

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ “ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”

**ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ КОЖУХОТРУБНОГО
ПРОТИТЕЧІЙНОГО ТЕПЛООБМІННИКА**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для самостійної підготовки до лабораторної роботи №1
з курсу «Енерготехнологія хіміко-технологічних процесів» для студентів
базового напрямку 6.051301 «Хімічна технологія», 6.051302 «Хімічна інженерія»
та з курсу «Енергозбереження в хімічних технологіях» для студентів базового
направку 6.050503 «Машинобудування»

*Затверджено на
засіданні кафедри «Хімічна інженерія»
Протокол № від2013 р.*

Львів – 2013

Ексергетичний аналіз кожухотрубного протитечійного теплообмінника:
Методичні вказівки для самостійної підготовки до лабораторної роботи №1 з курсу «Енерготехнологія хіміко-технологічних процесів» для студентів базового напрямку 6.051301 «Хімічна технологія», 6.051302 «Хімічна інженерія» та з курсу «Енергозбереження в хімічних технологіях» для студентів базового напрямку 6.050503 «Машинобудування»/ Укладачі — д.т.н., проф. Семенишин Є.М., к.т.н., доц. Троцький В.І., к.т.н., доц. Кіндзера Д.П., к.т.н., ст. викл. Римар Т.І. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2013. – 12 с.

Укладачі

Семенишин Є.М., д-р техн. наук, проф.,
Троцький В.І., канд. техн. наук, доц.,
Кіндзера Д.П., канд. техн. наук, доц.,
Римар Т.І. канд. техн. наук, ст. викл.

Відповідальний за випуск

Атаманюк В.М., д-р техн. наук, проф.

Рецензент

Мальований М.С., д-р техн. наук, проф.

Метою роботи є визначення втрат ексергії під час роботи кожухотрубного протитечійного теплообмінника та ексергетичного коефіцієнту корисної дії теплообмінника.

ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

Відомо, що всі природні процеси направлені в сторону досягнення системою рівноважного стану (механічного, теплового, тощо). Це явище відображене другим законом термодинаміки. Згідно цього закону теплота довільно може переходити тільки від тіл з вищою температурою до тіл з нижчою. Для здійснення зворотного процесу необхідно затратити певну кількість роботи (холодильні процеси).

Другий закон термодинаміки визначає також умови за яких теплота може як завгодно довго перетворюватись в роботу. Ці умови такі:

1. Циклічна робота теплового двигуна.
2. Необхідність двох джерел теплоти – гарячого і холодного з температурами T_1 і T_2 .

3. Передача певної кількості теплоти одержаної від гарячого джерела теплоти холодному без перетворення його в роботу. Ця частина теплоти втрачається оскільки передається оточуючому середовищу.

Циклічні процеси, в яких здійснюється робота, відбуваються в теплових машинах, в яких теплота перетворюється в роботу (рис. 1).

