

УДК: 621.184.54

ОПТИМІЗАЦІЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОБМІННИКІВ ВИПАРОВУВАЛЬНО-КОНДЕНСАЦІЙНОГО ТИПУ

Гершуні О.Н., канд. техн. наук, **Письменний Є.М.**, докт. 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.2.2019.6>

Стаття присвячена оптимізації конструктивних характеристик теплообмінників "газ-газ" на основі вертикальних поперечно-оребrenних теплопередавальних елементів випаровувально-конденсаційного типу. На основі закономірностей процесів теплообміну отримано залежності для визначення оптимального співвідношення довжин зон випаровування і конденсації, при якому система теплопередачі в заданих умовах має мінімальну площу теплообмінної поверхні.

Стаття посвящена оптимізації конструктивних характеристик теплообмінників "газ-газ" на основі вертикальних поперечно-оребrenних теплопередавальних елементів випаровувально-конденсаційного типу. На основі закономірностей процесів теплообміну отримано залежності для визначення оптимального співвідношення довжин зон випаровування і конденсації, при якому система теплопередачі в заданих умовах має мінімальну площу теплообмінної поверхні.

The paper is relevant to optimization of the performance of gas-to-gas heat exchangers based on vertical transversely finned heat-transferring elements of evaporation-and-condensation type. The correlations taking into account the regularities of heat transfer for estimation of optimal ratio of the lengths of evaporation and condensation zones, under which the heat-transfer system has the minimum transferring surface corresponding to the specified conditions, were obtained.

Бібл. 10.

Ключові слова: теплообмінник випаровувально-конденсаційного типу, оптимізація конструктивних характеристик, мінімізація площі теплообмінної поверхні.

a – ширина прохідного перерізу;
 $c_{гр}$, $c_{рх}$ – середні ізобарні теплоємності "гарячого" та "холодного" середовищ;
 d – зовнішній діаметр корпусу ТЕ;
 $d_{вн}$ – внутрішній діаметр корпусу ТЕ;
 d_o – діаметр основи оребrenня;
 $F_{г}$, $F_{х}$ – площі зовнішньої оребrenної поверхні теплообміну в випаровувальній і конденсаційній зонах ТЕ відповідно;
 $F_{в}$, $F_{к}$ – площі поверхні теплообміну в зонах випаровування та конденсації ТЕ відповідно;
 $F_{кт}^{в}$, $F_{кт}^{к}$ – номінальні площі сполучення оребrenня з несучою поверхнею корпусу ТЕ в випаровувальній та конденсаційній зонах відповідно;
 $G_{г}$, $G_{х}$ – 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;
 $L_{в}$, $L_{к}$ – довжини зон випаровування і конденсації відповідно;
 $n_{тр}$ – кількість ТЕ в трубному пакеті;
 $Pr_{г(x)}$ – числа Прандтля середовищ при їх середніх температурах у відповідних каналах;
 Q_1 – середня величина теплового потоку, що

передається одним ТЕ теплообмінника ($Q_1 = Q / n_{тр}$);
 $R_{г-х}$ – сумарний термічний опір теплопередачі в системі від "гарячого" до "холодного" середовища;
 $R'_{г-х}$ – середній сумарний термічний опір теплопередачі, віднесений до одного ТЕ пакету;
 $R_{кт}$ – питомий термічний опір контакту оребrenня з несучою поверхнею корпусу ТЕ;
 r – теплота пароутворення проміжного теплоносія;
 $T_{г}^{вх}$, $T_{х}^{вх}$ – температури "гарячого" та "холодного" середовищ на вході в теплообмінник;
 $T_{нас}$ – температура насичення двофазного проміжного теплоносія ТЕ;
 $V_{г(x)}$ – об'ємні витрати середовищ при відповідних середніх параметрах середовищ в каналах;
 $\alpha_{г}$, $\alpha_{х}$ – середні приведені коефіцієнти тепловіддачі від "гарячого" середовища до зовнішньої оребrenної поверхні випаровувальної зони ТЕ і від зовнішньої оребrenної поверхні конденсаційної зони ТЕ до "холодного" середовища відповідно;
 $\alpha_{в}$, $\alpha_{к}$ – середні коефіцієнти тепловіддачі в випаровувальній і конденсаційній зонах ТЕ відповідно;
 λ_p , μ_p , ν_p – коефіцієнти теплопровідності, динамічної і кінематичної в'язкості проміжного теплоносія в рідинному стані;
 $\lambda_{г(x)}$, $\nu_{г(x)}$ – коефіцієнти теплопровідності і кінематичної в'язкості середовищ при їх середніх температурах у відповідних каналах;

