

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД  
«УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ХІМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ»

## МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ  
НА ТЕМУ: «РОЗРАХУНОК ДВОТРУБНОГО  
ТЕПЛООБМІННИКА-ПІДГРІВАЧА ВИПАРНОЇ УСТАНОВКИ»  
З КУРСУ «ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ ХІМІЧНИХ ВИРОБНИЦТВ»  
ДЛЯ СТУДЕНТІВ ІІІ– V КУРСІВ УСІХ СПЕЦІАЛЬНОСТЕЙ  
І ФОРМ НАВЧАННЯ

Затверджено на засіданні кафедри  
процеси та апарати хімічної технології  
Протокол № 9 від 17.06.2013

Дніпропетровськ ДВНЗ УДХТУ 2014

Методичні вказівки до виконання курсового проекту на тему: «Розрахунок двотрубного теплообмінника-підігрівача випарної установки» з курсу «Процеси та апарати хімічних виробництв» для студентів III–V курсів усіх спеціальностей і форм навчання / Укл.: Смірнова О.С., Черемисінова А.О., Опарін С.О. – Д.: ДВНЗ УДХТУ, 2014. – 31 с.

Укладачі: О.С. Смірнова, канд. техн. наук  
А.О. Черемисінова, канд. техн. наук  
С.О. Опарін, канд. техн. наук

Відповідальний за випуск: П.Г. Сорока, д-р техн. наук

#### Навчальне видання

Методичні вказівки до виконання курсового проекту на тему  
“Розрахунок двотрубного теплообмінника-підігрівача випарної  
установки” з курсу «Процеси та апарати хімічної технології»  
для студентів III–V курсів усіх спеціальностей і форм навчання

Укладачі: СМІРНОВА Олена Степанівна  
ЧЕРЕМИСІНОВА Анна Олександрівна  
ОПАРІН Сергій Олександрович

Редактор Л.М. Тонкошкур  
Коректор В.П. Синицька

Підписано до друку 22.09.14. Формат 60×84 1/16. Папір ксерокс. Друк різнограф.  
Умов. друк. арк. 1,41. Обл.-вид. арк. 1,49. Тираж 100 прим. Зам. № 24.  
Свідоцтво ДК № 303 від 27.12.2000.

---

ДВНЗ УДХТУ, 49005, м. Дніпропетровськ, 5, просп. Гагаріна, 8

---

## 1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

### 1.1 Структура розрахунково-пояснювальної записки курсового проекту

Методичні вказівки призначені для студентів усіх спеціальностей і форм навчання, що вивчають курс «Процеси та апарати хімічних виробництв». У роботі наведені рекомендації до виконання проекту за розділами «Випарювання» та «Теплові процеси».

Методичні вказівки розроблені з метою допомоги студентові в роботі над спеціальною літературою, стандартами, нормативами, оволодіння методиками технологічних конструктивних та інших розрахунків випарної установки та допоміжного теплообмінного обладнання, їх графічного зображення, які передбачені при виконанні курсового проекту за розділами «Випарювання» та «Теплові процеси».

Для виконання курсового проекту студенту видається завдання на проектування, варіант якого студент обирає з методичних вказівок [1, 2]. В завданні, як правило, вказані: назва установки, її продуктивність за початковим розчином, початкова та кінцева концентрації випарюваного розчину, тиск або температура теплоносія гріючої водяної пари, абсолютний тиск в конденсаторі вторинної пари. Дані, яких не вистачає для розрахунку, студент обґрунтовано приймає самостійно.

Курсовий проект – комплект конструкторських документів, до яких належать: текстова частина та графічні документи.

Об'єм курсового проекту – пояснювальна записка та два аркуші (формату А1) креслень: технологічна схема та загальний вигляд апарата, які виконуються згідно з вимогами оформлення конструкторської документації.

Вимоги до оформлення пояснювальної записки та графічного матеріалу наведені в методичних вказівках [3].

Пояснювальна записка повинна включати в себе такі розділи:

1. Вступ.
2. Загальна частина.
3. Технологічний розрахунок.
4. Конструктивний розрахунок апарата, що проектується.
5. Гідравлічний розрахунок апарата, що проектується.
6. Механічний розрахунок апарата, що проектується.

В кінці розрахунково-пояснювальної записки наводяться висновки та список використаної літератури.

