

УДК: 621.184.54

## ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОБМІННИКІВ ВИПАРОВУВАЛЬНО-КОНДЕНСАЦІЙНОГО ТИПУ

Гершуні О.Н., канд. техн. наук, Письменний Є.М., доктор техн. наук, Ніщик О.П., канд. техн. наук

Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського",  
пр. Перемоги, 37, Київ, 03056, Україна

<https://doi.org/10.31472/ttpe.1.2020.4>

Отримано залежності з визначення оптимального співвідношення довжин зон випаровування і конденсації (висот каналів для проходження теплообмінюючих середовищ) щодо теплообмінників "газ-газ" на основі вертикальних поперечно-оребренних трубчатих двофазних термосифонів з точки зору досягнення мінімальної потужності, необхідної для прокачування середовищ в заданих умовах теплопередачі.

Получены зависимости по определению оптимального соотношения длин зон испарения и конденсации (высот каналов для течения теплообменивающихся сред) для теплообменников "газ-газ" на основе вертикальных поперечно-оребрённых трубчатых двухфазных термосифонов с точки зрения достижения минимальной мощности, необходимой для прокачивания сред в заданных условиях теплопередачи.

The correlations for optimal ratio between the lengths of evaporation and condensation zones (the heights of the channels for flow of heat exchanging media) in gas-to-gas heat exchangers based on vertical transversely finned tubular two-phase thermosiphons to achieve the minimal power required for pumping the media under the specified heat-transfer conditions are obtained.

Бібл. 7.

**Ключові слова:** теплообмінник випаровувально-конденсаційного типу, оптимізація співвідношення довжин зон теплопередавальних елементів, мінімізація потужності на прокачування теплообмінюючих середовищ.

$a$  – ширина прохідного перерізу;  
 $c_{gr}$ ,  $c_{px}$  – середні ізобарні теплоємності "гарячого" та "холодного" середовищ;  
 $d$  – зовнішній діаметр корпусу ТЕ;  
 $d_{ск}$  – еквівалентний діаметр перерізу каналу для проходження газового середовища;  
 $F_v$ ,  $F_k$  – площі поверхні теплообміну в зонах випаровування та конденсації ТЕ відповідно;  
 $F_r$ ,  $F_x$  – площі зовнішньої оребреної поверхні теплообміну в випаровувальній і конденсаційній зонах ТЕ відповідно;  
 $F_{кт}^b$ ,  $F_{кт}^k$  – номінальні площі сполучення оребрення з несучою поверхнею корпусу ТЕ в випаровувальній та конденсаційній зонах відповідно;  
 $G_r$ ,  $G_x$  – масові витрати "гарячого" та "холодного" середовищ;  
 $K_f$  – відношення площі живого перерізу для проходження газового середовища до повної площі перерізу каналу;  
 $L$  – довжина ТЕ, що дорівнює сумі довжин зон випаровування і конденсації;  
 $L_v$ ,  $L_k$  – довжини зон випаровування і конденсації відповідно;  
 $n_p$  – кількість ТЕ в ряду;  
 $n_{тр}$  – кількість ТЕ в трубному пакеті;  
 $R'_{r-x}$  – середній сумарний термічний опір теплопередачі, віднесений до одного ТЕ пакету;

