  $k = 3$  [3, 7]. Дослідженню підлягають наступні фактори:  $x_1$  — довжина однієї трубки, м;  $x_2$  — несучий діаметр оребрення, м;  $x_3$  — коефіцієнт оребрення. За функцію відгуку прийнято коефіцієнт компактності підігрівача  $y$ , м.

Рівні та інтервали варіювання факторів приведені в табл. 1, а матриця планування та експериментальні дані при проведенні досліджень — в табл. 2.

Таблиця 1. Рівні та інтервали варіювання факторів

Рівні та інтервали варіювання факторів	Довжина трубки $x_1$ , м	Несучий діаметр оребрення $x_2$ , м	Коефіцієнт оребрення $x_3$
Нульовий рівень ( $x=0$ )	0,4	0,016	9,0
Інтервал варіювання	0,2	0,004	4,0
Верхній рівень (+1)	0,6	0,02	13,0
Нижній рівень (-1)	0,2	0,012	5,0
Зіркова точка (+1,215)	0,643	0,02086	13,86
Зіркова точка (-1,215)	0,157	0,01114	4,14

Таблиця 2. Матриця планування та експериментальні дані при проведенні досліджень

Складова плану	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$y$
№ 1	+1	+1	+1	339,1
№ 2	-1	+1	+1	340,8

Продовження таблиці 2

№ 3	+1	-1	+1	342,1
№ 4	-1	-1	+1	372,9
№ 5	+1	+1	-1	272,1
№ 6	-1	1	-1	270,9
№ 7	1	-1	-1	314,4
№ 8	-1	-1	-1	348,8
№ 9	-1,215	0	0	342,7
№ 10	+1,215	0	0	333,2
№ 11	0	-1,215	0	366,2
№ 12	0	+1,215	0	340,2
№ 13	0	0	-1,215	288,8
№ 14	0	0	1,215	340,4
№ 15	0	0	0	368,9

Зв'язок між іменованими та кодованими величинами можна знайти з рівнянь [6]

$$x_1 = \frac{l_1 - 0,4}{0,2}; \quad x_2 = \frac{d_n - 0,016}{0,004}; \quad x_3 = \frac{k_{or} - 9}{4}, \quad (2)$$

де  $l_1$  — довжина однієї трубки, м;  $d_n$  — несучий діаметр оребрення, м;  $k_{or}$  — коефіцієнт оребрення труби.

Таким чином, з матриці планування видно, що досліди, виконані із залученням точок, забезпечують доказ наявності екстремального значення функції відгуку.

Для прийнятого плану модель має вигляд [6, 7]

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2. \quad (3)$$

Формули для розрахунку коефіцієнтів регресії в [6]. Проводячи обробку даних по рівнянням [6] можна отримати

$$k_{кр} = 354,975 - 7,056x_1 - 11,16x_2 + 22,956x_3 + 8,094x_1x_2 + 0,076x_1x_3 + 10,631x_2x_3 - 8,599x_1^2 + 1,697x_2^2 - 24,43x_3^2. \quad (4)$$

Порівняння розрахункового та табличного значень критерію Фішера  $F < F_{cr}$  показує, що рівняння моделі (4) адекватне істинній залежності з довірчою ймовірністю 95 %.

Результати розрахунку коефіцієнту компактності для різних значень факторів  $x_1$ ,  $x_2$  та  $x_3$  приведені на рис. 1—3.

Як видно з рис. 1 та з аналізу рівняння (4) найбільший вплив на коефіцієнт компактності за фактором  $x_3$ , тобто коефіцієнтом оребрення труби. Зміна довжини однієї трубки кардинально не впливає на значення коефіцієнту компактності. Найбільших значень коефіцієнту компактності можна досягнути збільшенням коефіцієнту оребрення трубок та зменшуючи довжину однієї трубки і її діаметр. Можна відзначити, що для будь якого коефіцієнту оребрення та несучого діаметру труби, коефіцієнт компактності при зміні довжини однієї трубки має максимум. Таким чином, при збільшенні коефіцієнту оребрення трубки можна швидко досягнути найбільших значень коефіцієнту компактності.