#### **Зміст розділів пояснювальної записки**

У розділі «ВСТУП» наводиться повна характеристика розчиненої речовини та її водяного розчину, який випаровується в установці, а саме:

1.1 Фізико-хімічні властивості – хімічна формула, молекулярна маса, температура плавлення, кипіння, розкладу, розчинність, густина,

теплопровідність, теплоємність. Для розчину – динамічні та кінематичні коефіцієнти в'язкості, залежно від концентрації розчиненої речовини та температури. Температура кипіння, густина та коефіцієнт поверхневого натягу залежно від тих же параметрів, а також корозійні властивості та реакційну здатність [4, 5].

1.2 Народного господарського значення розчиненої речовини, розчину, основні методи її виробництва та застосування в народному господарстві.

В «ЗАГАЛЬНІЙ ЧАСТИНІ» розглядаються такі питання:

2.1 Обґрунтування та вибір способу концентрування на основі загальних відомостей про процес випарювання та характеристика існуючих способів випарювання.

2.2 Фізико-хімічні основи процесу випарювання.

2.3 Вибір та обґрунтування прийнятої до проектування технологічної схеми випарної установки на основі аналізу існуючих.

2.4 Технологічна схема процесу випарювання та опис її роботи.

2.5 Вибір відсутніх технологічних параметрів, якщо вони не задані, а саме: робочих умов процесу, концентрації розчинів та інше.

2.6 Вибір апарата, який проектується, ескіз його устрою та опис роботи.

2.7 Вибір матеріалу та вузлів апарата, що проектується [6, 7].

У розділі «ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗРАХУНОК УСТАНОВКИ» виконуються основні технологічні розрахунки згідно з існуючими рекомендаціями [8, 9], а саме:

3.1 Матеріальний баланс процесу та визначення кількості отриманого концентрованого розчину та випареної вторинної пари (розчинника).

3.2 Температурний режим роботи випарної установки – визначення температурних витрат (депресій), температури кипіння розчину, температури вторинної пари, загальної та корисної різниці температур.

3.3 Тепловий баланс випарної установки, визначення витрати гріючого агента (водяної пари) на процес випарювання та підігрів до температури кипіння початкового розчину, а також витрату охолоджуючої води на конденсацію вторинної пари.

У розділі «КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК» двотрубного теплообмінника-підігрівача визначаються [10, 11]:

4.1 Загальне теплове навантаження апарата, що проектується.

4.2 Коефіцієнти тепловіддачі та теплопередачі.

4.3 Поверхня теплопередачі.

4.4 Кількість складових елементів і секцій теплообмінника.

4.5 Запас поверхні теплопередачі.

4.6 Основні розміри апарата, що проектується, які забезпечать необхідне теплове навантаження, вибір стандартного теплообмінника за таблицями Держстандарту або додатка 1.

4.7 Визначення діаметрів патрубків для матеріальних потоків і вибір стандартних з'єднувальних фланців [7, 12].

У розділі «ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК» визначається [7, 10]:

5.1 Втрати тиску теплоносія, що рухається в трубному просторі апарата за рахунок сил тертя.

5.2 Втрати тиску теплоносія, що рухається в трубному просторі апарата за рахунок місцевого опору.

5.3 Загальний гідравлічний опір трубного простору теплообмінника, що необхідно для визначення енергетичних витрат на транспортування технологічних потоків апарата. Це дозволяє обрати відповідне допоміжне устаткування: насос, компресор.

У розділі «МЕХАНІЧНИЙ РОЗРАХУНОК» виконуються [12]:

6.1 Розрахунки товщини стінки оболонки (більшої труби) теплообмінника.

6.2 Визначення загальної ваги апарата при гідравлічних випробуваннях і вибір опор.

Технологічна схема випарної установки наводиться принципова, з зображенням усіх машин та апаратів, необхідних для проведення процесу без дотримання масштабу, але без порушення співвідношення їх габаритних розмірів. Апарати з'єднуються технологічними (матеріальними та енергетичними) потоками. Апарати та технологічні потоки зображуються основними контурними лініями.

Загальні вимоги до отримання технологічної схеми наведені в методичних вказівках з оформлення курсових проектів [5] і літературі [7].

Трубопроводи та пристрої, які забезпечують функціональний зв'язок між апаратами на схемі не повинні перехрещуватись. Тому при перетині технологічних ліній на вертикальній лінії необхідно зображувати обвід. Магістральні трубопроводи доцільно розміщувати нижче або вище основного обладнання, до якого підходить розводка трубопроводів.