$R_{кт}$  – питомий термічний опір контакту оребрення з несучою поверхнею корпусу ТЕ;  
 $T_r^{bx}$ ,  $T_x^{bx}$  – температури "гарячого" та "холодного" середовищ на вході в теплообмінник;  
 $V_{r(x)}$  – об'ємні витрати "гарячого" та "холодного" середовищ при відповідних середніх параметрах середовищ в каналах;  
 $W_{r(x)}$  – середні швидкості "гарячого" та "холодного" середовищ в живих перерізах каналів;  
 $z$  – кількість поперечних рядів ТЕ;  
 $\alpha_v$ ,  $\alpha_k$  – середні коефіцієнти тепловіддачі в випаровувальній і конденсаційній зонах ТЕ відповідно;  
 $\alpha_r$ ,  $\alpha_x$  – середні приведені коефіцієнти тепловіддачі від "гарячого" середовища до зовнішньої оребреної поверхні випаровувальної зони ТЕ і від зовнішньої оребреної поверхні конденсаційної зони ТЕ до "холодного" середовища відповідно;  
 $\Delta p_{r(x)}$  – аеродинамічні опори течії "гарячого" та "холодного" середовищ у відповідних каналах теплообмінника;  
 $\eta$  – коефіцієнт корисної дії засобів для прокачування теплообмінюючих середовищ;  
 $\nu_{r(x)}$ ,  $\rho_{r(x)}$  – коефіцієнти кінематичної в'язкості та густини "гарячого" і "холодного" середовищ при їх середніх температурах у відповідних каналах;  
 ВКТ – випаровувально-конденсаційний тип;  
 ТЕ – теплопередавальний елемент.

**Актуальність роботи.** Теплообмінники випарувально-кондесацийного типу (ВКТ) – це особливий вид теплообмінників з проміжним теплоносієм, в яких по замкнутому контуру (замкнутим контурам) циркулює не однофазний теплоносій, що заповнює систему, а здійснюється циркуляція двофазного теплоносія, що частково заповнює систему, за принципом замкнутого випарувально-кондесацийного циклу. Такі теплообмінні системи конструктивно оформлюються, як правило, у вигляді згрупованих в пакет автономних герметичних теплопередавальних елементів (ТЕ) ВКТ, якими відповідно до способу переміщення рідкого теплоносія можуть бути теплові труби або двофазні термосифони [1-3].

Процеси теплопередачі в теплообмінниках ВКТ характеризуються наступними особливостями: 1) просторове розділення потоків теплообмінюючих середовищ і можливість забезпечення їх протитоку; 2) можливість ефективного розвинення всієї зовнішньої теплообмінної поверхні, що контактує з потоками теплообмінюючих середовищ; 3) можливість трансформації густини теплового потоку при передаванні теплоти від "гарячого" до "холодного" середовища; 4) виникнення додаткових термічних опорів в системі, спричинених наявністю ТЕ ВКТ. Перші три особливості є безумовними достоїнствами теплообмінників ВКТ, що забезпечують їх теплофізичні переваги по відношенню до традиційних теплообмінних апаратів. Четверта ж особливість, будучи формальним недоліком системи, разом з тим і забезпечує появу вказаних достоїнств. Адже об'єктивно наявний внутрішній термічний опір ТЕ ВКТ при певних умовах перебивається зниженням зовнішніх термічних опорів, що досягається за рахунок розвинення зовнішніх теплообмінних поверхонь зі сторін обох теплообмінюючих середовищ. Зокрема, теплообмінники ВКТ є дуже ефективними, коли зовнішні теплообмінні поверхні ТЕ ефективно оребрені, а теплообмінюючими середовищами є газові потоки з відносно малоінтенсивним зовнішнім теплообміном в порівнянні з достатньо високою інтенсивністю внутрішніх теплообмінних процесів в зонах випарування і конденсації ТЕ ВКТ. При таких умовах сумарний термічний опір теплопередачі, що включає специфічний внутрішній термічний опір ТЕ ВКТ, може бути в кілька разів меншим, ніж сумарний термічний опір теплопередачі для традиційних рекуперативних систем. Порівняльний аналіз теплопередавальної здатності теплообмінників "газ-газ" ВКТ і рекуперативних трубчатих теплообмінників, який проведено авторами в роботі [4], показав значну перевагу за тепловими потоками, що передаються, теплообмінників ВКТ.

