

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ІМЕНІ ІГОРЯ
СІКОРСЬКОГО»**



МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ ДЛЯ КРЕДИТНОГО МОДУЛЯ:

«ПРОЦЕСИ АПАРАТИ ТА МАШИНИ ГАЛУЗІ – 1, ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ»

НА ТЕМУ:

**ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ
В ТЕПЛООБМІННИКУ З U-ПОДІБНИМИ ТРУБАМИ**

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ІМЕНІ ІГОРЯ
СІКОРСЬКОГО»**

Затверджено на засіданні Вченої
ради інженерно-хімічного
факультету
Протокол № 8 від 23 жовтня 2017р

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ ДЛЯ КРЕДИТНОГО МОДУЛЯ:

«ПРОЦЕСИ АПАРАТИ ТА МАШИНИ ГАЛУЗІ – 1, ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ»

НА ТЕМУ:

**ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ
В ТЕПЛООБМІННИКУ З U-ПОДІБНИМИ ТРУБАМИ**

Київ – 2017

Навчальне видання

**Дослідження процесу теплопередачі
в теплообміннику з U-подібними трубами**

Методичні вказівки для проведення лабораторної роботи для кредитного модуля,
процеси апарати та машини галузі – 1, теплові процеси.

для студентів усіх форм навчання хіміко-технологічного факультету та
інженерно хімічного факультету

Укладачі: Любека Андрій Миколайович
Мартинюк Олександр Владиславович

Дослідження процесу теплопередачі в теплообміннику з
U-подібними трубами. Методичні вказівки для проведення лабораторної роботи

для кредитного модуля, процеси апарати та машини галузі – 1, теплові процеси /
Укл.: А .М. Любека, О.В. Мартинюк. - К.: НТУУ «КПІ ім. І. Сікорського», 2017. - 16
с.

Укладачі:

Любека Андрій Миколайович

Мартинюк Олександр Владиславович

Відповідальний

редактор Я.М. Корнієнко, докт. техн. наук

Рецензенти: О.Л.Сокольський, канд. техн. наук

1. ВСТУП ТА ОСНОВНІ ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

Метою даної роботи є вивчення конструкції, принципу роботи й методики проектного розрахунку теплообмінника з U-подібними трубами.

Поставлена мета досягається вирішенням ряду завдань, а саме:

- порівняння значення коефіцієнта теплопередачі в теплообміннику з U-подібними трубами, одержаного експериментальним шляхом, з коефіцієнтом теплопередачі, одержаним розрахунковим шляхом з використанням критеріальних рівнянь;
- порівняння площі поверхні теплообміну одержаної розрахунковим шляхом з фактичною площею теплообмінника

2. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

Якщо два середовища з різною температурою межують з твердою непроникною стінкою, та Q передається від більш нагрітого середовища до менш нагрітого є пропорційним середньому температурному напору Δt_m й площі поверхні стінки F , що їх розмежовує, та часу:

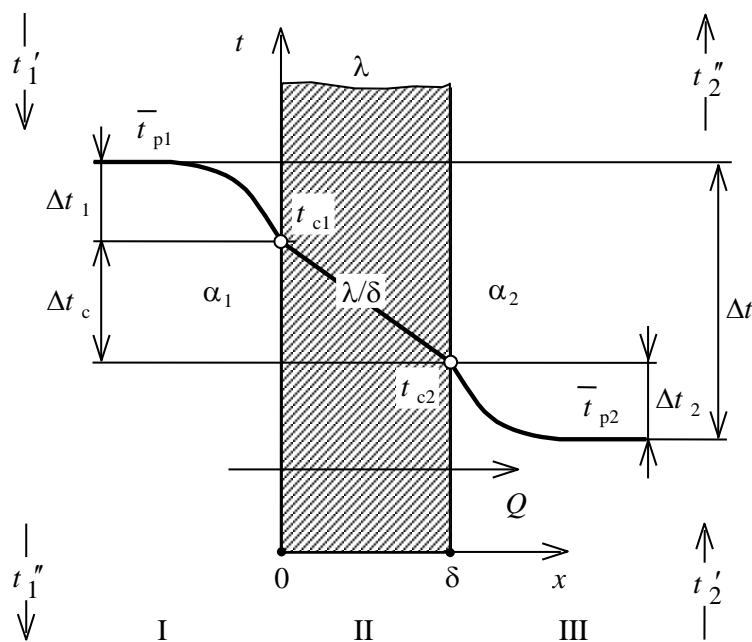


Рисунок – 1 Теплопередача через плоску одношарову стінку за межових умов третього роду

$$Q = k \Delta t_m F \tau \quad (1.1)$$

Рівняння (1.1) – основне рівняння теплопередачі, з коефіцієнтом пропорційності k - коефіцієнта теплопередачі, який характеризує загальну інтенсивність процесу передачі та визначається з кількості теплоти, що передається