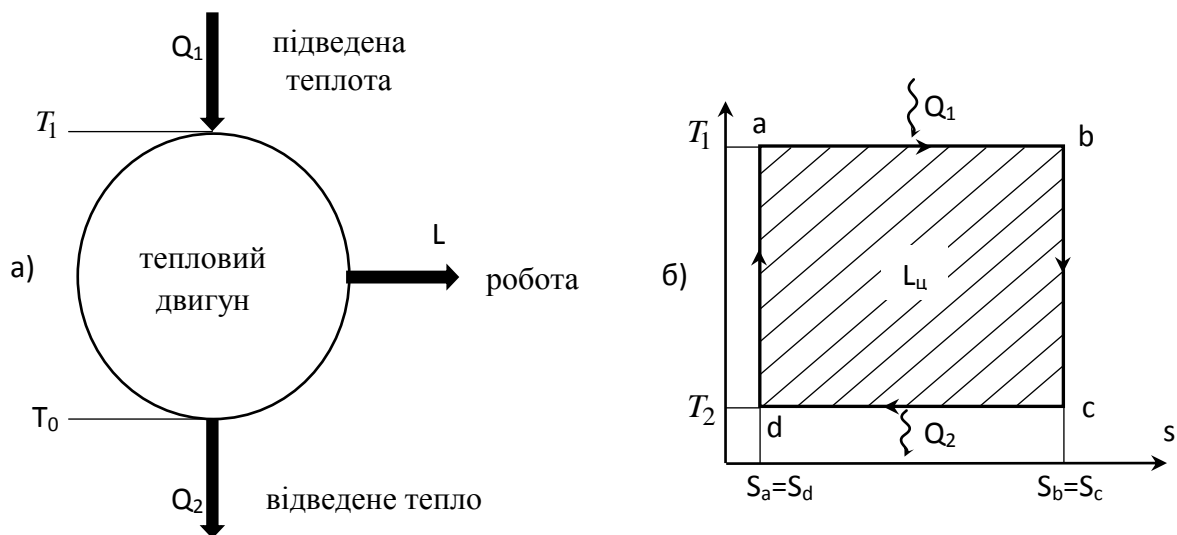


Рис. 1. Схема роботи теплового двигуна (а) і цикл Карно, зображений у $T-s$ діаграмі (б)

Згідно з першим законом термодинаміки теплота, підведена в циклі до системи – $Q_{\text{ц}}$ витрачається на зміну внутрішньої енергії Δu і роботу циклу $L_{\text{ц}}$. Зміна внутрішньої енергії для циклу $\Delta u = 0$, оскільки система в циклі повертається в початковий стан:

$$\text{Тому} \quad Q_{\text{ц}} = L_{\text{ц}}. \quad (1)$$

Тобто робота циклу дорівнює різниці кількості підведеної теплоти до робочого тіла Q_1 і відведеної теплоти від робочого тіла Q_2 в оточуюче середовище.

Для оцінки економічної ефективності роботи теплового двигуна, який працює по прямому циклу (за годинниковою стрілкою) використовують так званий термічний коефіцієнт корисної дії η_t , який представляє собою відношення роботи циклу до кількості підведеної теплоти в циклі, тобто:

$$\eta_t = \frac{L_{\text{ц}}}{Q_1}. \quad (2)$$

Термічний ККД характеризує ступінь термічної досконалості циклу: чим більшим є значення η_t , тим досконаліший цикл та більшою є робота циклу.

Цикл С. Карно є найбільш досконалим та забезпечує найбільш повне перетворення теплоти в роботу (рис. 1 б). Цикл Карно складається з двох ізотерм і двох адіабат: ab – ізотерма розширення; cd – ізотерма стиснення; bc – адіабата розширення; da – адіабата стиснення.

Зауважимо, що теплота в циклі Карно $Q_{\text{ц}}$ на одних ділянках підводиться Q_1 , а на інших – відводиться Q_2 . На ділянках bc і da теплота не підводиться і не відводиться, тобто $dQ = 0$. Відведення теплоти Q_2 є необхідною умовою здійснення циклу. Теплота Q_2 передається зовнішньому оточуючому середовищу і втрачається безповоротно. Таким чином, рівняння (1) зводиться до виду:

$$Q_{\text{ц}} = L_{\text{ц}} = Q_1 - Q_2, \quad (3)$$

а термічний ККД циклу Карно – до виду:

$$\eta_t = \frac{L_{\text{ц}}}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}. \quad (4)$$

Оскільки температури верхнього і нижнього джерел теплоти є незмінними і рівними відповідно T_1 і T_2 , то кількість теплоти можна визначити з рівняння

$dS = \frac{dQ}{T}$, тобто:

$$\begin{aligned} Q_1 &= T_1 \cdot \Delta S_1; \\ Q_2 &= T_2 \cdot \Delta S_2, \end{aligned} \quad (5)$$

де $\Delta S_1 = S_b - S_a$; $\Delta S_2 = S_c - S_d$ – зміна ентропії у відповідних процесах.

Підставивши значення Q_1 і Q_2 з рівняння (5) в рівняння (4), отримаємо:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (6)$$

З рівняння (6) випливає, що термічний ККД циклу Карно не залежить від властивостей робочого тіла, якому передається теплота Q , а залежить тільки від температур T_1 і T_2 . Цей висновок існує у вигляді теореми Карно. Термічний ККД набуває значення одиниці у двох практично не досягнутих значеннях температур $T_1 = \infty$ і $T_2 = 0$.