Трансформація густини теплового потоку (одна з вищезазначених особливостей процесів теплопередачі) здійснюється перерозподілом довжин зон випарування і конденсації ТЕ ВКТ, або, відповідно, висот каналів для проходження "гарячого" та "холодного" середовищ при незмінній загальній довжині ТЕ. Співвідношення довжин зон визначається положенням трубної дошки, що розділяє канали, і може змінюватися зі зміненням її положення. Змінення даного співвідношення призводить до відповідного перерозподілу площ теплообмінної поверхні в каналах і площ поперечного перерізу каналів для проходження потоків середовищ. А це, відповідно, призводить до певного змінення складових термічного опору теплопередачі та аеродинамічного опору течії середовищ в теплообміннику ВКТ. Отже, мають місце функціональні залежності зазначених опорів від співвідношення довжин зон випарування і конденсації ТЕ ВКТ.

В роботі [5] на основі закономірностей процесів теплообміну отримано функціональну залежність сумарного термічного опору теплопередачі, віднесеного до одного ТЕ пакету і представленого у безрозмірному вигляді, від співвідношення довжин зон випарування і конденсації. В результаті проведеного дослідження на екстремум цієї функції отримано рівняння для визначення оптимального співвідношення довжин зон, при якому теплообмінник "газ-газ" на основі вертикальних поперечно-ореброваних трубчатих двофазних термосифонів в заданих умовах теплопередачі характеризується мінімальним термічним опором і, відповідно, має мінімальну площу теплообмінної поверхні.

Не менш важливим завданням досліджень даного напрямку є проведення оптимізації конструктивних характеристик трубного пакету з точки зору мінімізації аеродинамічного опору і, відповідно, необхідної потужності для прокачування теплообмінюючих середовищ в теплообміннику ВКТ.

**Метою дослідження,** що представлено в даній статті, є отримання залежностей з визначення оптимального співвідношення довжин зон випарування і конденсації щодо теплообмінників "газ-газ" на основі вертикальних поперечно-ореброваних трубчатих двофазних термосифонів з точки зору досягнення мінімальної потужності, необхідної для прокачування обох теплообмінюючих середовищ в заданих умовах теплопередачі.

**Опис дослідження та отримані результати**

При реалізації мети даного дослідження в якості цільової функції оптимізації прийнято безрозмірне відношення теплового потоку  $Q$ , що передається, до суми потужностей  $(N_r + N_x)$ , що витрачаються на прокачування по каналах теплообмінника "гарячого" та "холодного" середовищ. Це безрозмірне відношення можна назвати коефіцієнтом енергетичної ефективності ( $K_e$ ) теплообмінника, який дорівнює:

$$K_e = \frac{Q}{N_r + N_x} \tag{1}$$

Тепловий потік  $Q$ , що передається теплообмінником ВКТ і обмежується термодинамічними умовами, при припущенні лінійного змінення температур "гарячого" та "холодного" середовищ в напрямках їх руху та прийманні в якості середньоінтегрального температурного напору середньоарифметичного температурного напору визначається формулою:

$$Q = \frac{T_r^{BX} - T_x^{BX}}{\frac{R'_{r-x}}{n_{tr}} + \frac{1}{2c_{pr} G_r} + \frac{1}{2c_{px} G_x}}, \tag{2}$$

в якій величина термічного опору  $R'_{r-x}$  є сумою складових:

$$R'_{r-x} = \frac{1}{\alpha_r F_r} + \frac{1}{\alpha_x F_x} + \frac{1}{\alpha_b F_b} + \frac{1}{\alpha_k F_k} + \frac{R_{кт}}{F_{кт}^B} + \frac{R_{кт}}{F_{кт}^K} \tag{3}$$

Для визначення  $R'_{r-x}$  в формулі (3) не враховані термічні опори теплопровідності стінки корпусу ТЕ в випарувальній і конденсаційній зонах, що пояснюється зневажно малим внеском цих величин в сумарний термічний опір.