ρ_p, ρ_r – густини проміжного теплоносія при температурі насичення в паровому і рідинному стані;
 σ – коефіцієнт поверхневого натягнення проміжного теплоносія при температурі насичення;

Актуальність роботи. Аналіз особливостей теплових процесів і можливостей традиційних способів теплопередачі в енергетичних технологіях показує доцільність і ефективність створення і впровадження систем теплопередачі ВКТ, або інакше – випарувально-конденсаційних систем. В цих системах теплопередача здійснюється теплою фазовою перетворення двофазного проміжного теплоносія, невелика кількість якого циркулює по замкнутому випарувально-конденсаційному контуру. Такі системи можуть бути конструктивно оформлені, як правило, у вигляді окремих або згрупованих в пакет автономних герметичних теплопередавальних пристроїв – теплових труб при здійсненні капілярного транспорту рідкого теплоносія чи двофазних термосифонів при здійсненні гравітаційної течії рідкого теплоносія [1-3].

Ефективність систем теплопередачі ВКТ спричинена наступними важливими їх достоїнствами: 1) забезпеченням просторового розділення джерела і стоку теплоти і, при цьому, високої ефективності теплопередачі від зони підведення до зони відведення теплоти; 2) забезпеченням в широких межах трансформації теплового потоку (його концентрації або деконцентрації в зоні тепловідведення відносно зони тепловідведення) і, зокрема, можливістю перерозподілу довжин зон теплообміну теплопередавальних елементів ВКТ; 3) можливістю ефективного розвинення зовнішньої теплообмінної поверхні в зонах підведення і відведення теплоти; 4) можливістю організації протитоку теплообмінюючих робочих середовищ; 5) суміщенням функцій ефективного теплопроводу (з надвисокою еквівалентною теплопровідністю) і ефективного радіатора з можливістю пасивного тепловідведення і при цьому відносно малими габаритами і масою, високою надійністю роботи при різній орієнтації в полі масових сил; 6) відсутністю витрати енергії зовнішніх джерел на переміщення внутрішнього проміжного теплоносія.

Основними напрямками практичної реалізації розробок і досліджень теплообмінних систем ВКТ в енергетичних технологіях можна вважати наступні.

1. Створення і впровадження теплообмінних апаратів ВКТ в якості виносних хвостових теплообмінних поверхонь і теплоутилізаторів котлів, іншого енергогенеруючого та паливо- і енерговикористовуючого

φ – коефіцієнт оребрення;
 ВКТ – випарувально-конденсаційний тип;
 ТЕ – теплопередавальний елемент.

устаткування. Зважаючи на вищезазначені достоїнства випарувально-конденсаційних систем, найбільш ефективними теплообмінниками ВКТ є теплообмінники типу "газ-газ" ("газ-повітря") в якості повітропідігрівачів, які впроваджуються в різних галузях [4] як додаткові хвостові теплоутилізатори з суттєвим підвищенням енергоефективності основного устаткування або як теплообмінні апарати, що заміщують зношені штатні повітропідігрівачі з суттєвим економічним ефектом від зменшення капітальних та експлуатаційних витрат.