Коефіцієнт компактності досліджуваного підігрівача має явно виражений максимум, що видно на рис. 1.

Так як перевірка за критерієм Фішера регресійної залежності (4) показала її адекватність, то це дозволяє використовувати її для знаходження оптимальних геометричних параметрів підігрівачів стисненого повітря. В якості функції мети візьмемо коефіцієнт компактності  $k_{кр}$ . Для визначення оптимальних значень  $k_{кр}$  отримано систему рівнянь

$$\begin{cases} \frac{\partial k_{kp}}{\partial x_1} = -7,056 + 8,094x_2 + 0,076x_3 - 17,198x_1 = 0; \\ \frac{\partial k_{kp}}{\partial x_2} = -11,16 + 8,094x_1 + 10,631x_3 + 3,394x_2 = 0; \\ \frac{\partial k_{kp}}{\partial x_3} = 22,956 + 0,076x_1 + 10,631x_2 - 48,86x_3 = 0. \end{cases} \quad (5)$$

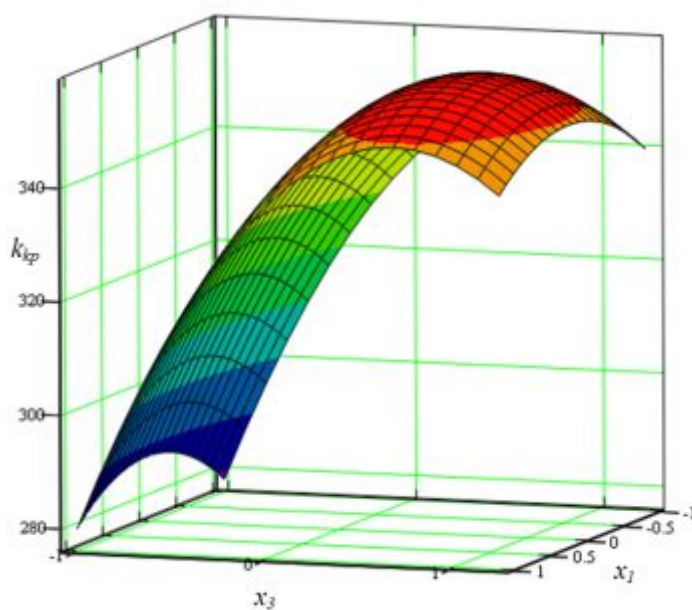


Рис. 1. Залежність коефіцієнту компактності теплообмінника від основних факторів впливу при  $x_2 = 0,994$

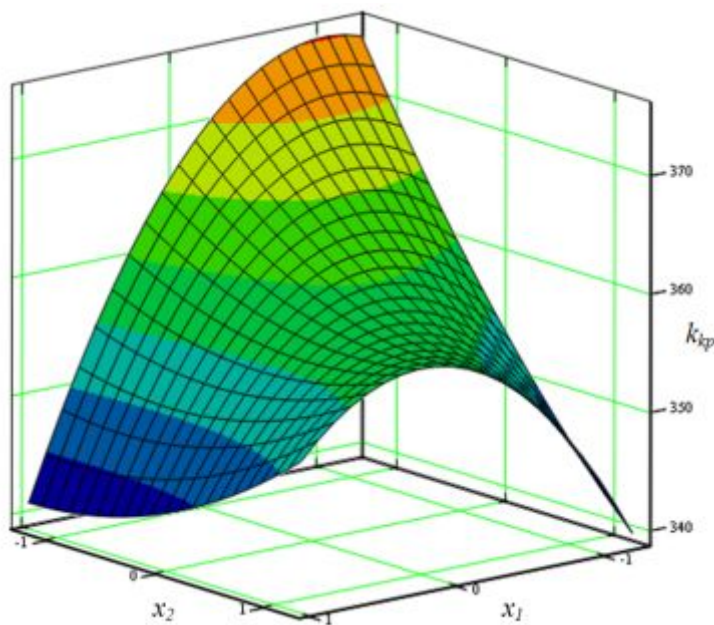


Рис. 2. Залежність коефіцієнту компактності теплообмінника від основних факторів впливу при  $x_3 = 0,686$