На основних технологічних лініях необхідно нанести технологічні характеристики матеріального потоку: витрата, концентрація, тиск, температура тощо. Ці дані заносять у накреслені тонкою лінією прямокутні рамки, які з'єднуються з лінією потоку.

Графічні умови зображення апаратів, арматури та пристроїв, які відповідають стандартам, наведені в літературі [7] і повинні використовуватись при розробці технологічних схем.

Креслення загального вигляду апарата, який проектується, визначає конструкцію виробу, показує взаємодію його основних складових і пояснює принцип його роботи.

Вимоги до креслення загального вигляду апарата наведені в методичних вказівках до оформлення курсових проектів [3]. Приклад змісту та розрахунків розділів 1–3 розрахунково-пояснювальної записки курсового проекту за темою «Випарювання» наведені в методичних вказівках [8, 9].

Метою даної роботи є тільки конструктивний, гідравлічний та механічний розрахунок апарата, який проектується – двотрубного теплообмінника-підігрівача початкового розчину випарної установки (розділи 4, 5, 6 розрахунково-пояснювальної записки курсового проекту).

Конструктивний розрахунок апарата приводиться з метою визначення всіх його складових: довжини труб, кількості елементів і секцій (габаритні розміри), діаметрів патрубків для введення та виведення теплоносіїв.

## 1.2 Принципова схема однокорпусної випарної установки

Обґрунтування прийнятої до проектування технологічної схеми установки виконується на основі аналізу випарних установок за ознаками кратності використання тепла гріючої пари в останньому корпусі, їх переваг і недоліків.

Просте випарювання здійснюється в одиночних випарних апаратах (однокорпусні випарні установки) під атмосферним тиском або вакуумом як безперервним, так і періодичним методом. Характеризується великою витратою теплової енергії і застосовується переважно коли економія тепла не має великого значення. Відповідно при великій продуктивності установки доцільно вибрати установку безперервної дії, прямоточну із випарним апаратом з природною циркуляцією та винесеною гріючою камерою, яка обігривається водяною насиченою парою. Як підігрівач початкового розчину використовують двотрубний теплообмінник.

Принципова схема однокорпусної випарної установки безперервної дії наведена на рис. 1.1.

