
ТЕПЛООБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ

УДК 620.91

Дослідження трубчатого мікрощілинного теплообмінника для відбору низькопотенційної теплоти

Е.С. Малкін¹, І.Е. Фуртат² М.І. Дьячков³, А.О. Обідник⁴

¹д-р техн. наук, професор, Київський національний університет будівництва і архітектури

²канд. техн. наук, доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури

³інженер, Київський національний університет будівництва і архітектури

⁴аспірант, Київський національний університет будівництва і архітектури

Виконано аналітичне обґрунтування конструкції дво- і чотири трубного теплообмінника. Наведена методика виконання експериментальних досліджень двотрубного трубчатого мікрощілинного теплообмінника, а також наведено результати його випробувань.

Ключові слова: теплообмінник, гаряче водопостачання, енергоефективність.

Вступ. Попередніми дослідженнями [1,2] доведено високу ефективність теплообміну в мікрощілинних каналах, розмір яких є меншим за товщину ламінарного прошарку при будь-яких значеннях чисел Рейнольдса, а також значно менших за масштаб турбулентності та мінімальних розмірів парових бульбашок. Теоретично і експериментально одержано високі значення коефіцієнта тепловіддачі від стінок каналу до води, показано відсутність скипання перегрітої води в таких каналах і ламінарний характер руху рідини в них незалежно від числа Рейнольдса (при $Re > 10^4$). Експериментально підтверджено результати теоретичних висновків [3] про незмінність значення чисел Нусельта при теплообміні в таких каналах:

- при $t = \text{const}$ $Nu = 4,84$ (односторонній теплообмін);
- $Nu = 7,56$ (двосторонній теплообмін);
- при $q = \text{const}$ $Nu = 5,40$ (односторонній теплообмін);
- $Nu = 8,24$ (двосторонній теплообмін).

Однак, експериментальне підтвердження цих положень виконано тільки на макетних зразках щілинних мікроканалів з односторонньою тепловіддачею для режиму $t = \text{const}$. Дослідження теплообмінників промислового типу за умови $q = \text{const}$ – не проводились.

Метою даної роботи була розробка конструкцій трубчато-мікрощілинних теплообмінників для відведення низькопотенційної теплоти скидної води систем гарячого водопостачання для попереднього нагріву водопровідної води. Розроблено дво- та чотиритрубний трубчато-мікрощілинні теплообмінники. Серед переваг двотрубного теплообмінника є простота його конструкції, а серед недоліків: менша поверхня тепловіддачі порівняно з чотиритрубним, через односторонню теплопередачу від скидної до водопровідної води та менше значення числа Нусельта.

I. Розрахунок для двотрубного трубчато-щілинного теплообмінника

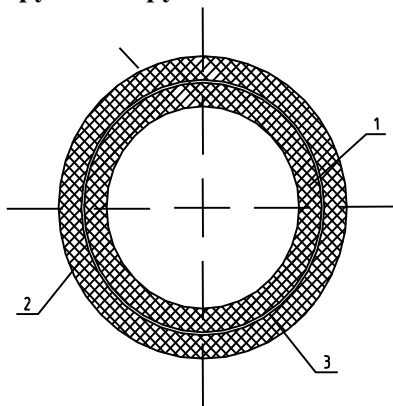


Рис. 1. Конструкція двотрубного трубчато-щілинного теплообмінника:
1 – труба $\varnothing 26.6 \times 2,3$; 2 – труба $\varnothing 32 \times 2,5$; 3 – кільцева щілина товщиною 0,2 мм

1. Швидкість скидної води:

$$W_{ск} = \frac{V_{ск}}{0,785 \cdot d_{вн}^2} = \frac{1,7 \cdot 10^{-4}}{0,785 \cdot 0,022^2} = 0,447 \text{ м/с},$$

де $V_{ск}$ – об'єм скидної води ($\text{м}^3/\text{с}$); $d_{вн}$ – внутрішній діаметр труби $\varnothing 26.6 \times 2,3$ ($d_{вн} = 0,022 \text{ м}$).

2. Визначаємо число Рейнольдса:

$$Re = \frac{W_{ск} \cdot d_{вн}}{\nu_{ск}} = \frac{0,447 \cdot 0,022}{8,05 \cdot 10^{-7}} = 1,22 \cdot 10^4,$$

де $\nu_{ск}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості скидної води ($\nu_{ск} = 8,05 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$).