2. Створення і впровадження пасивних систем тепловідведення і теплового захисту ВКТ стосовно об'єктів атомної енергетики, тому що комплекс вищезазначених достоїнств достатньо точно відповідає вимогам і умовам, що висуваються до пасивних систем теплопередачі в цій галузі. Зокрема, кожний теплопередавальний пристрій ВКТ (окремо або у складі системи) являє собою автономний циркуляційний контур, який може забезпечити високоефективне пасивне тепловіднесення із зони з радіоактивним середовищем в зону кінцевого поглинання теплоти і надійне розділення цих зон. Приклади схемно-конструктивних рішень пасивних систем тепловідведення ВКТ стосовно підсилення бар'єрів безпеки при тяжких аваріях на АЕС, охолодження відпрацьованого ядерного палива в сховищі камерного типу і підвищення вогнестійкості металоконструкцій будівель електростанцій в умовах пожежі представлено в роботі [5].

Вищезазначені достоїнства теплообмінників ВКТ забезпечують при певних умовах їх переваги над іншими типами теплообмінних апаратів. Зокрема, в роботі [6] проведено порівняльний аналіз теплопередавальної здатності теплообмінників "газ-газ" ВКТ і рекуперативних трубчатих теплообмінників. Аналіз показав значну перевагу за тепловими потоками, що передаються, теплообмінників ВКТ, причому ступінь цієї переваги залежить від конструктивних характеристик і параметрів пакетів труб, схем течій середовищ, співвідношень характеристик інтенсивності внутрішнього і зовнішнього теплообміну, термодинамічних характеристик процесів теплопередачі, теплофізичних властивостей теплообмінюючих середовищ і проміжного теплоносія.

Разом з тим, актуальним, безумовно, залишається завдання підвищення ефективності теплообмінників ВКТ

як таких, і зокрема, шляхом проведення оптимізації їх характеристик. Важливою задачею оптимізації є мінімізація площі теплообмінної поверхні, яка призводить до більшої компактності і меншої матеріалоемності теплообмінника ВКТ. З точки зору характеристик теплообмінних процесів таке формулювання задачі фактично тотожне формулюванню мінімізації сумарного термічного опору теплопередачі в системі при заданих видах теплообмінюючих середовищ, їх витратах і вхідних температурах, тепловому потоці, що передається.

Метою дослідження, що представлено в даній статті, є виявлення закономірностей для визначення оптимальних конструктивних параметрів теплообмінників типу "газ-газ" на основі вертикальних поперечно-орєблених трубчатих двофазних термосифонів (далі ТЕ) з точки зору досягнення мінімуму сумарного термічного опору в заданих умовах процесу теплопередачі.

Опис дослідження та отримані результати

Тепловий потік, що передається системою теплопередачі 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:

$$Q = \frac{T_{\Gamma}^{BX} - T_x^{BX}}{R_{\Gamma-x} + \left(\frac{1}{2c_{pr} G_{\Gamma}} + \frac{1}{2c_{px} G_x} \right)} \quad (1)$$

При проектуванні теплообмінної системи величини T_{Γ}^{BX} , T_x^{BX} , G_{Γ} , G_x , c_{pr} , c_{px} , Q є заданими. Тому з формули (1) однозначно визначається величина $R_{\Gamma-x}$. Отже, величина $R_{\Gamma-x}$ є фактично також заданою при проектуванні системи. Величина $R_{\Gamma-x}$ дорівнює:

$$R_{\Gamma-x} = \frac{R'_{\Gamma-x}}{n_{tr}} \quad (2)$$

Величина $R'_{\Gamma-x}$ визначається формулою:

$$R'_{\Gamma-x} = \frac{1}{\alpha_{\Gamma} F_{\Gamma}} + \frac{1}{\alpha_x F_x} + \frac{1}{\alpha_B F_B} + \frac{1}{\alpha_K F_K} + \frac{R_{KT}}{F_{KT}^B} + \frac{R_{KT}}{F_{KT}^K} \quad (3)$$

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

Оскільки величина $R_{\Gamma-x} = R'_{\Gamma-x} / n_{tr}$ є заданою при проектуванні, то мінімізація величини $R'_{\Gamma-x}$ призведе до відповідної мінімізації кількості ТЕ n_{tr} в трубному пакеті і тому призведе до мінімізації площі теплообмінної поверхні теплообмінника.