через стінку від нагрітого середовища до холодного за одиницю часу від одного середовища до іншого через одиницю площі теплообмінної поверхні при одиничній рушійній силі при $\Delta t = 1$ градус, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$.

Коефіцієнт теплопередачі k для плоскої стінки що складається з одного шару, можна визначити за формулою, одержаною розв'язанням диференціального рівняння теплопровідності за межових умов III роду:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (1.2)$$

де α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від гарячого теплоносія до теплообмінної поверхні, $Вт/(м^2 \cdot К)$; δ_c - товщина стінки, яка розмежовує середовища, м; λ_c - коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, $Вт/(м \cdot К)$; α_2 - коефіцієнт тепловіддачі від теплообмінної поверхні до холодного теплоносія, $Вт/(м^2 \cdot К)$, (менший коефіцієнт тепловіддачі).

Примітка. При цьому приймається площа теплообмінної поверхні з боку меншого коефіцієнта тепловіддачі.

Якщо теплопередача здійснюється крізь циліндричну стінку, співвідношення зовнішнього d_{ext} і внутрішнього d_{int} діаметрів якої менше двох, тобто

$$\frac{d_{ext}}{d_{int}} < 2, \quad (1.3)$$

рівняння (1.2) з точністю, достатньою для інженерних розрахунків, можна використовувати і для розрахунку процесу теплопередачі крізь циліндричну стінку.

Величина, обернена коефіцієнту теплопередачі, називається загальним термічним опором R . Для одношарової плоскої стінки:

$$R = R_1 + R_c + R_2 \quad (1.4)$$

де $R_1 = \frac{1}{\alpha_1}$, $R_c = \frac{\delta_c}{\lambda_c}$, $R_2 = \frac{1}{\alpha_2}$, - часткові термічні опори, що мають місце відповідно на межі контакту більш нагрітого середовища зі стінкою, в матеріалі стінки й на межі контакту менш нагрітого середовища зі стінкою на її протилежному боці, $м^2 \cdot К/Вт$.

Середній температурний напір (або середня рушійна сила теплопередачі), який входить у основне рівняння теплопередачі (1.1), обчислюється за формулою:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min}}{2} \quad (1.5)$$

Якщо $\Delta t_{\max}/\Delta t_{\min} < 2$, то похибка, що виникає внаслідок середнього арифметичного підрахунку не перевищує 5%. Однак, якщо $\Delta t_{\max}/\Delta t_{\min} > 2$, необхідно використовувати середньо логарифмічний підрахунок (1.6):

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} \quad (1.6)$$

де Δt_{\max} і Δt_{\min} - відповідно більша і менша різниця температур на вході та виході, $^{\circ}\text{C}$ $\Delta t_{\max} = t_1 - t_2$, $\Delta t_{\min} = t_1' - t_2'$

3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА. ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ

3.1 ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Експериментальна установка рисунок 2 складається з теплообмінника з U-подібними трубами 1, парового котла 2, арматури й вимірювальних приладів.