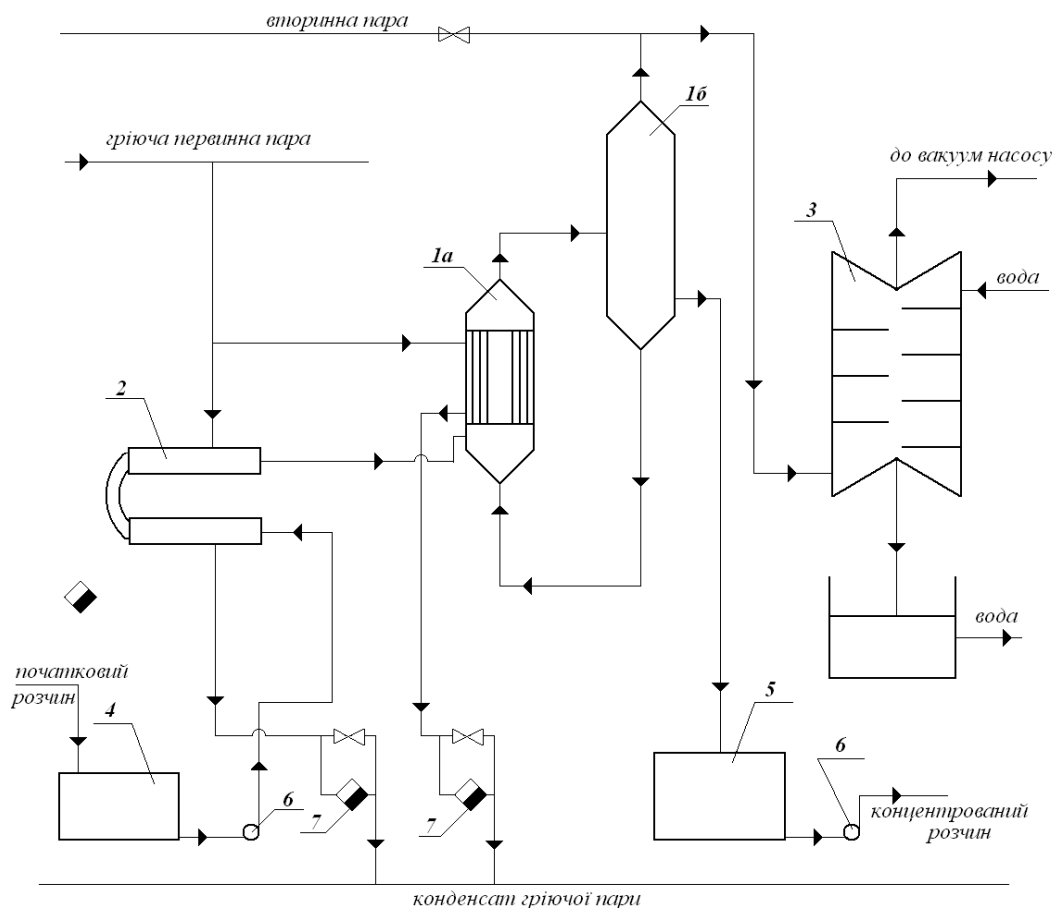


Рисунок 1.1 – Принципова технологічна схема однокорпусної випарної установки:

1а – гріюча камера випарного апарата; 1б – сепаратор випарного апарата;  
2 – двотрубний теплообмінник-підігрівач; 3 – барометричний конденсатор; 4 – ємність розбавленого розчину; 5 – ємність концентрованого розчину; 6 – насоси;  
7 – конденсатовідвідники

Початковий розбавлений розчин із ємності 4 насосом 6 подається в трубний простір двотрубного підігрівача 2, а в між трубний простір теплообмінника подається гріюча водяна насичена пара. Початковий розчин підігрівається до температури, близької до температури кипіння. Далі підігрітий розчин надходить в кип'ятильні труби гріючої камери випарного апарата 1а, де випаровується до кінцевої концентрації. В випарному апараті випарювання здійснюється за рахунок тепла первинної гріючої водяної пари високого тиску (приблизно 0,3–0,4 МПа), яка подається в між трубний простір гріючої камери. Випарений концентрований розчин виходить із сепаратора 1б і збирається в ємності кінцевого розчину 5. Вторинна пара, що утворилася в випарному апараті, виходить із сепаратора і надходить в барометричний конденсатор 3, де конденсується за рахунок охолодження її водою. Можливе використання вторинної пари, як гріючої, для підігрівання початкового розбавленого розчину в теплообміннику 2. В цьому випадку частина вторинної пари змішується з первинною насиченою парою.

### **1.3 Вибір конструкції та опис роботи двотрубного теплообмінника-підігрівача**

Двотрубний теплообмінник-підігрівач призначений для підігріву початкового розбавленого розчину перед подачею його в кип'ятильні труби гріючої камери випарного апарата.

Двотрубні теплообмінники («труба в трубі») відносяться до класу поверхневих, в яких теплообмін між двома теплоносіями відбувається через стінку, яка їх розділяє – поверхню теплопередачі.

Ці теплообмінники складаються з декількох послідовно з'єднаних трубчатих елементів, утворених двома концентрично розташованими трубами. Один теплоносій рухається по внутрішнім трубам 1, а інший (гріюча пара) – по кільцевому зазору між внутрішньою і зовнішньою 2 трубами. Внутрішні труби (діаметром 57–108 мм) з'єднуються калачами 3, а зовнішні труби, що мають діаметр 76–159 мм – патрубками 4 (рис. 1.2).