Отже, оптимізація по досягненню мінімальної площі теплообмінної поверхні фактично зводиться до мінімізації величини $R'_{\Gamma-x}$, яку можна розглядати як цільову функцію оптимізації.

Конструктивною характеристикою трубного пакету теплообмінника ВКТ, яку слід вважати важливою з точки зору можливості її оптимізації для забезпечення мінімізації величини $R'_{\Gamma-x}$, є співвідношення довжин зон випаровування і конденсації ТЕ, або, відповідно, висот каналів для проходження "гарячого" та "холодного" середовищ при незмінній загальній довжині ТЕ і незмінних габаритних розмірах теплообмінника, що проектується. Дане співвідношення визначається положенням трубної дошки, що розділяє канали, і може змінюватися зі змінням положення трубної дошки відповідно проекту. 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 перерозподілу термічних опорів, що входять в формулу (3). Отже, змінення співвідношення довжин зон випаровування L_B і конденсації L_K шляхом змінення положення трубної дошки (при незмінній загальній довжині ТЕ L і незмінних габаритних розмірах теплообмінника) призводить до змінення величини $R'_{\Gamma-x}$.

Тому доцільним є розгляд і аналіз співвідношення довжин L_B і L_K (оптимального положення трубної дошки) для оптимізації даної конструктивної характеристики з точки зору мінімізації термічного опору $R'_{\Gamma-x}$. Розглянемо цю актуальну задачу, що має суттєве практичне значення.

Введемо позначення $\gamma = L_B / L$. Тоді $L_B = \gamma L$ і $L_K = (1 - \gamma) L$.

Виразимо сумарний термічний опір $R'_{\Gamma-x}$ як функцію від γ . Для цього представимо окремі термічні опори, що входять як складові в формулу (3), в залежності від величини γ .

Спочатку розглянемо термічні опори

$(\alpha_r F_r)^{-1}$ і $(\alpha_x F_x)^{-1}$.

За результатами досліджень [7, 8] запишемо:

$$\alpha_{r(x)} = A_{r(x)} \Psi_{r(x)} \alpha_{\text{конв}r(x)},$$

де

$$A_{r(x)} = \frac{F_{p6}}{F} E_{r(x)} \mu_{p6} \Psi_E + \frac{F_T}{F},$$

$$\alpha_{\text{конв}r(x)} = B_{r(x)} W_{r(x)}^m,$$

$$B_{r(x)} = 1,13 C_z C_q \frac{\lambda_{r(x)} P_{r(x)}^{0,33}}{v_{r(x)}^m d_o^{1-m}}.$$

Середні швидкості газових середовищ в живих перерізах каналів дорівнюють:

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

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

Формули для площ F_r, F_x запишемо у вигляді:

$$F_r = C \gamma L,$$

$$F_x = C(1-\gamma)L,$$

де

$$C = \pi d_o \phi.$$

Тоді, враховуючи вищенаведені формули, отримаємо:

$$\frac{1}{\alpha_r F_r} = \frac{(K_F a)^m}{A_r B_r C} \frac{L^{m-1}}{\Psi_r \bar{V}_r^m} \gamma^{m-1}, \quad (4)$$

$$\frac{1}{\alpha_x F_x} = \frac{(K_F a)^m}{A_x B_x C} \frac{L^{m-1}}{\Psi_x \bar{V}_x^m} (1-\gamma)^{m-1}. \quad (5)$$

Далі розглянемо термічні опори $(\alpha_b F_b)^{-1}$ і $(\alpha_k F_k)^{-1}$.