3. Визначаємо число Прандтля для скидної води при $t_{срв} = 21,5^\circ\text{C}$, та для стінки при $t_{срст} = 25,75^\circ\text{C}$ [4]:

$$Pr_{рв} = 6,78$$

$$Pr_{ст} = 6,1$$

4. Визначаємо число Нусельта [5]:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_{рв}^{0,43} \left(\frac{Pr_{рв}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} = 0,021 \cdot (1,22 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 6,78^{0,43} \left(\frac{6,78}{6,1} \right)^{0,25} = 91,24$$

5. Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі скидної води:

$$\alpha_{ск} = \frac{Nu \cdot \lambda_{ск}}{d_{вн}} = \frac{91,24 \cdot 0,6}{0,022} = 2488 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}) = 2,488 \text{ кВт}/(\text{м}^2\text{К})$$

де $\lambda_{ск}$ – коефіцієнт теплопровідності скидної води ($\lambda_{ск} = 0,6 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$).

6. Визначаємо тепловіддачу водопровідної води для кільцевого мікроканалу з односторонньою тепловіддачею, для такого каналу при $q = \text{const}$ $Nu = 5,4$ і стала величина [1]:

$$\alpha_g = \frac{Nu \cdot \lambda_g}{d_{екв}} = \frac{5,4 \cdot 59,9 \cdot 10^{-2}}{4 \cdot 10^{-4}} = 8086 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}) = 8,806 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \text{ К})$$

де λ_g – коефіцієнт теплопровідності водопровідної води ($\lambda_g = 59,9 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$)

$$d_{екв} = 2 \cdot \delta = 2 \cdot 2 \cdot 10^{-4} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ (м)}$$

7. Визначаємо коефіцієнт теплопередачі:

$$\alpha'_g = \alpha_g \cdot \frac{d_2}{d_1} = 8086 \cdot \frac{0,0266}{0,022} = 9776 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$k = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ск}} + \frac{1}{\alpha'_g}} = \frac{1}{\frac{1}{2488} + \frac{1}{9776}} = 1983 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

8. Визначаємо тепловий потік:

$$q = k \cdot F \cdot \Delta t = 1983 \cdot 0,0835 \cdot 8,5 = 1407 \text{ Вт}/\text{м} = 1,407 \text{ кВт}/\text{м} \quad (1)$$

$F = \pi \cdot d_2 \cdot l = 3,14 \cdot 0,0266 \cdot 1 = 0,0835$ – площа теплообміну (м^2);

де d_2 – зовнішній діаметр труби $\varnothing 26,6 \times 2,3$ ($d_2 = 0,0266 \text{ м}$), l – довжина труби ($l = 1 \text{ м}$), Δt – середня різниця температур між поверхнею стінки і температурою води ($\Delta t = 8,5^\circ \text{C}$).

II. Розрахунок для чотиритрубного трубчато-щілинного теплообмінника

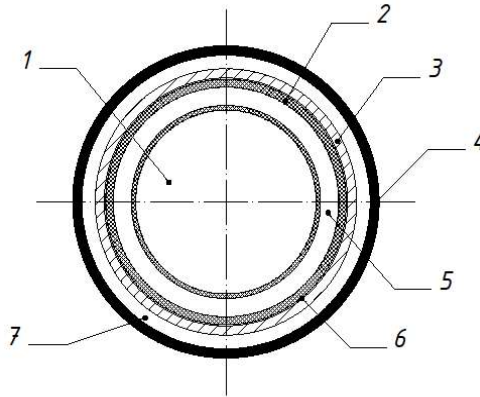


Рис. 2. Конструкція чотиритрубного трубчато-щілинного теплообмінника:

1 – вставка $\varnothing 42 \times 1,0$ (заглушена труба); 2 – труба $\varnothing 53,4 \times 1,7$;
3 – труба $\varnothing 58 \times 2,0$; 4 – труба $\varnothing 68 \times 2,0$; 5 – Кільцева щілина товщиною 4 мм; 6 – кільцева щілина товщиною 0,3 мм; 7 – кільцева щілина товщиною 3 мм;