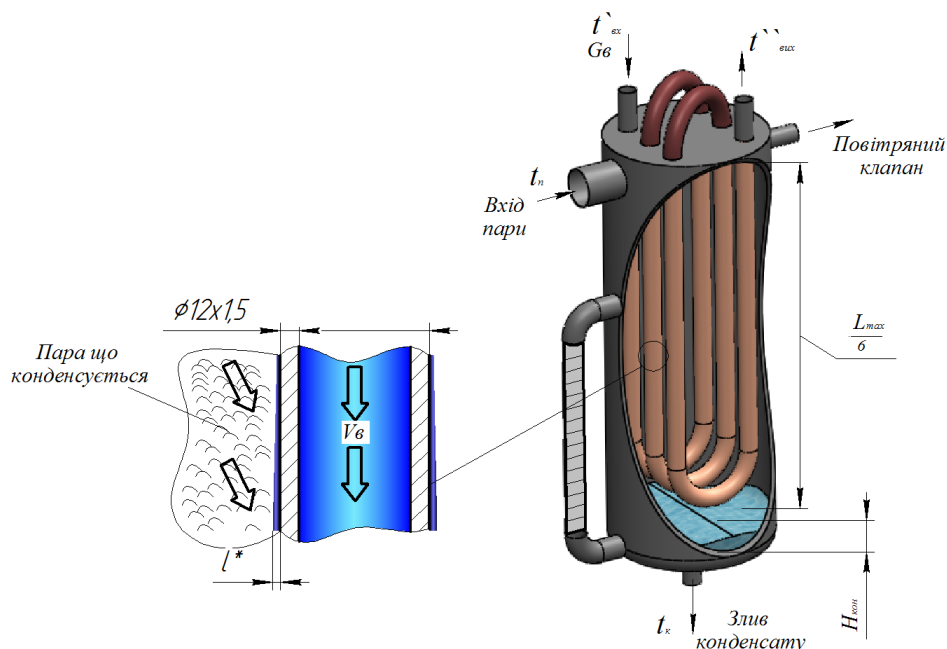
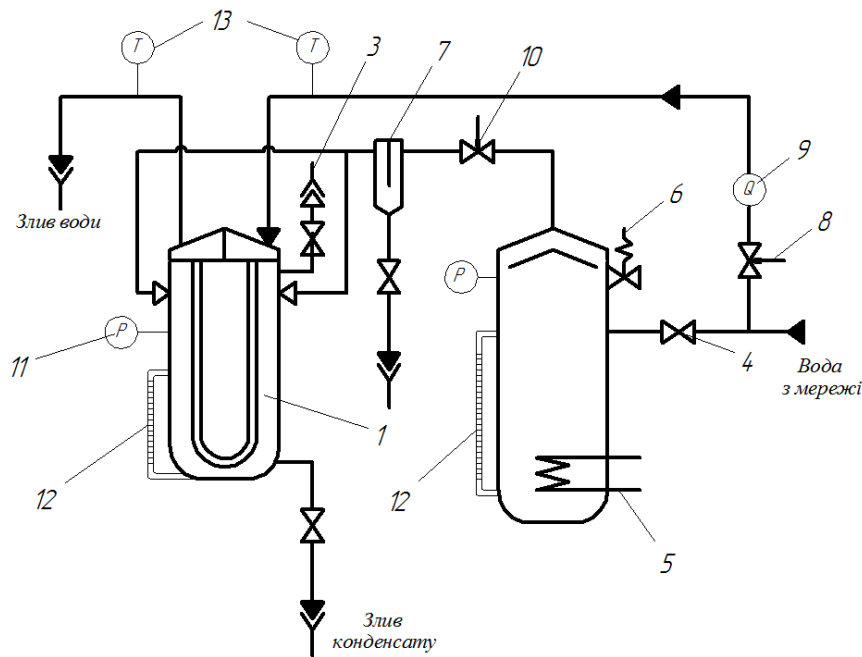


Рисунок 2 – Теплообмінник з U-подібними трубами

V_6 – об’ємні витрати рідини в трубному просторі, $H_{\text{кон}}$ – рівень конденсату в між трубному просторі, l^* – товщина плівки що стікає по зовнішній поверхні трубки.



1 - теплообмінник з U-подібними трубами; 2 - паровий котел, 3 – повітряний клапан, 4 - кран живлення парового котла; 5 - електронагрівач; 6 - запобіжний клапан; 7 - сепаратор; 8 - клапан регулювання витрати води; 9 - ротаметр; 10-клапан регулювання витрати пари; 11 - манометр; 12 - мірне скло для визначення рівня конденсату; 13 – термометри.

Рисунок 3 – Принципова схема експериментальної установки:

Теплообмінник 1 призначено для нагрівання води, яка надходить у його трубний простір, водяною парою, що конденсується в міжтрубному просторі. Теплообмінна поверхня теплообмінника складається з трьох з'єднаних послідовно мідних U-подібних труб діаметром 12x1,5 мм загальною довжиною $L_{max} = 2,5$ м. Живлення теплообмінника гріною парою здійснюється двома зустрічними потоками під його верхньою кришкою. Корпус теплообмінника сталевий, діаметром 80мм і висотою 800 мм. Нижня частина теплообмінника править за збірник конденсату, а верхню обладнано повітряним клапаном 3.