Оскільки всі природні процеси є необоротними завдяки різного роду завихрень, тертя (внутрішня необоротність); різниці температур джерел теплоти і робочого тіла (зовнішня необоротність), тому найвищі значення термічного ККД мають всі оборотні процеси. Найвище значення термічного ККД має оборотний цикл Карно. Оскільки необоротні процеси характеризуються наявністю внутрішньої і зовнішньої необоротності, то термічний ККД буде завжди меншим порівняно з циклом Карно. Максимально можливу роботу можна одержати тільки в оборотному циклі Карно.

Що стосується ентропії ізольованої системи або процесів bc і da в циклі Карно, то оскільки теплота не підводиться і не відводиться ($dQ=0$), тому ентропія в цій системі буде не змінною. Для необоротних процесів ентропія збільшується ($\Delta S_{\text{сист}} \geq 0$).

Збільшення ентропії ізольованої системи, в якій протікають необоротні процеси пов'язано з так названим знеціненням енергії або як ще називають з втратою працездатності теплоти – ексергією. Поняття **ексергія** введений у 1956 р. вченим З.Рантом під час вивчення проблем пов'язаних з використанням енергії.

Коли говориться про ексергію теплоти ізольованої системи варто розглядати систему як таку, яка складається з двох джерел теплоти (гарячого і холодного) робочого тіла за допомогою якого здійснюється цикл. Холодним джерелом теплоти є оточуюче середовище з його не змінною температурою T_0 . Гарячим джерелом теплоти є безмежно велике джерело теплоти, температура якого є незмінною і рівною T_1 . В цьому випадку верхнім джерелом теплоти є гарячий теплоносій з температурою на вході T_1 .

Під ексергією розуміють максимально корисну роботу (працездатність), яку можна одержати за рахунок теплоти Q_1 , яка відбирається від верхнього джерела теплоти з температурою T_1 за умови, що нижнім джерелом теплоти є оточуюче середовище з температурою T_0 .

Як відомо, максимальна робота за рахунок теплоти Q_1 може бути одержана за здійснення в заданому температурному інтервалі оборотного циклу Карно, тобто:

$$Q_1 - Q_2 = L_{\text{о.ц.к}} = Q_1 \cdot \eta_t^{\text{ц.к}} = Q_1 \cdot \left(\frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \right) = Q_1 \cdot \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right). \quad (7)$$

Таким чином, працездатність теплоти тим більша, чим більшою є температура T_1 і меншою температура $T_2 = T_0$.

Якщо теплота Q_1 буде передаватись робочому тілу, яке має кінцеву температуру T_1' , тобто температура робочого тіла буде меншою за температуру верхнього джерела теплоти T_1 , то робота необоротного циклу Карно $L_{\text{н.ц.к}}$ буде меншою:

$$L_{\text{н.ц.к}} = Q_1 \cdot \eta_t^{\text{н.ц.к}} = Q_1 \cdot \left(1 - \frac{T_2}{T_1'} \right). \quad (7a)$$

Таким чином, в результаті введеної необоротності працездатність теплоти зменшиться на величину:

$$\Delta L = L_{\text{о.ц.к}} - L_{\text{н.ц.к}} = Q_1 \cdot \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) - Q_1 \cdot \left(1 - \frac{T_2}{T_1'} \right) = T_2 \cdot Q_1 \cdot \left(\frac{1}{T_1'} - \frac{1}{T_1} \right). \quad (8)$$

Зрозуміло, що для необоротного процесу переходу теплоти Q_1 від верхнього джерела теплоти з температурою T_1 до робочого тіла, температура якого T_1' є меншою за T_1 , то ентропія такої системи зросте на величину:

$$\Delta S_{\text{в.д}} \neq \Delta S_{\text{р.т}} = \Delta S_{\text{сист}} = -\frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_1}{T_1'} = Q_1 \cdot \left(\frac{1}{T_1'} - \frac{1}{T_1} \right) = Q_1 \cdot \left(\frac{T_1 - T_1'}{T_1' \cdot T_1} \right). \quad (9)$$

Нагадаємо, що знаки (-), (+) залежать від того, чи тепло підводиться (+), чи відводиться (-).