1. Еквівалентний діаметр для проходу скидної води:

$$d_e = d_3 - d_{вн} \quad (2)$$

- За формулою (2) для щілини 1:

$$d_{e1} = d_2 - d_1 = 0,05 - 0,042 = 0,008 \text{ м}$$

- За формулою (2) для щілини 3:

$$d_{e3} = d_6 - d_5 = 0,064 - 0,058 = 0,006 \text{ м}$$

де d_1 – зовнішній діаметр труби $\varnothing 42 \times 1,0$ ($d_1 = 0,042 \text{ м}$); d_2 – внутрішній діаметр труби $\varnothing 53,4 \times 1,7$ ($d_2 = 0,05 \text{ м}$); d_5 – зовнішній діаметр труби $\varnothing 58 \times 2,0$ ($d_5 = 0,058 \text{ м}$); d_6 – внутрішній діаметр труби $\varnothing 68 \times 2,0$ ($d_6 = 0,05 \text{ м}$). Еквівалентний діаметр для проходу водопровідної води:

$$d_{e2} = 2 \cdot \delta = 2 \cdot 3 \cdot 10^{-4} = 6 \cdot 10^{-4} \text{ (м)}$$

де δ – ширина мікрощілини ($\delta = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}$)

2. Швидкість руху скидної води:

$$W_{ск} = \frac{V_{ск}}{f_{пр}} \quad (3)$$

- За формулою (3) для щілини 1:

$$W_{ск1} = \frac{V_{ск1}}{f_{пр1}} = \frac{8,5 \cdot 10^{-5}}{5,78 \cdot 10^{-4}} = 0,147 \text{ м/с}$$

- За формулою (3) для щілини 3:

$$W_{ск2} = \frac{V_{ск3}}{f_{пр3}} = \frac{8,5 \cdot 10^{-5}}{5,75 \cdot 10^{-4}} = 0,148 \text{ м/с}$$

де $f_{пр1}, f_{пр3}$ – площа перерізу щілини 1 та щілини 3 відповідно:

$$f_{пр1} = 0,785 \cdot (d_2^2 - d_1^2) = 0,785 \cdot (0,05^2 - 0,042^2) = 5,78 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

де $f_{пр3}$ – площа перерізу щілини 3:

$$f_{пр3} = 0,785 \cdot (d_6^2 - d_5^2) = 0,785 \cdot (0,064^2 - 0,058^2) = 5,75 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

3. Критерій Рейнольдса:

$$Re = \frac{W_{ск} \cdot d_e}{\nu} \quad (4)$$

- За формулою (4) для щілини 1:

$$Re_1 = \frac{W_{ск1} \cdot d_{e1}}{\nu} = \frac{0,147 \cdot 0,008}{8,05 \cdot 10^{-7}} = 1460$$

- За формулою (4) для щілини 3:

$$Re_3 = \frac{W_{ск3} \cdot d_{e3}}{\nu} = \frac{0,148 \cdot 0,006}{8,05 \cdot 10^{-7}} = 1103$$

4. Критерій Нусельта[5]:

$$Nu = 0,017 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_{р\delta}^{0,4} \cdot \left(\frac{Pr_{р\delta}}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{d_3}{d_6} \right)^{0,18} \quad (5)$$

- За формулою (5) для щілини 1:

$$\begin{aligned} Nu_1 &= 0,017 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,4} \cdot \left(\frac{Pr_n}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{0,18} = \\ &= 0,017 \cdot 1460^{0,8} \cdot 6,78^{0,4} \cdot \left(\frac{6,78}{6,1} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,05}{0,042} \right)^{0,18} = 13,17 \end{aligned}$$

- За формулою (5) для щілини 3:

$$\begin{aligned} Nu_3 &= 0,017 \cdot Re_3^{0,8} \cdot Pr_3^{0,4} \cdot \left(\frac{Pr_n}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{d_6}{d_5} \right)^{0,18} = \\ &= 0,017 \cdot 1103^{0,8} \cdot 6,78^{0,4} \cdot \left(\frac{6,78}{6,1} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,064}{0,058} \right)^{0,18} = 10,38 \end{aligned}$$

5. Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі скидної та водопровідної води:

$$\alpha_{ck1} = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_{ck}}{d_{e1}} \quad (6)$$

- За формулою (6) для щілини 1:

$$\alpha_{ck1} = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_{ck}}{d_{e1}} = \frac{13,17 \cdot 0,6}{0,008} = 988 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$$

- За формулою (6) для щілини 2:

$$\alpha_g = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_g}{d_{e2}} = \frac{8,24 \cdot 0,6}{6 \cdot 10^{-4}} = 8240 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$$