Паровий котел 2 призначено для генерування насиченої водяної пари, якою здійснюється підігрів води в теплообміннику 1. Живлення котла водою здійснюється з водопровідної мережі за допомогою крана 4. У нижню частину котла 2 вмонтовано електронагрівач 5, а у верхній встановлено запобіжний клапан 6. Щоб забезпечити гарантоване живлення теплообмінника і сухою, ненасиченою парою, на її магістралі встановлено сепаратор 7. Витрата води в теплообміннику регулюється краном 8 і вимірюється ротаметром 9. Витрата гріної пари

регулюється клапана 10. З метою контролювання тиску паровий котел і міжтрубний простір теплообмінника обладнано манометрами 11. Рівень конденсату в міжтрубному просторі теплообмінника й рівень води в паровому котлі визначається за мірним склом 12. Для вимірювання температури нагріваної води на вході в трубний простір теплообмінника й виході з нього встановлено термометри 13.

3.2 ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ

1. Перед пуском установки перевірити її заземлення, справність арматури і наявність води в паровому котлі.
2. Пуск установки й змінення будь-яких параметрів здійснювати тільки з дозволу викладача.
3. Слідкувати за тим, щоб тиск пари не перевищував у котлі 0,2 МПа, в теплообміннику - 0,04 МПа.
4. Не торкатися будь-яких частин установки.
5. При будь-яких порушеннях у роботі установки звернути на них увагу учбово-допоміжного персоналу або викладача.

4 МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ І ГОЛОВНІ ВИМІРЮВАННЯ

1. За допомогою відповідних регулювальних вентилів установити й підтримувати протягом досліду:

- за манометром у верхній частині теплообмінника - надлишковий тиск у міжтрубному просторі теплообмінника в діапазоні 0,1-0,4 кгс/см² (0,01-0,039 МПа), клапан 10;

- за ротаметром - витрату нагріваної води в межах 20-80 поділок, клапан 8;

- за мірним склом у нижній частині теплообмінника - рівень конденсату в міжтрубному просторі не більше 20 поділок, позначення 12.

2. Визначити:

- за термометрами - температуру нагріваної води на вході в трубний простір теплообмінника t'_B , °С, і температуру нагріваної води на виході з трубного простору теплообмінника t''_B , °С, позначення 13;

- за барометром, який знаходиться в лабораторії, - атмосферний (барометричний) тиск p_6 , мм рт. ст.

-за манометром у верхній частині теплообмінника - надлишковий (манометричний) тиск у міжтрубному просторі теплообмінника, p_m кгс/см², , позначення 11.

3. Обчислити абсолютний тиск у міжтрубному просторі теплообмінника, МПа:

$$p = 0,098 \left(\frac{p_6}{735} + p_m \right) \quad (5.1)$$

Визначити температуру насиченої водяної пари $t_{п}$, °С, за табл.Д.2 відповідно до її абсолютного тиску p .

4. Обчислити об'ємну витрату води V_B , м³/с, за тарувальним графіком, який знаходиться на лабораторному стенді.

5. Повторити п.1-5 п'ять-сім разів, змінюючи кожного разу витрату нагріваної води за ротаметром на 5-10 поділок.

6. Результати експериментальних досліджень занести в табл.2.

Таблиця 2

Результати експериментальних досліджень

№ п/п	Температура води		Об'ємна витрата води		Тиск			Температура грійної пари $t_{п}$, °С
	на вході t'_B	на виході t''_B	V_B		баромет- ричний p_6 , МПа	маномет- ричний p_m , МПа	Абсолют- ний p , МПа	
	°С		Поділки ротаметра	м ³ /с				
1								
2								
3								
4								
5								
6								

5. МЕТОДИКА ОБРОБКИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ

5.1 ВИЗНАЧЕННЯ ДІЙСНОГО КОЕФІЦІЄНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ

1. Середній температурний напір, °С:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} \quad (5-1)$$

де $\Delta t_{\max} = t_{\pi} - t'_B$; $\Delta t_{\min} = t_{\pi} - t''_B$ (рис.2).