Використовуючи результати досліджень [3, 9, 10], формули для α_b, α_k запишемо у вигляді:

$$\alpha_b = D \left(\frac{Q_1}{F_b} \right)^{0,67},$$

$$\alpha_k = E (\pi d_{\text{вн}})^{0,33} Q_1^{-0,33},$$

де

$$D = 0,075 \left[1 + 10 \left(\frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{р}} - \rho_{\text{п}}} \right)^{0,67} \right] \left(\frac{\lambda_{\text{п}}^2}{v_{\text{п}} \sigma T_{\text{нас}}} \right)^{0,33},$$

$$E = 1,04 g^{0,33} \lambda_{\text{п}} \left(\frac{r \rho_{\text{п}}^2}{\mu_{\text{п}}} \right)^{0,33}.$$

Формули для площ F_b, F_k запишемо у вигляді:

$$F_b = \pi d_{\text{вн}} L \gamma,$$

$$F_k = \pi d_{\text{вн}} L (1-\gamma).$$

Тоді отримаємо:

$$\frac{1}{\alpha_b F_b} = \frac{1}{D (\pi d_{\text{вн}})^{0,33} Q_1^{0,67}} \gamma^{-0,33}, \quad (6)$$

$$\frac{1}{\alpha_k F_k} = \frac{L^{-1}}{E (\pi d_{\text{вн}})^{1,33} Q_1^{0,33}} (1-\gamma)^{-1}. \quad (7)$$

Термічні опори $\frac{R_{\text{кт}}}{F_{\text{кт}}^b}$ і $\frac{R_{\text{кт}}}{F_{\text{кт}}^k}$ запишемо у вигляді:

$$\frac{R_{\text{кт}}}{F_{\text{кт}}^{\text{B}}} = \frac{R_{\text{кт}}}{\pi d L} \gamma^{-1}, \quad (8) \quad -0,33M\gamma^{-1,33} + (N+1)(1-\gamma)^{-2} - \gamma^{-2},$$

$$\frac{R_{\text{кт}}}{F_{\text{кт}}^{\text{K}}} = \frac{R_{\text{кт}}}{\pi d L} (1-\gamma)^{-1}. \quad (9) \quad \frac{d^2 \bar{R}'_{\text{r-x}}}{d\gamma^2} = G(m-1)(m-2)\gamma^{m-3} + H(m-1)(m-2)(1-\gamma)^{m-3} +$$

Після підстановки формул (4) ÷ (9) в формулу (3) і почленного ділення її на величину $\frac{R_{\text{кт}}}{\pi d L}$ отримаємо формулу (3) в безрозмірному вигляді, що являє собою безрозмірну функцію $\bar{R}'_{\text{r-x}}$, аргументом якої є безрозмірна величина γ :

$$\bar{R}'_{\text{r-x}} = G\gamma^{m-1} + H(1-\gamma)^{m-1} + M\gamma^{-0,33} + (N+1)(1-\gamma)^{-1} + \gamma^{-1}, \quad (10)$$

де безрозмірна функція $\bar{R}'_{\text{r-x}}$ і безрозмірні комплекси-константи G, H, M, N , що включають геометричні характеристики оребреної труби, трубного пакету та теплофізичні характеристики теплообмінюючих середовищ і теплоносія ТЕ, визначаються формулами:

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

$$G = \frac{\pi d (K_F a L)^m}{R_{\text{кт}} A_{\Gamma} B_{\Gamma} C \Psi_{\Gamma} \bar{V}_{\Gamma}^m},$$

$$H = \frac{\pi d (K_F a L)^m}{R_{\text{кт}} A_x B_x C \Psi_x \bar{V}_x^m},$$

$$M = \frac{2,15 d L^{0,67}}{R_{\text{кт}} D d_{\text{вн}}^{0,33} Q_1^{0,67}},$$

$$N = \frac{0,69 d Q_1^{0,33}}{R_{\text{кт}} E d_{\text{вн}}^{1,33}}.$$

Перша та друга похідні функції $\bar{R}'_{\text{r-x}} = f_1(\gamma)$ мають вигляд:

$$\frac{d \bar{R}'_{\text{r-x}}}{d\gamma} = G(m-1)\gamma^{m-2} - H(m-1)(1-\gamma)^{m-2} - \quad (11)$$

$$+ 0,44 M \gamma^{-2,33} + 2(N+1)(1-\gamma)^{-3} + 2\gamma^{-3}.$$

Оскільки комплекси G, H, M, N є додатними (позитивними) величинами; $0 < m < 1$; $0 < \gamma < 1$, то $\frac{d^2 \bar{R}'_{\text{r-x}}}{d\gamma^2} > 0$. Тому