Порівнюючи рівняння (8) і (9) одержимо:

$$D\Delta T = \Delta L = T_2 \cdot \Delta S_{\text{сист}}. \quad (10)$$

Таким чином, рівняння (10) дає можливість визначити втрати працездатності системи в результаті необоротності процесів системи. Рівняння (10) називають рівнянням Гюї-Стодоли. Тому говорячи про роботу оборотних і необоротних процесів варто ще раз підкреслити, що ексергія теплоти E_q – це максимально можлива корисна робота, яку може здійснити ізольована система, якщо процеси, які ведуть до встановлення рівноваги в цій системі будуть оборотним – рівняння (7). Що стосується корисної роботи – $L'_{\text{кор}}$ рівняння (7a), то ця робота, яку здійснює та ж сама система в умовах необоротного процесу. Різниця цих величин

представляє собою втрату ексергії (працездатності) системи внаслідок необоротності процесів, які протікають в цій системі.

У загальному випадку втрати ексергії (рис. 2 і 3) в теплообмінному апараті є сумою втрат кінцевої різниці температур $D\Delta T$, гідравлічних опорів $D\Delta p$, теплообміну з довкіллям D^0C і втрат викликаних теплопровідністю вздовж теплообмінника.

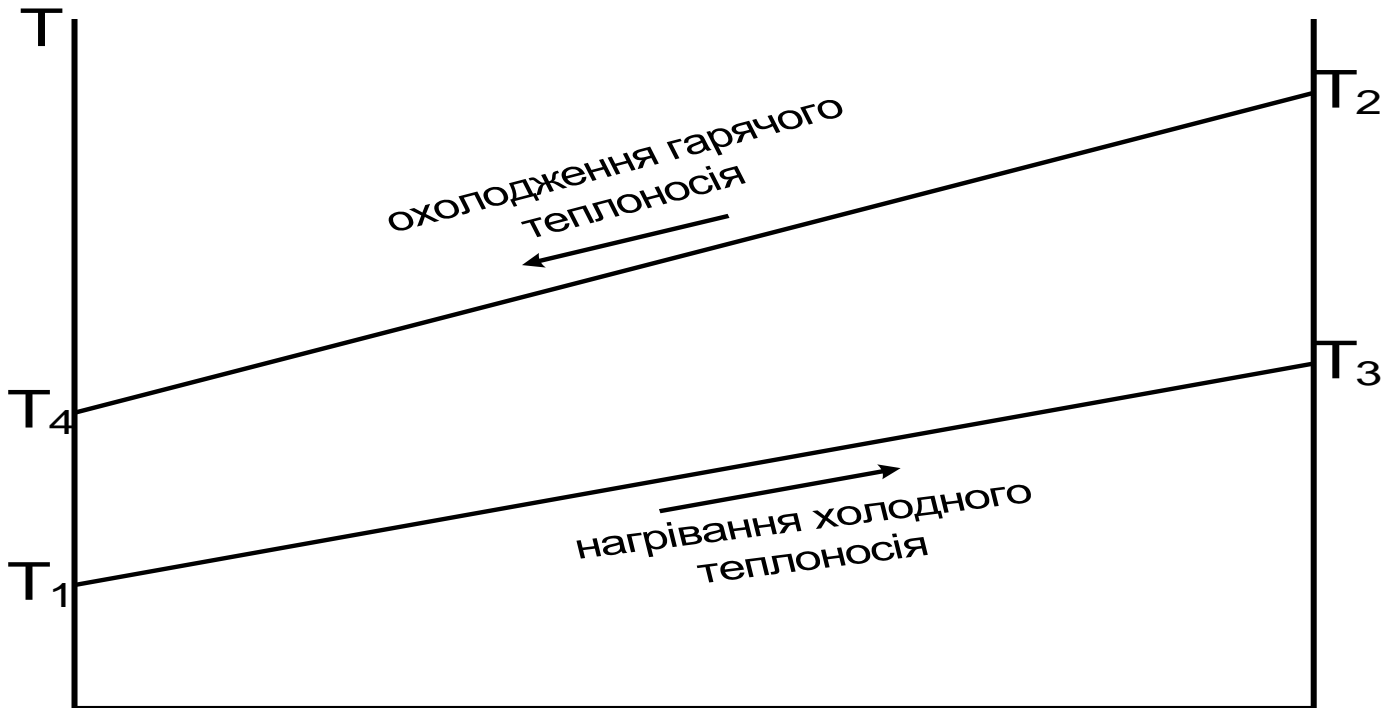


Рис. 2. Зміна температур гарячої та холодної води на вході і виході теплообмінника (протитечійний процес)