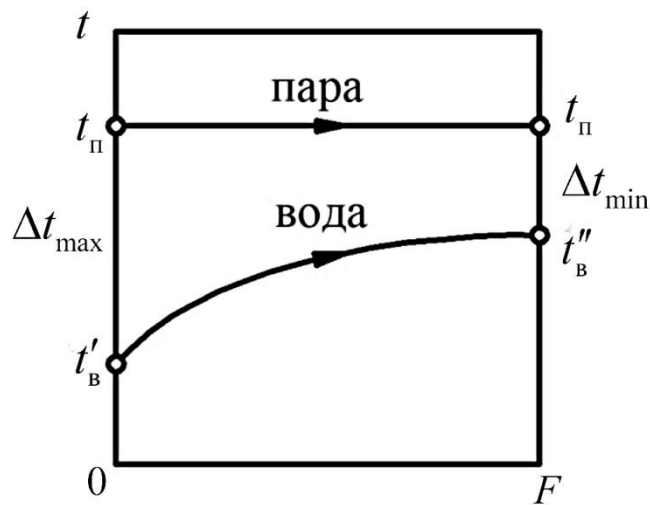


Рисунок 2 – Характер змінення температури теплоносія уздовж теплообмінної поверхні

2. Дійсне площа теплообмінної поверхні, м²:

$$F_d = \pi d_{\text{int}} L, \quad (5.2)$$

Де $d_{\text{int}} = 0,009$ м – внутрішній діаметр теплообмінних труб; $L = 2,5$ м – загальна довжина теплообмінних труб.

Примітка Площа теплообмінної поверхні дорівнює внутрішній поверхні теплообмінних труб внаслідок того, що коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої стінки труб до нагріваної води менший за коефіцієнт тепловіддачі від пари, яка конденсується, до зовнішньої поверхні цих труб.

3. Середня температура води, °С:

$$t_B = t_{\pi} - \Delta t_m \quad (5.3)$$

Масова витрата води, що подається до теплообмінника кг/с:

$$G_B = \rho_B V_B, \quad (5.4)$$

залежно де $\rho_{\text{в}}$, - густина води, $\text{кг}/\text{м}^3$, визначена при температурі $t_{\text{в}}$, за табл.Д.1; $V_{\text{в}}$ - об'ємна витрата води, $\text{м}^3/\text{с}$, визначена від показів ротаметра за табл.2.

4. Теплове навантаження теплообмінника, необхідна кількість тепла для нагріву, Вт:

$$Q = G_{\text{в}} c_{\text{в}} (t''_{\text{в}} - t'_{\text{в}}) \quad (5.5)$$

де $c_{\text{в}}$ - питома масова теплоємність води, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, визначена при температурі за табл .Д. 1.

5. Дійсний коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$:

$$k_{\text{д}} = \frac{Q}{F_{\text{д}} \Delta t_m} \quad (5.6)$$

6.1. ВИЗНАЧЕННЯ РОЗРАХУНКОВОГО КОЕФІЦІЄНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ

6.2.1. Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі від пари, що конденсується, до зовнішньої поверхні теплообмінних труб

1. Рекомендоване для досліджуваного теплообмінника співвідношення термічного опору тепловіддачі від пари, що конденсується, до зовнішньої поверхні теплообмінних труб R і і термічного опору теплопередачі R :

$$\left(\frac{R_1}{R} \right) = 0,5 \dots 0,7 \quad (6.7)$$

2. Середня температура плівки конденсату водяної пари, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{\text{к}} = t_{\text{п}} - 0,5 \frac{R_1}{R} \Delta t_m \quad (6.9)$$

3. Критерій Архімеда для плівки конденсату:

$$Ar = \frac{gl^3}{\nu_{\text{к}}^2} \left(\frac{\rho_{\text{к}} - \rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{к}}} \right) \quad (6,9)$$

Де $g=9,81 \text{ м}^2/\text{с}$ - прискорення вільного падіння; $l = L_{\text{max}}/6$ - середня висота одного коліна теплообмінної труби, м; $\nu_{\text{к}}$ - кінематична в'язкість конденсату водяної пари, $\text{м}^2/\text{с}$, визначена при температурі $t_{\text{к}}$, за табл. Д.1; $\rho_{\text{п}}$ - густина насиченої водяної

пари, кг/м^3 , визначена при температурі $t_{\text{п}}$ за табл. Д.2; $\rho_{\text{к}}$ - густина конденсату водяної пари, кг/м^3 , визначена при температурі $t_{\text{к}}$ за табл Д1.