Термічний опір  $R'_{r-x}$ , який є сумою складових згідно формули (3), можна виразити як функцію безрозмірної величини  $\gamma = L_b/L$ , що характеризує співвідношення довжин зон випаровування і конденсації ТЕ в теплообміннику ВКТ. Аналіз і визначення складових формули (3) в залежності від величини  $\gamma$  проведено в роботі [5], і після почленного ділення цієї формули на  $\frac{R_{кт}}{\pi dL}$  вона приймає безрозмірний вигляд і являє

собою безрозмірну функцію  $\overline{R'_{r-x}}$ , аргументом якої є безрозмірна величина  $\gamma$ :

$$\overline{R'_{r-x}} = G\gamma^{m-1} + H(1-\gamma)^{m-1} + M\gamma^{-0,33} + (N+1)(1-\gamma)^{-1} + \gamma^{-1} \tag{4}$$

Безрозмірні комплекси  $G, H, M, N$ , які входять до складових безрозмірної функції  $\overline{R'_{r-x}} = f_1(\gamma)$  і включають геометричні характеристики оребреної труби, трубного пакету та теплофізичні властивості теплообмінючих середовищ і теплоносія ТЕ, визначені в роботі [5].

Сума потужностей  $(N_r + N_x)$  визначається формулою:

$$N_r + N_x = \frac{\overline{V}_r \Delta p_r + \overline{V}_x \Delta p_x}{\eta} \tag{5}$$

Після підстановки в формулу (1) формул (2) і (5) отримаємо:

$$K_e = \frac{(T_r^{BX} - T_x^{BX})\eta}{\left(\frac{R'_{r-x}}{n_{tr}} + \frac{1}{2c_{pr} G_r} + \frac{1}{2c_{px} G_x}\right)(\overline{V}_r \Delta p_r + \overline{V}_x \Delta p_x)} \tag{6}$$

Аеродинамічні опори  $\Delta p_r$  і  $\Delta p_x$  проаналізовані в [6, 7] і визначаються формулою:

$$\Delta p_{r(x)} = k_c C'_z C_r z \left(\frac{W_{r(x)} d_{ек}}{v_{r(x)}}\right)^{-n} \frac{\rho_{r(x)} W_{r(x)}^2}{2}, \tag{7}$$

де безрозмірні величини  $k_c, C'_z, C_r, n$  і еквівалентний діаметр  $d_{ек}$  визначені в [7].

Позначаючи  $k_p = k_c C'_z C_r$ , враховуючи, що  $L_b = \gamma L$  і  $L_k = (1 - \gamma) L$ , та використовуючи наступні формули для середніх швидкостей газових середовищ:

$$W_r = \frac{\overline{V}_r}{K_F a L \gamma},$$

$$W_x = \frac{\overline{V}_x}{K_F a L (1-\gamma)},$$

отримаємо:

$$\bar{V}_r \Delta p_r + \bar{V}_x \Delta p_x = 0,5 k_p z \frac{d_{\text{ек}}^{-n}}{(K_F a L)^{2-n}} \left[ \rho_r v_r^n \bar{V}_r^{3-n} \gamma^{n-2} + \rho_x v_x^n \bar{V}_x^{3-n} (1-\gamma)^{n-2} \right]. \quad (8)$$

Підставляючи (8) в (6) і враховуючи, що

$$\bar{R}'_{r-x} = R'_{r-x} \frac{\pi d L}{R_{\text{кт}}},$$

отримаємо:

$$K_e = J \frac{1}{\left( \bar{R}'_{r-x} + T \right) \left[ \gamma^{n-2} + S(1-\gamma)^{n-2} \right]}, \quad (9)$$

де безрозмірні комплекси  $J, T, S$  мають вигляд:

$$J = \frac{2\pi d d_{\text{ек}}^n n_p L^{3-n} (K_F a)^{2-n} (T_r^{\text{вх}} - T_x^{\text{вх}}) \eta}{k_p \rho_r v_r^n R_{\text{кт}} \bar{V}_r^{3-n}},$$

$$T = \frac{\pi d L n_{\text{тр}}}{2R_{\text{кт}}} \left( \frac{1}{c_{\text{пр}} G_r} + \frac{1}{c_{\text{пх}} G_x} \right),$$

$$S = \frac{\rho_x}{\rho_r} \left( \frac{v_x}{v_r} \right)^n \left( \frac{\bar{V}_x}{\bar{V}_r} \right)^{3-n}.$$

Оскільки  $\bar{R}'_{r-x} = f_1(\gamma)$ , і ця функція визначена формулою (4), то коефіцієнт  $K_e$  згідно формули (9) також є функцією величини  $\gamma$ , тобто  $K_e = f_2(\gamma)$ .