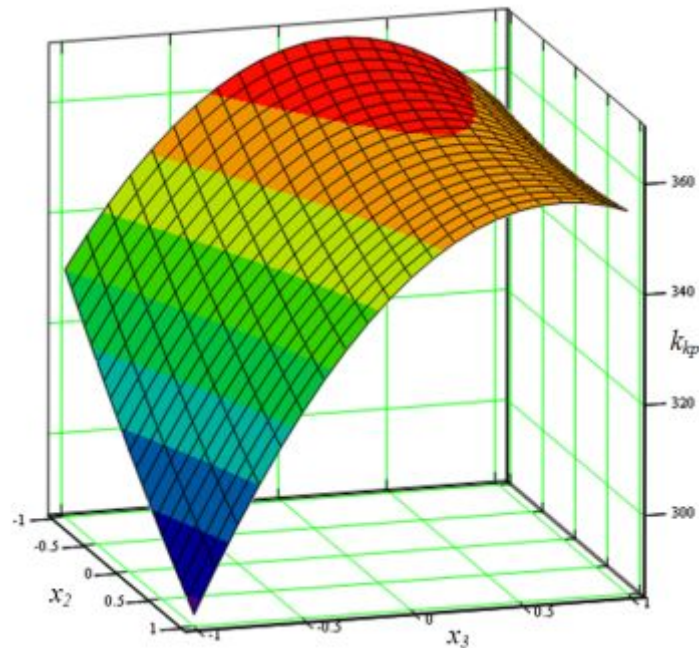


Рис. 3. Залежність коефіцієнту компактності теплообмінника від основних факторів впливу при  $x_1 = 0,061$

В результаті рішення системи рівнянь (5) отримано стаціонарну точку функції

$$\begin{cases} x_1 = 0,061; \\ x_2 = 0,994; \\ x_3 = 0,686. \end{cases} \quad (6)$$

В розмірному вигляді отриманим значенням коефіцієнтів відповідають  $l_1 = 0,412$  м,  $d_n = 0,02$  м,  $k_{or} = 11,74$ .

Залежність коефіцієнту компактності теплообмінника від двох основних факторів впливу при постійному оптимальному значенні третього фактору приведена на рис. 2 та 3. З цих рисунків також видно явно виражені максимуми зміни функції.

При використанні меншої довжини однієї трубки, значно зростає гідравлічний опір руху повітря в міжтрубному просторі, а при збільшенні коефіцієнта оребрення навпаки. При зменшенні довжини однієї трубки значно зростає їх загальна кількість для будівництва підігрівача. Тому в даному випадку доцільною є конструкція підігрівача з трьома трубками поперечно потоку, довжиною однієї трубки 0,412 м з несучим діаметром 0,02 м та коефіцієнтом оребрення 11,74, для яких коефіцієнт компактності має найбільше значення.

#### Висновки

Наведена методика визначення оптимальної конструкції нагрівача на основі такого параметру, як коефіцієнт компактності. Отримане рівняння дозволяє визначити вплив таких факторів, як довжина оребреної труби, несучий діаметр оребреної труби і коефіцієнт оребрення, на оптимальну конструкцію теплообмінного апарату за коефіцієнтом компактності. За допомогою розробленої методики можна проаналізувати значення коефіцієнта компактності в достатньо простому формулюванні, використовуючи різні комбінації перерахованих вище факторів, і оптимізувати конструкцію теплообмінника.