4. Критерій конденсації:

$$K = \frac{r_{\text{п}}}{c_{\text{к}}(t_{\text{п}} - t_{\text{ext}})} \quad (6.10)$$

де $r_{\text{к}}$, - питома масова теплота конденсації водяної пари, Дж/кг. визначена при температурі $t_{\text{п}}$ за табл.Д.2; $c_{\text{к}}$ - питома масова теплоємність конденсату водяної пари, Дж/(кг · К), визначена при температурі $t_{\text{к}}$ за табл. Д. 1; t_{ext} - середня температура зовнішньої поверхні теплообмінної труби, °С:

$$t_{\text{ext}} = t_{\text{п}} - \frac{R_1}{R} \Delta t_m \quad (6.11)$$

5. Критерій Прандтля для плівки конденсату водяної пари:

$$\text{Pr} = \frac{c_{\text{к}} \rho_{\text{к}} \nu_{\text{к}}}{\lambda_{\text{к}}} \quad (6.12)$$

де $\lambda_{\text{к}}$ коефіцієнт теплопровідності конденсату, Вт/(м · К), визначений при температурі $t_{\text{к}}$ за табл. Д. 1.

6. Критерій Нуссельта для пари, яка конденсується на вертикальних трубах:

$$\text{Nu}_l = 0,943 \varepsilon_d (\text{Ar} \cdot \text{Pr} \cdot \text{K})^{0,25} \quad (6.13)$$

де ε_d - поправка, яка враховує вплив кривизни теплообмінної поверхні на тепловіддачу; за умов плівкової конденсації насиченої водяної пари із зовнішнього боку вертикальних гладких труб діаметром $d_{\text{ext}} = 0,012$ м $\varepsilon_d = 1,02$.

7. Коефіцієнт тепловіддачі від пари, яка конденсується, до зовнішньої поверхні теплообмінних труб, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$):

$$\alpha_l = \frac{\text{Nu}_l \lambda_{\text{к}}}{l} \quad (6.14)$$

6.2.2. Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі від внутрішньої поверхні теплообмінних труб до нагріваної води

1. Рекомендоване для досліджуваного теплообмінника співвідношення термічного опору тепловіддачі від внутрішньої поверхні теплообмінних труб до нагріваної води R_2 і термічного опору теплопередачі R :

$$\frac{R_2}{R} = 0,3 \dots 0,5 \quad (6.15)$$

2. Середня температура внутрішньої поверхні теплообмінної труби, °С:

$$t_{\text{int}} = t_{\text{в}} + \frac{R_2}{R} \Delta t_m \quad (6.16)$$

3. Швидкість води в теплообмінних трубах, м/с:

$$\omega = \frac{4V_{\text{в}}}{\pi d_{\text{int}}^2} \quad (6.17)$$

4. Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega d_{\text{int}}}{\nu_{\hat{a}}}, \quad (6.18)$$

де $\nu_{\text{в}}$ - кінематична в'язкість води, м²/с, визначена при температурі $t_{\text{в}}$ за табл.Д. 1.

5. Критерій Прандтля для води, що рухається в трубах:

$$Pr = \frac{c_{\text{в}} \rho_{\text{в}} V_{\text{в}}}{\lambda_{\text{в}}} \quad (6.19)$$

де $\lambda_{\hat{a}}$ - коефіцієнт теплопровідності води, Вт/(м · К), визначений при температурі $t_{\hat{a}}$ за табл.Д. 1.

6. Критерій Прандтля для вади в пристінному шарі біля внутрішньої поверхні труби:

$$Pr_{\text{int}} = \frac{c_{\text{int}} \rho_{\text{int}} V_{\text{int}}}{\lambda_{\text{int}}} \quad (6.20)$$

де c_{int} - питома масова теплоємність, Дж/(кг·К), ρ_{int} - густина, кг/м³, V_{int} - кінематична в'язкість, м²/с, λ_{int} - коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м · К), води, визначені при температурі t_{int} за табл Д. 1.