У лабораторній роботі розглянемо лише втрати ексергії пов'язані з кінцевою різницею температур $D\Delta T$. Зазначимо, що втрати ексергії від кінцевої різниці температур, для умов, коли температура теплоносіїв змінюється вздовж поверхні теплообміну, то в даному випадку необхідно заздалегідь визначити їх середні значення. Для гарячого і холодного теплоносіїв згідно рис. 2 одержимо:

$$\bar{T}_2 = \frac{T_2' - T_2''}{\ln \frac{T_2'}{T_2''}}; \quad \bar{T}_1 = \frac{T_1'' - T_1'}{\ln \frac{T_1''}{T_1'}} \quad (11)$$

де T' і T'' – температури гарячого і холодного теплоносіїв на вході і на виході з теплообмінника.

Втрати ексергії від кінцевої різниці температур в процесі теплообміну визначимо з рівняння Гюї-Стодоли (10):

$$D\Delta T = T_0 \cdot \Delta S_{\text{сист}}$$

Визначимо зміну ентропії системи $\Delta S_{\text{сист}}$, яка складається з суми ентропій гарячого теплоносія $\Delta S_{\text{г.т.}}$ і робочого тіла – холодної води $\Delta S_{\text{х.т.}}$:

$$\Delta S_{\text{сист}} = -\frac{Q_2}{\bar{T}_2} + \frac{Q_2}{\bar{T}_1} = Q_2 \cdot \left(\frac{1}{\bar{T}_1} - \frac{1}{\bar{T}_2} \right) = Q_2 \cdot \frac{\bar{T}_2 - \bar{T}_1}{\bar{T}_1 \cdot \bar{T}_2}. \quad (12)$$

Втрати ексергії визначаються згідно рівняння (10).

Температуру оточуючого середовища приймемо рівною 20°C або $T_0 = T_2 = 293\text{K}$.

Витрата гарячого теплоносія визначається з рівняння теплового балансу:

$$G_A \cdot C_A \cdot (T_2 - T_4) = G_B \cdot C_B \cdot (T_3 - T_1), \quad (13)$$

де G_A , G_B – витрати гарячого і холодного теплоносіїв, кг/с; C_A , C_B – теплоємності гарячого і холодного теплоносіїв відповідно, кДж/(кг·К);

$$G_A = G_B \cdot \frac{(T_3 - T_1)}{(T_2 - T_4)}, \quad (14)$$

Ексергетичний ККД визначають як відношення надбання ексергії холодною водою до втрат ексергії гарячою водою.

$$\eta_{\text{екс}} = \frac{\Delta E_{\text{х.в.}}}{\Delta E_{\text{г.в.}}}, \quad (15)$$

Надбання ексергії холодною водою визначається згідно рівняння:

$$\Delta E_{\text{х.в.}} = G_B \cdot C \cdot \left[(T_3 - T_1) - T_0 \ln \frac{T_3}{T_1} \right]. \quad (16)$$

Втрати ексергії гарячою водою визначають за рівнянням:

$$\Delta E_{\text{г.в.}} = G_A \cdot C \cdot \left[(T_2 - T_4) - T_0 \ln \frac{T_2}{T_4} \right]. \quad (17)$$

ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Теплообмінник (рис. 3) складається з кожуха 1, приварених до нього нерухомих трубних решіток 2, теплообмінних трубок 3, кінці яких закріплені в трубних решітках розвальцюванням.

До трубних решіток прикріплені кришки теплообмінника 4. Гаряча вода по трубі 5 подається в міжтрубний простір теплообмінника і виходить по трубі 6. Холодна вода входить в трубний простір теплообмінника по трубопроводу 7, на якому закріплений витратомір 9, нагрівається і виходить по трубі 8. Температура

теплоносіїв (на вході і виході гарячої та холодної води) вимірюється за допомогою потенціометра.