графік функції $\bar{R}'_{\text{r-x}} = f_1(\gamma)$ є тільки увігнутим, а екстремумом даної функції є тільки мінімум. Умовою екстремуму (мінімуму) даної функції є:

$$\frac{d \bar{R}'_{\text{r-x}}}{d\gamma} = 0.$$

Враховуючи (11), отримаємо:

$$G(m-1)\gamma_{\text{опт}}^m - H(m-1)(1-\gamma_{\text{опт}})^{m-2} \gamma_{\text{опт}}^2 + (N+1)(1-\gamma_{\text{опт}})^{-2} \gamma_{\text{опт}}^2 - 0,33M\gamma_{\text{опт}}^{0,67} - 1 = 0. \quad (13)$$

Отже, функція $\bar{R}'_{\text{r-x}} = f_1(\gamma)$ має мінімум, а оптимальне значення $\gamma = \gamma_{\text{опт}}$, при якому вона має мінімум, визначається рівнянням (13).

Далі на основі заданих технічних вимог і отриманого значення $\gamma_{\text{опт}}$ виконується тепловий розрахунок, в результаті якого визначається мінімальне значення $n_{\text{тр}}$ і, відповідно, мінімальна величина площі поверхні теплообміну.

Виконані в якості конкретних прикладів розрахунки підтвердили правомірність проведеного аналізу і запропонованих закономірностей для здійснення оптимізації конструктивних характеристик трубних пакетів теплообмінників ВКТ.

Висновки

Визначені достоїнства і переваги систем теплопередачі ВКТ, які обумовлюють їх високу теплотехнічну ефективність, та показані основні напрями практичної реалізації розробок і досліджень таких систем в енергетичних технологіях. Разом з тим, актуальним є завдання подальшого підвищення ефективності теплообмінників

ВКТ, і зокрема, шляхом проведення оптимізації їх характеристик. Тому дана робота присвячена виявленню закономірностей для визначення оптимальних конструктивних параметрів теплообмінників типу "газ-газ" на основі вертикальних поперечно-оребренних трубчатих ТЕ з точки зору досягнення мінімуму термічного опору в заданих умовах процесу теплопередачі і, відповідно, мінімуму площі теплообмінної поверхні.

Виявлена важлива конструктивна характеристика трубного пакету теплообмінника ВКТ з точки зору можливості її оптимізації для забезпечення мінімізації сумарного термічного опору теплопередачі, а саме: співвідношення довжин зон випаровування і конденсації ТЕ, або, відповідно, висот каналів для проходження теплообмінюючих середовищ при незмінній загальній довжині ТЕ і незмінних габаритних розмірах теплообмінника, що проектується.

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 випаровування і конденсації. В результаті проведеного дослідження на екстремум цієї функції отримано рівняння для визначення оптимального співвідношення довжин зон, при якому система теплопередачі в заданих умовах має мінімальну площу теплообмінної поверхні.