7. Критерій Нуссельта для води, що рухається в трубах:

а) за умови ламінарного режиму течії, якщо $20 < Re < 2\,000$:

$$Nu_2 = 0,15 \varepsilon_D \varepsilon_l Gr^{0,1} Re^{0,33} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{int}}} \right)^{0,25}, \quad (6.21)$$

де ε_D - поправка, яка враховує додаткову турбулізацію потоку в зігнутих трубах:

$$\varepsilon_D = 1 + 3,54 \frac{d_{\text{int}} L_D}{D_{\text{зг}} L}$$

$D_{зг} = 0,046$ м - діаметр згину; L_D - довжина зігнутих труб, м; у досліджуваному теплообміннику $L_D = 3\pi D_{с\grave{a}}$; ε_l - поправка, яка враховує додаткову турбулізацію в вхідній ділянці:

$$\varepsilon_l = 1 + 2 \frac{d_{int}}{l}$$

Gr - критерій Грасгофа:

$$Gr = \frac{g d_{int}^3}{\nu_{\grave{a}}^2} \beta_{\grave{a}} (t_{int} - t_{\grave{a}})$$

$\beta_{\grave{a}}$ - термічний коефіцієнт об'ємного розширення води, визначений при температурі $t_{\grave{a}}$, за табл.Д 1.

б) у перехідній області, якщо $2\,000 < Re < 10\,000$:

$$Nu_2 = 0,008 \varepsilon_D \varepsilon_l Re^{0,9} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{int}} \right)^{0,25}; \quad (6.22)$$

в) за умови турбулентного режиму течії, якщо $Re > 10\,000$:

$$Nu_2 = 0,021 \varepsilon_D \varepsilon_l Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{int}} \right)^{0,25}. \quad (6.23)$$

8. Коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні теплообмінних труб до нагріваної води, Вт/(м² · К):

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_{\grave{a}}}{d_{int}} \quad (6.24)$$

5.2.3. Визначення розрахункового коефіцієнта теплопередачі.

1. Розрахункове значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (6.25)$$

де $\delta_c = 0,0015$ м - товщина стінки теплообмінної труби; $\lambda_c = 385$ Вт/(м · К) - коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки труби.

2. Уточнене співвідношення термічного опору тепловіддачі від пари, що конденсується, до зовнішньої поверхні Теплообмінних труб R_1 і термічного опору теплопередачі R :

$$\left(\frac{R_1}{R}\right)' = \frac{k}{\alpha_1} \quad (6.26)$$

3. Уточнене співвідношення термічного опору тепловіддачі від внутрішньої поверхні теплообмінних труб до нагріваної води R_2 і термічного опору теплопередачі R :

$$\left(\frac{R_2}{R}\right)' = \frac{k}{\alpha_2} \quad (6.27)$$

4. Якщо уточнені співвідношення термічних опорів, обчислені за формулами (6.26) і (6.27) відрізнятимуться від прийнятих за (6.7) і (6,15) більше ніж на 10%, тобто

$$\frac{\left|\left(\frac{R_1}{R}\right)' - \left(\frac{R_1}{R}\right)\right|}{\left(\frac{R_1}{R}\right)'} > 0,1, \quad \frac{\left|\left(\frac{R_2}{R}\right)' - \left(\frac{R_2}{R}\right)\right|}{\left(\frac{R_2}{R}\right)'} > 0,1, \quad \text{або} \quad (6.28)$$

необхідно, використовуючи уточнені співвідношення, повторити розрахунки за п.6.2 і 6.3, аж поки нерівності (6.28) не виконуватимуться.

7. АНАЛІЗ ОДЕРЖАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ ТА ОСНОВНІ ВИСНОВКИ

1. Результати обробки експериментальних даних звести до табл.3.

Таблиця 3

№ п/п	Масова витрата води G_v кг/с	Тепловий потік Q , Вт	Середній температурний напір ΔT_m , °C	Дійсний коефіцієнт теплопередачі k_d	Розрахункові коефіцієнти тепловіддачі		Розрахункові коефіцієнти теплопередачі k
					α_1	α_2	
Вт/(м ² ·К)							
1							
2							
3							
4							
5							
6							

2. У декартовій системі координат побудувати суміщені графіки залежностей $k_a = f(\text{Re})$; $k = f(\text{Re})$.

3. Проаналізувати розбіжність значень дійсного й розрахункового коефіцієнтів теплопередачі, спричинену: похибкою експерименту; похибкою обчислень. Визначити, які фактори вплинули на цю розбіжність найбільше.