Перша та друга похідні функції  $K_e = f_2(\gamma)$  мають вигляд:

$$\frac{dK_e}{d\gamma} = -J \frac{\frac{d\bar{R}'_{r-x}}{d\gamma} \left[ \gamma^{n-2} + S(1-\gamma)^{n-2} \right] + \left( \bar{R}'_{r-x} + T \right) (n-2) \left[ \gamma^{n-3} - S(1-\gamma)^{n-3} \right]}{\left( \bar{R}'_{r-x} + T \right)^2 \left[ \gamma^{n-2} + S(1-\gamma)^{n-2} \right]^2}, \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2 K_e}{d\gamma^2} = -J \left\{ \frac{\frac{d^2 \bar{R}'_{r-x}}{d\gamma^2} \left[ \gamma^{n-2} + S(1-\gamma)^{n-2} \right] + 2(n-2) \frac{d\bar{R}'_{r-x}}{d\gamma} \left[ \gamma^{n-3} - S(1-\gamma)^{n-3} \right]}{\left( \bar{R}'_{r-x} + T \right)^2 \left[ \gamma^{n-2} + S(1-\gamma)^{n-2} \right]^2} + \right. \\ \left. + \frac{(n-2)(n-3) \left( \bar{R}'_{r-x} + T \right) \left[ \gamma^{n-4} + S(1-\gamma)^{n-4} \right] - 2 \frac{U^2}{\left( \bar{R}'_{r-x} + T \right) \left[ \gamma^{n-2} + S(1-\gamma)^{n-2} \right]}}{\left( \bar{R}'_{r-x} + T \right)^2 \left[ \gamma^{n-2} + S(1-\gamma)^{n-2} \right]^2} \right\}, \quad (11) \end{aligned}$$

де

$$U = \frac{d \bar{R}'_{r-x}}{d\gamma} \left[ \gamma^{n-2} + S(1-\gamma)^{n-2} \right] + \left( \bar{R}'_{r-x} + T \right) (n-2) \left[ \gamma^{n-3} - S(1-\gamma)^{n-3} \right],$$

а похідні  $\frac{d \bar{R}'_{r-x}}{d\gamma}$ ,  $\frac{d^2 \bar{R}'_{r-x}}{d\gamma^2}$  визначено в роботі [5].

Умовою екстремуму функції  $K_e = f_2(\gamma)$  є:

$$\frac{dK_e}{d\gamma} = 0. \quad (12)$$

З урахуванням формул (10), (4) і формули для  $\frac{d \bar{R}'_{r-x}}{d\gamma}$ , наведеної в [5], рівняння (12) запишеться у вигляді:

$$\begin{aligned} & \left[ G(m-1)\gamma_e^{m-2} - H(m-1)(1-\gamma_e)^{m-2} - 0,33M\gamma_e^{-1,33} + (N+1)(1-\gamma_e)^{-2} - \gamma_e^{-2} \right] \left[ \gamma_e^{n-2} + S(1-\gamma_e)^{n-2} \right] + \\ & + (n-2) \left[ G\gamma_e^{m-1} + H(1-\gamma_e)^{m-1} + M\gamma_e^{-0,33} + (N+1)(1-\gamma_e)^{-1} + \gamma_e^{-1} + T \right] \left[ \gamma_e^{n-3} - S(1-\gamma_e)^{n-3} \right] = 0. \end{aligned} \quad (13)$$

Аналіз формули (11) показує, що для реальних діапазонів змінення визначаючих величин масмо  $\frac{d^2 K_e}{d\gamma^2} < 0$ . Тому графік функції  $K_e = f_2(\gamma)$  є випуклим, а екстремумом даної функції є максимум.