Актуальним завданням подальших досліджень даного напрямку можна вважати проведення оптимізації конструктивних характеристик трубного пакету з точки зору мінімізації аеродинамічного опору і, відповідно, необхідної потужності при прокачуванні теплообмінюючих середовищ в теплообміннику ВКТ.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Семена М.Г., Гершуни А.Н., Заринов В.К.* Тепловые трубы с металловолоконистыми капиллярными структурами. – Киев: Вища школа, 1984. –216 с.
2. *Zohuri B.* Heat Pipe Design and Technology. Second Edition, Switzerland, Springer, 2016, 513 p.
3. *Безродный М.К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О.* Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах.– Киев: Факт, 2003.–480 с.
4. *Гершуни А.Н., Ницик А.П.* Разработка и внедрение эффективных теплоутилизаторов на основе теплопередающих элементов испарительно-конденсационного типа // Промышленная теплотехника. – 1997. – Т. 19, № 6. – С. 69–73.
5. *Гершуни А.Н., Письменный Е.Н., Ницик А.П.* Испарительно-конденсационные устройства для систем пассивного теплоотвода в атомной энергетике // Ядерная радиация и безопасность. –2017.–Вип. 1 (73).–С.16–23.
6. *Гершуни О.Н., Ницик О.П.* Порівняльний аналіз теплопередаючої здатності теплообмінників випарувально-конденсаційного типу та рекуперативних трубчатих теплообмінників // Промышленная теплотехника. – 2010. – Т. 32, № 3. – С. 28–36.
7. *Письменный Е.Н.* Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребранных труб. – Киев: Альтерпрес, 2004.–244 с.
8. *Письменный Е.Н.* Расчет конвективных поперечно-оребранных поверхностей нагрева. – Киев: Альтерпрес, 2003. –184 с.
9. *Лабунцов Д.А.* Вопросы теплообмена при пузырьковом кипении жидкости//Теплоэнергетика.–1972.– № 9. – С. 14–19.
10. *Исаченко В.П.* Теплообмен при конденсации.–М.: Энергия, 1977.–240 с.

OPTIMIZATION OF EVAPORATION-AND-CONDENSATION HEAT-EXCHANGER PERFORMANCE

Gershuni A.N., Pysmenny 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.2.2019.6>

Merits and advantages of the evaporation-and-condensation systems providing their high heat-engineering efficiency are defined and the main ways of their R&D implementation in the technologies of power generation are demonstrated. At the same time, the goal of further increase in efficiency of evaporation-and-condensation heat exchangers is actual and, in particular, by optimization of their performance. Therefore, the study under consideration concerns the regularities determining the optimal design features of gas-to-gas heat exchangers based on vertical transversely finned tubular heat-transferring elements of evaporation-and-condensation type as to the minimum thermal resistance under specified conditions of heat transfer and, respectively, to the minimum heat-exchanging surface.

An important design characteristic of a tubular package of evaporation-and-condensation type allowing to minimize total thermal resistance to heat transfer, namely, ratio of the lengths of evaporation and condensation zones or, respectively, of the channels' heights for heat-exchanging media under unchangeable both total length of heat-transferring elements and overall dimensions of the heat exchanger specified for construction was obtained.

Functional dependence of dimensionless total thermal resistance to heat transfer per one heat-transferring element of the package upon relationship of evaporation and condensation zone lengths was derived on the basis of heat-transfer regularities. Performed extremum research of the function resulted in an equation of optimal relationship between zone lengths for which a heat-transferring system has the minimal surface under the specified conditions.

References 10.

Key words: heat exchanger of evaporation-and-condensation type, optimization of design characteristics, minimization of heat-exchanging surface.

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

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

3. Bezrodnyy M.K., Pioro I.L., Kostyuk T.O. [Processes of transfer in two-phase thermosyphon systems], Kyiv, [Fact], 2003, 480 p. (Rus.)

4. Gershuni A.N., Nishchik A.P. [Elaboration and inculcation of effective heat recoverers based on heat transferring elements of evaporation-condensation type], [Industrial Heat Engineering], 1997, V.19, No.6, P.69-73. (Rus.)

5. Gershuni A.N., Pysmenny Ye.N., Nishchik A.P. [Evaporation-condensation devices for passive heat removal systems in nuclear power engineering], [Nuclear and Radiation Safety], 2017, No.1(73), P.16-23. (Rus.)

6. 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. (Ukr.)

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

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

9. Labuntsov D.A. [The aspects of heat exchange in nucleate boiling of liquid], [Thermal Engineering], 1972, No.9, P.14-19. (Rus.)

10. Isachenko V.P. [Condensation heat exchange], Moscow, [Energy], 1977, 240 p. (Rus.)

Отримано 12.03.2019

Received 12.03.2019