4. Для кожного з дослідів визначити розрахункову площу теплообмінної поверхні за формулою:

$$F_i = \frac{Q_i}{k_i \Delta t_{mi}} \quad (7.1)$$

Обчислити середнє значення розрахункової площі як:

$$F = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n F_i, \quad (7.2)$$

де n - кількість проведених дослідів.

5. Порівняти значення дійсної і розрахункової площ теплообмінної поверхні, обчислених за формулами (6.2) і (7.2). Зробити висновки.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Що таке теплопередача? Як можна інтенсифікувати процес теплопередачі в розглянутому теплообмінному апараті?
2. Який з коефіцієнтів тепловіддачі лімітує процес теплопередачі в досліджуваному апараті? Чому?
3. Які припущення були зроблені при визначенні дійсного й розрахункового коефіцієнтів теплопередачі?
4. За яких умов повинен відбуватися процес конденсації? Чому під час конденсації температура теплоносія не змінюється?
5. Як впливає наявність газу в парогазовій суміші на тепловіддачу при конденсації?
6. За допомогою яких приладів можна визначити абсолютний тиск водяної пари
7. Що таке критеріальні рівняння? З якою метою їх застосовують?
8. Чому коефіцієнт тепловіддачі при конденсації має уточнення «середній»?
9. З якою метою теплообмінні труби в даному апараті виконано U-подібними? Наведіть інші шляхи досягнення цієї мети. Проаналізуйте переваги й недоліки теплообмінних апаратів із U -подібними трубами. Чому на корпусі даного теплообмінного апарата не передбачено лінзового компенсатора?
10. Чому теплообмінні труби досліджуваного апарата виготовлено з міді? Як вплине на теплопередачу заміна мідних труб сталевими?
11. Обґрунтуйте вибір місця й способу подавання грійної пари в теплообмінний апарат (під верхньою кришкою двома зустрічними потоками).
12. Який з об'єктів дослідної установки має теплову ізоляцію? Яку роль відіграє теплова ізоляція? Поясніть механізм її дії.

13. Що таке конденсатовідвідник і навіщо він потрібен? Навіщо в процесі роботи необхідно зливати надлишок утворюваного конденсату?
14. Що таке запобіжний клапан, де він встановлюється та яким чином працює?

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Корнієнко Я.М., Лукач Ю.Ю., Мікульонок І.О., Ракицький В.Л., Рябцев Г.Л. Процеси та обладнання хімічної технології, Частина 1, Київ НТУУ «КПІ» 2011.-297с.
2. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. - Л.: Химия, 1981.-560 с.

ДОДАТОК

Увага! Наявність десяткового множника в наведеній у заголовку таблиці позначення фізичної величини означає, що задля одержання вказаної після нього одиниці необхідно розташоване в колонці значення величини *поділити* на цей множник.

Таблиця Д.1

Фізичні властивості води

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Густина $\rho, \text{кг/м}^3$	Питома масова теплоємність $c, \text{Дж/(кг}\cdot\text{K)}$	Коефіцієнт теплопровідності $\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	Кінематична в'язкість $\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Коефіцієнт об'ємного розширення $\beta \cdot 10^3, \text{K}^{-1}$
0	999,6	4212	0,551	1,789	0,06
10	999,7	4191	0,575	1,306	0,08
20	998,2	4183	0,599	1,006	0,21
30	995,7	4174	0,618	0,805	0,30
40	992,2	4174	0,634	0,659	0,39
50	988,1	4174	0,648	0,556	0,43
60	983,2	4179	0,659	0,478	0,53
70	977,8	4182	0,668	0,415	0,58
80	971,8	4195	0,675	0,365	0,63
90	965,3	4208	0,680	0,326	0,69
100	958,4	4220	0,683	0,285	0,75

Таблиця Д.2

Фізичні властивості насиченої водяної пари

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Абсолютний тиск $p, \text{МПа}$	Густина $\rho, \text{кг/м}^3$	Питома теплота пароутворення $r, \text{кДж/кг}$
100	0,0984	0,5970	2260
105	0,1208	0,7036	2248
110	0,1433	0,8254	2234
115	0,1691	0,9635	2221
120	0,1995	1,1199	2207
125	0,2322	1,296	2194
130	0,2702	1,494	2179
135	0,3131	1,715	2165
140	0,3615	1,962	2150
145	0,4157	2,238	2125
150	0,4762	2,543	2120