- За формулою (6) для щілини 3:

$$\alpha_{ck3} = \frac{Nu_3 \cdot \lambda_{ck}}{d_{e3}} = \frac{10,38 \cdot 0,6}{0,006} = 1037 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$$

6. Визначаємо коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ck}} + \frac{1}{\alpha_g}} \quad (7)$$

$$\alpha'_g = \alpha_g \cdot \frac{d_4}{d_3} = 8240 \cdot \frac{0,054}{0,0534} = 8332,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$$

де d_4 – внутрішній діаметр труби $\varnothing 58 \times 2,0$ ($d_4 = 0,054 \text{ м}$), d_3 – зовнішній діаметр труби $\varnothing 53,4 \times 1,7$ ($d_3 = 0,0534 \text{ м}$).

- За формулою (7) для щілини 1:

$$k_1 = \frac{1}{R_1} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ck1}} + \frac{1}{\alpha'_g}} = \frac{1}{\frac{1}{988} + \frac{1}{8332,6}} = 883 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

- За формулою (7) для щілини 3:

$$k_3 = \frac{1}{R_3} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ck3}} + \frac{1}{\alpha'_g}} = \frac{1}{\frac{1}{1037} + \frac{1}{8332,6}} = 922 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

7. За формулою (1) визначаємо тепловий потік:

- для щілини 1

$$q_1 = k_1 \cdot F_1 \cdot \Delta t_1 = 883 \cdot 0,157 \cdot 8,5 = 1178 \text{ Вт}/\text{м}$$

- для щілини 3

$$q_3 = k_3 \cdot F_3 \cdot \Delta t_3 = 922 \cdot 0,182 \cdot 8,5 = 1426 \text{ Вт}/\text{м}$$

де $F_1 = \pi \cdot d_2 \cdot l = 3,14 \cdot 0,05 \cdot 1 = 0,157 \text{ м}^2$, $F_3 = \pi \cdot d_5 \cdot l = 3,14 \cdot 0,058 \cdot 1 = 0,182 \text{ м}^2$

8. Сумарна тепловіддача:

$$q_1 + q_3 = 1,178 + 1,426 = 2,604 \text{ кВт}/\text{м}$$

III. Методика проведення експериментальних досліджень двотрубного трубчато-щілинного теплообмінника

Метою гідравлічних досліджень є знаходження величини втрат тиску охолоджуючої води при проходженні через теплообмінник в залежності від кількості води, що проходить через теплообмінник.

Метою теплотехнічних досліджень є знаходження потужності теплообмінника в залежності від середньої логарифмічної різниці температур між холодною та нагрітою водою.

Дослідження проводяться на теплообмінниках (ТТТ 01.000.00, ТТЩ 01.000.00) з метою перевірки основних положень, прийнятих при конструюванні теплообмінників для використання потенціалу скидної води для нагріву водопровідної води, визначають і коефіцієнт теплопередачі.

Експериментальний стенд (рис. 3) призначений для теплотехнічних і гідравлічних досліджень різних теплообмінників поверхневого типу. В якості генератора теплоти в даному стенді служать два баки, об'ємом по 60л кожний, від яких вода за допомогою насосу проходить в теплообмінник. В даній дослідній установці передбачена можливість визначення більш точних гідравлічних показників за допомогою байпасної лінії і регулюючої арматури в другому контурі, які забезпечують роботу насоса при різних витратах води у вимірювальному теплообміннику в стабільному режимі.

Експериментальна установка працює таким чином:

- теплообмінник приєднаний до шлангів контурів гарячої і холодної води за допомогою хомутів, що закріплюють шланг на штуцер і відповідних фланців;
- за допомогою силіконових шлангів теплообмінник підключається до системи підведення та відведення води за двома контурами;
- на шлангах до теплообмінника і після нього встановлено п'єзометричні трубки та лабораторні ХК-термопари;
- нагрівальні ТЕНи, що встановлюються у водогрійних ємкостях через регулюючий трансформатор РНО підключено до електричної мережі. Регулювання відбувається вручну;
- вимірювання напруги і сили електричного струму і потужності нагрівальних ТЕНів здійснюється за допомогою високоточних амперметра і вольтметра.