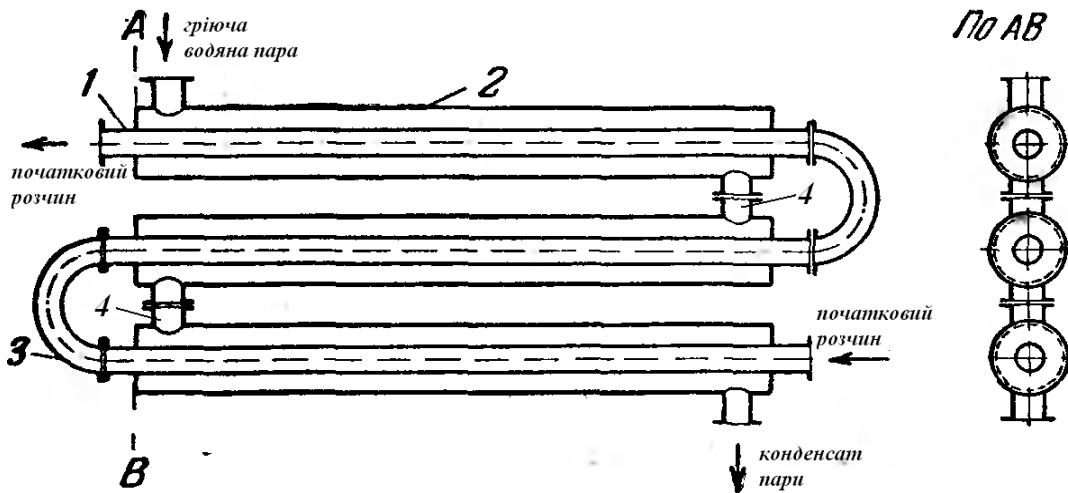


Рисунок 1.2 – Ескіз двотрубного теплообмінника-підігрівача:

1 – внутрішня труба; 2 – зовнішня труба; 3 – калач; 4 – патрубки

Завдяки невеликим поперечним перетинам трубного і міжтрубного простору в двотрубних теплообмінниках навіть при невеликих витратах досягаються досить високі швидкості рідини, близько 1–1,5 м/с. Це дозволяє одержувати більш високі коефіцієнти теплопередачі і досягати вищих теплових навантажень на одиницю маси апарата, ніж у кожухотрубних теплообмінниках. Крім того, зі збільшенням швидкостей теплоносіїв зменшується можливість відкладення забруднень на поверхні теплообміну.

Разом з тим, ці теплообмінники більш громіздкі, ніж кожухотрубні, і вимагають більшої витрати металу на одиницю поверхні теплообміну, яка в апаратах такого типу утворюється тільки внутрішніми трубами. Двотрубні теплообмінники можуть ефективно працювати при невеликих витратах теплоносіїв, а також при високих тисках. Якщо потрібна велика поверхня теплообміну, то ці апарати виконують з декількох паралельних секцій.

Згідно з ДОСТ 9930-78 двотрубні теплообмінники виробляють наступних типів:

1 – розбірні одно- та двопоточні малогабаритні; 2 – нерозбірні однопоточні малогабаритні; 3 – розбірні однопоточні; 4 – нерозбірні однопоточні; 5 – розбірні багатопоточні.

До малогабаритного типу відносяться теплообмінники з прохідними перерізами внутрішніх труб до  $35 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ .

Площі поверхонь теплообміну та основні параметри стандартних двотрубних теплообмінників наведені в табл. 1 додатка 1.

Теплообмінні апарати з різною поверхнею теплообміну отримують шляхом послідовного або паралельного з'єднання нормалізованих елементів у секції. Промисловість випускає елементи марки ТТ38 і ТТ76. Основні параметри цих елементів наведено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1

Елементи двотрубних теплообмінних апаратів



Позначення елемента	Діаметр зовнішніх труб, мм	Діаметр внутрішніх труб, мм	Площа поперечного перетин внутрішніх труб, м <sup>2</sup>	Площа поперечного перетин кільцевого простору, м <sup>2</sup>	Довжина l, мм	Поверхня теплообміну, м <sup>2</sup>
ТТ38	76×4	38×2,5	0,000855	0,00261	3000 або 6000	0,358 або 0,716
ТТ76	108×4	76×4	0,00364	0,00322	3000 або 6000	0,716 або 1,432

Таким чином, підігрів розчину відбувається в трубному просторі теплообмінника за рахунок теплоти конденсації гріючої водяної пари в кільцевому просторі. Розчин підігрівається до температури, близької до температури кипіння.

Конденсат пари відводиться з нижньої частини теплообмінника. Для відводу конденсату та недопущення проскоку пари, теплообмінник-підігрівач повинен мати конденсатовідвідник.

Початковий розчин подається в трубний простір протитечією.

#### 1.4 Основні положення нагрівання водяною парою

Одним з найбільш широко застосовуваних гріючих агентів є насичена водяна пара. Це пояснюється суттєвими перевагами її, як теплоносія. У результаті конденсації пари отримують більшу кількість тепла при відносно невеликій витраті пари, так як теплота конденсації її становить приблизно  $2,26 \cdot 10^6$  Дж/кг (540 ккал/кг) при тиску  $9,8 \cdot 10^4$  Н/м<sup>2</sup> (1 ат). Внаслідок високих коефіцієнтів тепловіддачі від конденсуючої пари опір переносу тепла з боку пари малий. Це дозволяє проводити процес нагрівання при малій поверхні теплообміну.