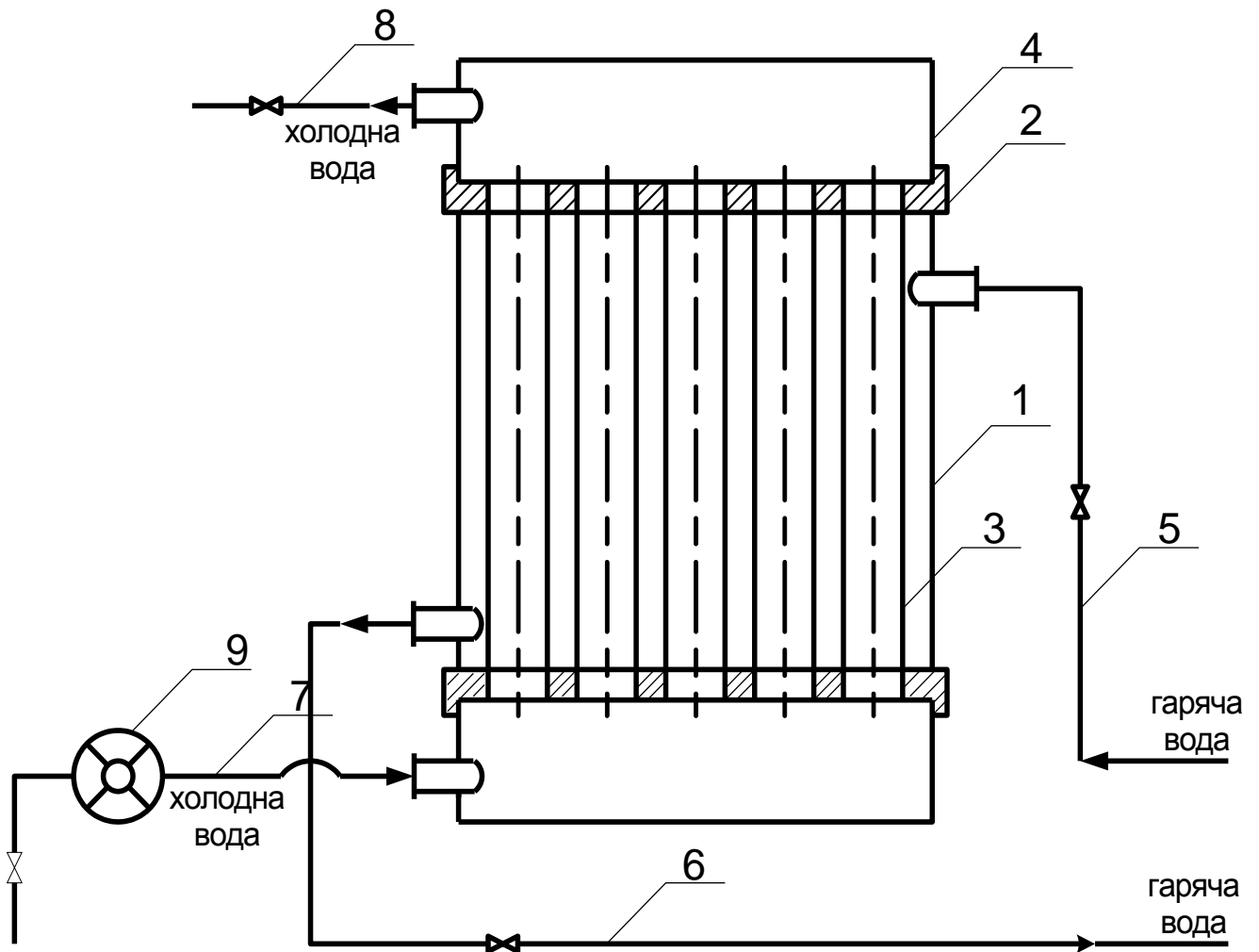


Рис. 3. Схема експериментальної установки

1 – кожух; 2 – трубна решітка; 3 – трубки; 4 – кришка; 5, 6, 7, 8 – система трубопроводів; 9 – витратомір.