Похибка між коефіцієнтами теплопередачі аналітичних розрахунків і експериментальних результатів складає близько 6%. Коефіцієнт теплопередачі, отриманий в результаті експерименту, менший ніж коефіцієнт теплопередачі за аналітичними розрахунками. Це можна пояснити тим, що мікрощілина, отримана в результаті конструювання теплообмінника може бути більша за розрахункові 200мкм, вона може складати 210...220 мкм.

Висновки.

1. Експериментальні дослідження довели можливість використання мікроканальних теплообмінників для попереднього нагріву води за рахунок використання низькопотенційної теплоти скидної води.

2. Результати експериментальних досліджень показали, що коефіцієнт теплопередачі від скидної води до водопровідної води відрізняються від теоретичних і розрахункових залежностей на величину до 20%.

3. Експериментальні дослідження показали можливість використання таких теплообмінників в діапазоні витрат скидної води до 15 л/хв.

Запропонована конструкція апарату з використанням трубчато-мікроканальних теплообмінників для попереднього нагріву водопровідної води за рахунок використання потенціалу скидної води з фільтрацією скидної води.

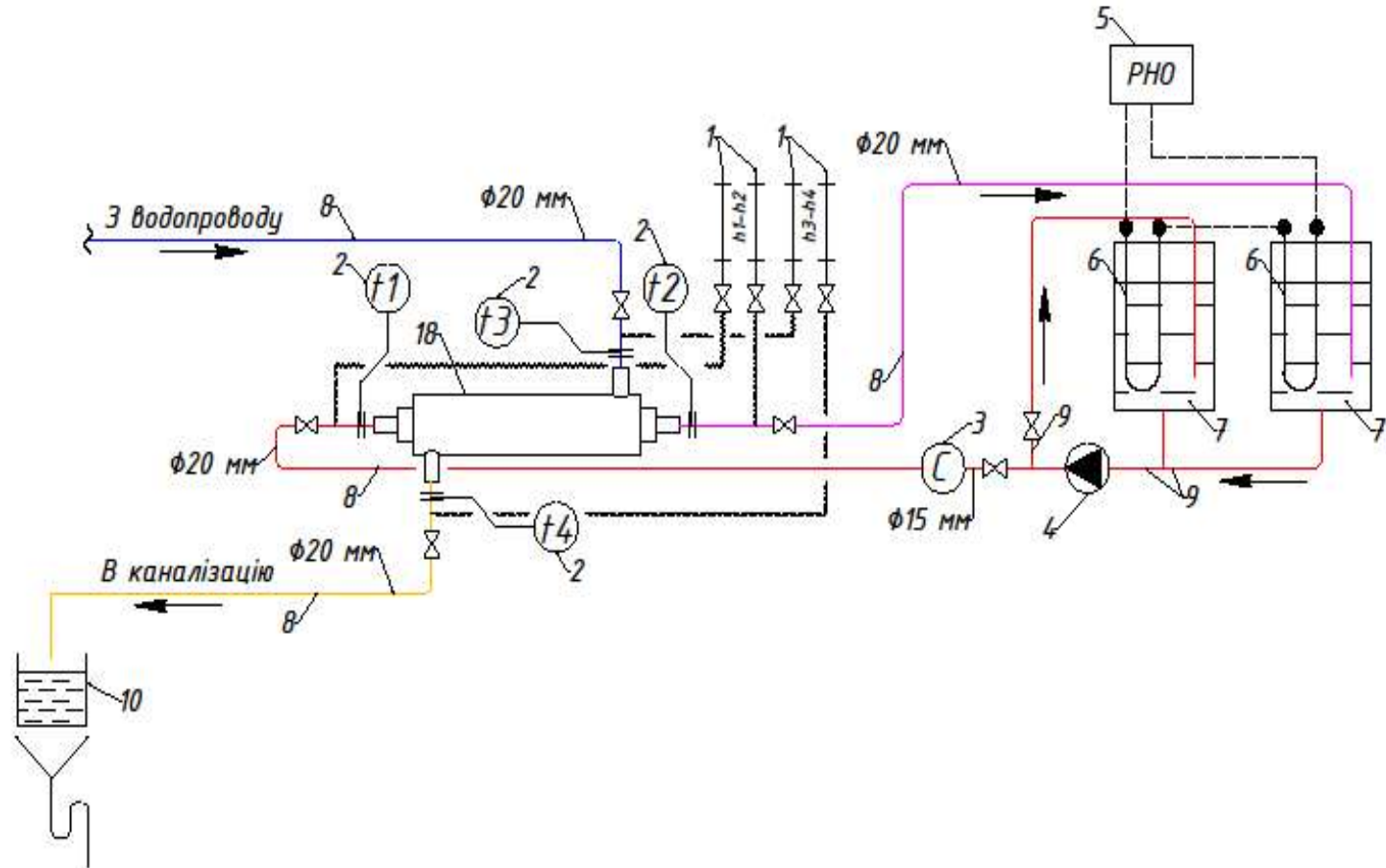


Рис. 3 Схема експериментального стенду

Таблиця 1

Результати експериментальних досліджень для двотрубного трубчато-мікрощілинного теплообмінника

	Об'ємскидної води $V_{\text{ск}}$, м³/год	Об'ємводопровідної води $V_{\text{в}}$, м³/год	Швидкістьскидної води $W_{\text{ск}}$, м/с	Температура водопровідної води на вході в теплообмінник, °C	Температура водопровідної води на виході з теплообмінника, °C	Температура скидної води на вході в теплообмінник, °C	Температура скидної води на виході з теплообмінника, °C	$\Delta t_{\text{с}} = \frac{\Delta t_{\text{а}^3\text{е}} - \Delta t_{\text{i}^3\text{аі}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{а}^3\text{е}}}{\Delta t_{\text{i}^3\text{аі}}}}$ Середнялогарифмічнарізницятемператур:	Тепловийпотік: $Q=k \cdot F \cdot \Delta t$, кВт	Коефіцієнттепловіддачі скидної води, $\alpha_{\text{ск}}$, Вт/(м²К)	Коефіцієнттепловіддачі водопро-відної води, $\alpha_{\text{в}}$, Вт/(м²К)	Коефіцієнт тепловіддачі з аналітичних розрахунків, k , Вт/(м²К)	Коефіцієнттеплопередачі, k , Вт/(м²К)	Гідравлічний опір теплообмінника по скидній воді Δp , кПа