Тобто співвідношення  $\gamma_e$ , що визначається з рівняння (13), є оптимальним з точки зору досягнення максимуму коефіцієнта енергетичної ефективності  $K_e$  при заданих технічних вимогах.

Виконані в якості конкретних прикладів розрахунки підтвердили правомірність проведеного аналізу і показали працездатність запропонованих закономірностей для здійснення оптимізації конструктивного параметра  $\gamma$  по досягненню мінімальної необхідної потужності на прокачування по каналах теплообмінника ВКТ обох теплообмінюючих середовищ.

На основі заданих технічних вимог і визначеної величини  $\gamma_e$  здійснюються відповідні розрахунки теплообмінника ВКТ. Слід відзначити, що величина  $\gamma_e$  не співпадає з величиною  $\gamma_{opt}$ , яка визначена в роботі [5] і характеризує оптимальне співвідношення довжин зон випаровування та конденсації з точки зору досягнення мінімального термічного опору теплопередачі і, відповідно, мінімальної площі теплообмінної поверхні. Отже,  $\gamma_e \neq \gamma_{opt}$ , і остаточний вибір проектної величини  $\gamma$  визначається конкретними техніко-економічними вимогами до проектування теплообмінника ВКТ.

### Висновки

Визначені і проаналізовані особливості процесів теплопередачі в теплообмінниках ВКТ, що обумовлюють їх теплофізичні достоїнства і переваги по відношенню до традиційних теплообмінних апаратів. Показано, що реалізація однієї з цих особливостей, якою є трансформація густини теплового потоку при його передаванні від "гарячого" до "холодного" середовища, шляхом змінення співвідношення довжин зон випаровування і конденсації ТЕ ВКТ (змінення положення трубної дошки, що розділяє канали для проходження теплообмінюючих середовищ) дає можливість проведення дослідження з оптимізації зазначеного співвідношення з точки зору досягнення мінімальних термічного і аеродинамічного опорів щодо теплообмінників ВКТ.

Тому дана робота, що стосується однієї з частин такого дослідження, присвячена отриманню залежностей з визначення оптимального співвідношення довжин зон випаровування і конденсації щодо теплообмінників "газ-газ" на основі вертикальних поперечно-оребренних трубчатих двофазних термосифонів з точки зору досягнення мінімальної потужності, необхідної для прокачування теплообмінюючих середовищ в заданих умовах теплопередачі.

В якості цільової функції оптимізації прийнято безрозмірне відношення теплового потоку, що передається, до суми потужностей, що витрачаються на прокачування по каналах теплообмінника теплообмінюючих середовищ, яке названо коефіцієнтом енергетичної ефективності теплообмінника.

В проведеному дослідженні отримано функціональну залежність безрозмірного коефіцієнта енергетичної ефективності теплообмінника ВКТ від безрозмірного співвідношення довжин зон випаровування і конденсації. Аналіз цієї функції на екстремум показав, що для реальних діапазонів змінення визначаючих величин екстремум функції існує, і цим екстремумом є максимум. В результаті дослідження отримано рівняння для визначення оптимального співвідношення довжин зон (висот каналів для проходження теплообмінюючих середовищ), при якому коефіцієнт енергетичної ефективності приймає максимальне значення.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. *Zohuri B.* Heat Pipe Design and Technology. Second Edition, Switzerland, Springer, 2016, 513 p.
2. *Семена М.Г., Гершуні А.Н., Зарипов В.К.* Тепловые трубы с металловолокнистыми капиллярными структурами.–Киев: Вища школа, 1984. –216 с.
3. *Безродный М.К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О.* Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика.–Киев: Факт, 2005.– 704 с.
4. *Гершуні О.Н., Ніцик О.П.* Порівняльний аналіз теплопередаючої здатності теплообмінників випарувально-конденсаційного типу та рекуперативних трубчатих теплообмінників // *Промышленная теплотехника.* – 2010. – Т. 32, № 3. – С. 28–36.
5. *Гершуні О.Н., Письменный Є.М., Ніцик О.П.* Оптимізація характеристик теплообмінників випарувально-конденсаційного типу // *Теплофізика та теплоенергетика.* – 2019. – Т. 41, № 2. – С. 41–47.
6. *Письменный Е.Н.* Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребранных труб. – Киев: Альтерпрес, 2004.–244 с.
7. *Письменный Е.Н.* Расчет конвективных поперечно-оребранных поверхностей нагрева. – Киев: Альтерпрес, 2003. –184 с.