### Список використаної літератури

1. Клімов Р.О. Теплоенергетичні системи промислових підприємств. Навчальний посібник. Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2013. 200 с.
2. Kuppan T. Heat Exchangers. Classification, selection and thermal design. Third edition. Boca Raton, FL: CRC Press, 2024. 702 p.
3. Клімов Р.О., Луца Є.О. Багатофакторні моделі проектування теплообмінників. *Збірник наукових праць Дніпровського державного технічного університету (технічні науки)*. 2020. 2(37). С.49–54.
4. Wais P. Fluid flow consideration in fin-tube heat exchanger optimization, *Archives of Thermodynamics*. Vol. 31. No. 3. 2010, pp. 87–104.
5. Pis'mennyi E., Polupan G., Carvajal-Mariscal I. Handbook for Transversely Finned Tube Heat Exchanger Design. Academic Press, 2016. 188 p.
6. Клімов Р.О., Анісімов Д.О. Розвинені поверхні як фактор оптимізації конструкції теплообмінників. *Збірник наукових праць Дніпровського державного технічного університету (технічні науки)*. 2023. 1(42). С.140–146.
7. Нечаєв В.П., Берідзе Т.М., Кононенко В.В. Теорія планування експерименту. Навчальний посібник. К.: Кондор, 2005. 232 с.

### INFLUENCE OF DETERMINING FACTORS ON THE COMPACTNESS COEFFICIENT OF HEATERS

#### Abstract

Intensification of production processes in general is a generally recognized direction of technical progress in modern times. Finding new ways to intensify processes and developing effective heat exchangers are urgent problems and are of great industrial importance.

To increase the capacity of enterprises, heat exchangers must be efficient, compact, and have a small metal content. Intensification of heat exchange in some cases allows solving all these problems. It allows increasing the productivity of devices, reducing their dimensions and metal content, reducing production areas and the size of industrial buildings. This also leads to a decrease in operating costs and an increase in capital efficiency.

The work determines the influence of such factors as the length of one finned tube, the bearing diameter of the tube finning and the finning ratio on the optimal design of a compressed air heater in terms of the heater compactness coefficient.

The greatest influence on the compactness coefficient is the pipe finning ratio. Changing the length of one tube does not radically affect the value of the compactness coefficient. The largest values of the compactness coefficient can be achieved by increasing the tube finning coefficient and reducing the length of one tube and its diameter.

A method for determining the optimal heater design based on such a parameter as the compactness coefficient is presented. The obtained equation allows you to determine the influence of such factors as the length of the finned tube, the bearing diameter of the finned tube and the finning coefficient on the optimal design of the heat exchanger by the compactness coefficient. Using the developed method, you can analyze the value of the compactness coefficient in a fairly simple formulation, using various combinations of the factors listed above, and optimize the design of the heat exchanger.

#### References

- [1] Klimov, R.O. (2013). *Teploenergetichni sistemi promisloviikh pidpriemstv [Heat and power systems and industrial enterprises]*. Dniprodzerzhinsk: DDTU [in Ukrainian].
- [2] Kuppan, T. (2024) Heat Exchangers. Classification, selection and thermal design. Third edition. Boca Raton, FL: CRC Press.

- [3] Klimov, R.O., & Lusta, E.O. (2020). Mnogofaktornyye modeli proyektirovaniya teploobmennikov [Multi-factor heat exchanger design models]. *Collection of scholarly papers of Dniprovsk State Technical University (Technical Sciences)*, 2(37), 49–54 [in Ukrainian].
- [4] Wais, P. (2010) Fluid flow consideration in fin-tube heat exchanger optimization. *Archives of Thermodynamics*. Vol. 31, No. 3, 87–104.
- [5] Pis'mennyi, E., Polupan, G., & Carvajal-Mariscal, I. (2016). Handbook for Transversely Finned Tube Heat Exchanger Design. Academic Press.
- [6] Klimov, R.O., & Anisimov, D.O. (2023). Rozvyneni poverkhni yak faktor optymizatsiyi konstruktsiyi teploobminnykiv [Developed surfaces as a factor for optimizing the design of heat exchangers]. *Collection of scholarly papers of Dniprovsk State Technical University (Technical Sciences)*, 1(42), 140–146 [in Ukrainian].
- [7] Nechaev, V.P., Beridze, T.M., & Kononenko, V.V. (2005) *Teoriya planuvannya eksperymentu [Theory of experiment planning]*. K.: Condor [in Ukrainian].

*Надійшла до редколегії 18.11.2024*