МЕТОДИКА ТА ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Встановити певні витрати гарячої G_A та холодної G_B води. Після деякого часу (10 – 15 хв), за які встановлюється стаціонарний тепловий режим, визначити температури води, що нагрівається на вході в теплообмінник T_1 та виході з теплообмінника T_3 , а також гарячої рідини на вході в теплообмінник T_2 та на виході з нього T_4 . За певний час τ , визначити по лічильнику об'єм холодної води V , який пройшов крізь теплообмінник.

ОБРОБКА ДОСЛІДНИХ ДАНИХ

1. Визначити масову витрату холодного теплоносія:

$$T = t + 273$$

$$G_B = \rho \cdot \frac{V}{\tau}, \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (18)$$

де $\rho = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ – густина води

2. Визначити масову витрату гарячого теплоносія:

$$G_A = G_B \cdot \frac{T_3 - T_1}{T_2 - T_4}$$

3. Втрати ексергії визначити згідно рівняння (15).

4. Визначити ексергетичну ефективність теплообмінника (ексергетичний коефіцієнт корисної дії) згідно формул (15) - (17).

4. Користуючись рівнянням (15), визначити як залежать втрати ексергії від параметра:

$$\nu = \frac{C_A \cdot G_A}{C_B \cdot G_B}$$

Розглянути випадки: $\nu = 1$; $\nu < 1$; $\nu > 1$.

Звітні таблиці

Таблиця параметрів гарячої води

№ п/п	G_A , кг/с	T_2' , К	T_2'' , К	$T_{сер}$, К	T_0 , К	Q_2 , кДж	q_2 , кДж	$\Delta E_{Г.В}$, кДж	$T_{2ВХ}$, К	$T_{2ВИХ}$, К

Таблиця параметрів холодної води

№ п/п	G_B , кг/с	T_1' , К	T_1'' , К	$T_{сер}$, К	T_0 , К	Q_1 , кДж	q_1 , кДж	$\Delta E_{Х.В}$, кДж	$T_{1ВХ}$, К	$T_{1ВИХ}$, К

Ексергетичний баланс

№ п/п	$\eta_{екс}$	$\Delta S_2^{Г.В}$	$\Delta S_1^{Р.Т}$	$\Delta S_2^{Г.В} + \Delta S_1^{Р.Т}$

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Що таке ексергія?
2. Коли ексергія системи є максимальною, а коли рівною нулеві?
3. Який вигляд має ізольована система, коли мова йде про ексергію теплоти?
4. Як розрахувати дійсну корисну роботу деякої кількості теплоти, яка відбирається від гарячого джерела?
5. Як визначити втрати ексергії кожухотрубного протитечійного теплообмінника?
6. Як розрахувати ексергетичну ефективність теплообмінника?

ЛІТЕРАТУРА

1. Є.М.Семенишин, М.С.Мальований. Енерготехнологія хіміко-технологічних процесів. – Львів. 2005. – 420с.
2. Сухий М.П., Карпенко О.О. Енерготехнологія хіміко-технологічних процесів: навч. посібник / Український держ. хіміко-технологічний ун-т. – Д.: УДХТУ, 2006. — 202с.
3. Лейтес И. Л. Сосна М.Х., Семенов В.П. Теория и практика энерготехнологии. – М.: Химия. 1988.
4. Бродянский В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа. М.: Энергия, 1973.
5. . А.Г.Касаткин. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М: Изд.Химия, 1973 – 719 с
6. Лебедев П.Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки. Учебник для студентов технических вузов. Изд. 2-е, перераб. М., «Энергия», 1972. – 321 с.

НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

**ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПРОТИТЕЧІЙНОГО
КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМІННИКА**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для самостійної підготовки до лабораторної роботи №1
з курсу «Енерготехнологія хіміко-технологічних процесів» для студентів
базового напрямку 6.051301 «Хімічна технологія», 6.051302 «Хімічна
інженерія» та з курсу «Енергозбереження в хімічних технологіях» для студентів
базового напрямку 6.050503 «Машинобудування»

Укладачі

Семенишин Є.М., д-р техн. наук, проф.,
Троцький В.І., канд. техн. наук, доц.,
Кіндзера Д.П., канд. техн. наук, доц.,
Римар Т.І. канд. техн. наук, ст. викл.