## ENHANCEMENT OF POWER EFFICIENCY OF EVAPORATING-CONDENSING HEAT EXCHANGERS

Gershuni A.N., Pysmennyy Ye.N., Nishchik A.P.

National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky  
Kyiv Polytechnic Institute", pr. Peremohy, 37, Kyiv, 03056,  
Ukraine

<https://doi.org/10.31472/ttpe.1.2020.4>

The aspects of heat transfer in evaporating-condensing heat exchangers conditioning their thermophysical merits and advantages as regards routine heat transferring devices are determined and analyzed. It is shown that implementation of one of these aspects which is transformation of heat flux density in its transferring from "hot" medium to "cold" one by changing the ratio of the lengths of the evaporation and condensation zones of evaporating-condensing heat transferring elements (positioning of tube plate separating the channels with heat exchanging media) allows studying optimization of the said ratio in respect to getting the minimal thermal and aerodynamic resistances of evaporating-condensing heat exchangers.

Thus, the concerned work on one of the parts of such study is aimed to derive the correlations for optimal ratio of evaporation and condensation zones in gas-to-gas heat exchangers based on vertical transversely finned tubular thermosiphons to spend the minimal power required to pump heat-exchanging media under the specified conditions of heat transfer.

As an objective function of optimization the dimensionless ratio of transferred heat flux to the sum of the powers provided to pump the heat-exchanging media through the heat-exchanger channels is accepted. This ratio is called a factor of heat exchanger power efficiency.

In the concerned study the functional dependence of dimensionless power efficiency factor of evaporating-condensing heat exchanger upon dimensionless ratio of the lengths of evaporation and condensation zones is derived. The performed extremum research of the dependence revealed that it has an extremum for an actual range of the determining parameters and this extremum is the maximum. The study resulted in an equation of optimal relationship between the zone lengths (the heights of the channels occupied by flowing heat-exchanging media) that corresponds to the maximal factor of power efficiency.

References 7.

**Key words:** evaporating-condensing heat exchanger, optimal ratio between the lengths of zones of heat transferring elements, minimal power for pumping heat exchanging media .

1. Zohuri B. Heat Pipe Design and Technology. Second Edition, Switzerland, Springer, 2016, 513 p.

2. Semena M.G., Gershuni A.N., Zaripov V.K. [Heat pipes with metal fiber capillary structures], Kyiv, [High school], 1984, 216 p. (in Rus.)

3. Bezrodnyy M.K., Pioro I.L., Kostyuk T.O. [Processes of transfer in two-phase thermosyphon systems. Theory and practice], Kyiv, [Fact], 2005, 704 p. (in Rus.)

4. Gershuni A.N., Nishchik A.P. [A comparative analysis of heat transfer capabilities of evaporation-condensation type heat exchangers and recuperative tube-type heat exchangers], [Industrial Heat Engineering], 2010, V.32, No.3, P.28-36. (in Ukr.)

5. Gershuni A.N., Pysmennyy Ye.N., Nishchik A.P. [Optimization of evaporation-and-condensation heat-exchanger performance], [Thermophysics and Thermal Power Engineering], 2019, V.41, No.2, P.41-47. (Ukr.)

6. Pysmennyy Ye.N. [Heat exchange and aerodynamics in the package of transversely finned tubes], Kyiv, [Alterpres], 2004, 244 p. (in Rus.)

7. Pysmennyy Ye.N. [Estimation of convective transversely finned heating surfaces], Kyiv, [Alterpres], 2003, 184 p. (in Rus.)

Отримано 24.01.2020

Received 24.01.2020