1	0,21	0,174	0,355	18	20,4	29	27	8,80	0,488	3305	8100	2455	2310	1,6
2				18	20,6	30	27,8	9,6	0,537				2331	
3				18	20,9	31	28,6	10,35	0,586				2359	
4				18	21,1	32	29,4	11,15	0,635				2373	
5				18	21,4	33	30,2	11,89	0,684				2393	
6	0,15	0,125	0,254	18	22,1	34	30,7	12,29	0,578	2540		2006	1960	1,0
7				18	21,7	33	29,9	11,39	0,540				1973	
8				18	21,5	32	29,1	10,79	0,506				1951	
9				18	21,2	31	28,3	10,05	0,471				1953	
10				18	21	30	27,5	9,25	0,436				1965	

Література

1. Тимошенко А.В « Гідродинаміка та теплообмін потоку рідини в щілиних мікро каналах» ., автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня к.т.н. 2007р., 20с.
2. Тимошенко А.В «Гідродинаміка та теплообмін потоку рідини в щілиних мікро каналах»., дисертація на здобуття наукового ступеня к.т.н. 2007р., 160с.
3. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах – М.: Энергия, 1967. – 412 с., ил.
4. Вукалович М.П., Ривкин С.Л., Александров А.А Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. – М.: Издательство стандартов, 1969. – с.226.
5. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энеогиздат, 1981. – с. 186-189.

Исследование трубчатого микрощелевого теплообменника для отбора низкопотенциальной теплоты.

Э.С. Малкин, И.Э. Фуртат, М.И. Дьячков, А.О.Обидных

Проведено аналітичне обґрунтування конструкції двух- и четырёхтрубного теплообменника. Указана методика проведення експериментальних досліджень двухтрубного трубчатого микрощелевого теплообменника, а также указаны результаты его испытаний.

Ключевые слова: теплообменник, горячее водоснабжение, энергоэффективность.

Research slotted tubular micro heat exchanger for separating low-grade heat.

Malkin E., Furtat I., Diachkov M., Obidnyk A.

In this article, analytical reasoning of construct of two- and four tube heat exchanger was carried. Methodology of carrying out experimental researches of two tubular-micro slotted heat exchanger was indicated. The article includes the results of its tests.

Keywords: heat exchanger, hot water supply system, energy efficiency

Надійшла до редакції 12.06.2014 р.