Важливою перевагою насиченої пари є сталість температури її конденсації (при даному тиску), що дає можливість точно підтримувати температуру нагрівання, а також у разі необхідності регулювання її, змінюють тиск пари.

При використанні тепла парового конденсату к.к.д. нагрівання парових пристроїв досить високий. Пара задовольняє також інші вимоги, що пред'являються до теплоносія (доступність, пожежонебезпеку та ін.).

Основний недолік водяної пари – значне зростання тиску з підвищенням температури. Внаслідок цього температури, до яких можна проводити нагрівання насиченою водяною парою, звичайно не перевищують 180–190°C, що відповідає тиску пара 10–12 ат. При великих тисках потрібна занадто товстостінна і дорога теплообмінна апаратура, а також великі витрати на комунікації та арматуру.

Більша економічна утилізація водяної пари, одержуваної після її використання в паросилових установках. Хімічні виробництва часто споживають великі кількості не тільки тепла, а й електроенергії. Тому доцільно енергетичну пару високого тиску (до 250 ат) направляти спочатку в турбіни для вироблення електричної енергії, а потім м'яту пару турбін тиском 6–8 ат (іноді до 30 ат) використовувати для обігріву хімічної апаратури. М'ята пара турбін є перегрітою. Тепло перегріву пари мале в порівнянні з його теплотою конденсації, а об'єм пари на одиницю тепла, що віддається, значно більше, ніж для насиченої пари, що призводить до збільшення діаметра паропроводів. Щоб уникнути збільшення витрат на транспортування теплоносія, перегрітий пар з турбін зволожують, змішуючи його з гарячою водою. При цьому пара додатково випаровує деяку кількість води і прямує в насиченому стані в тепловикористовуючі апарати.

З огляду на те, що тепло перегріву відносно мале, коефіцієнти тепловіддачі від перегрітої пари значно нижчі, ніж від насиченої пари, і перегрів пари вимагає додаткових витрат. Тому перегріту водяну пару рідко застосовують, як нагрівачий агент. Іноді використовують невеликий перегрів його для компенсації теплових втрат у підвідних паропроводах [6, 11].

### 1.5 Робочі умови функціонування теплообмінника-підігрівача

На основі вище наведеного в якості теплообмінника-підігрівача попередньо приймаємо двотрубний теплообмінник (“труба в трубі”), виготовлений із труб  $D_3 \times h = 89 \times 4$  мм (зовнішня труба) та  $d_{\text{вн}} \times h = 57 \times 3,5$  мм (внутрішня труба), з довжиною труб  $l = 6$  м (ДСТУ 9930-78).

Гріючу водяну пару направляємо в міжтрубний простір, а початковий розчин протитечією в труби.

Загальне теплове навантаження підігрівача з урахуванням втрат визначається з теплового балансу апарата:

$$Q_1 = Q_2 = (1.03 \div 1.05) G_2 \cdot c_2 \cdot (t_{2к} - t_{2п}), \quad (1.1)$$

де  $G_2$  – витрата початкового розчину, кг/с;

$c_2$  – теплоємність початкового розчину, Дж/кг·град;

$(t_{2к} - t_{2п})$  – різниця температур нагріву кінцевого та початкового розчинів.

Температуру водяної пари приймаємо згідно з кінцевою температурою нагріву початкового розчину:

$$t_{\text{г.п.}} = t_{2к} + \Delta t, \quad (1.2)$$

де  $\Delta t$  – різниця температури між температурою конденсації гріючої пари та кінцевою температурою нагріву початкового розчину, приймаємо  $\Delta t = 15 \div 30^\circ\text{C}$ .

Тиск водяної пари  $P_{\text{г.п.}}$  та її питому теплоту конденсації  $r_{\text{г.п.}}$  визначаємо за температурою конденсації  $t_{\text{г.п.}}$  [10].

Витрата пари  $G_{\text{г.п.}}$  визначається згідно рівняння:

$$G_{г.п.} = \frac{Q_1}{r_{г.п.} \cdot x_{г.п.}}, \quad (1.3)$$

де  $x_{г.п.}$  – ступінь сухості водяної пари, приймаємо 0,95.

Тиск у трубному просторі підігрівача приймаємо близьким до атмосферного.

## 1.6 Вибір конструкційного матеріалу

При виборі конструкційних матеріалів необхідно враховувати термостійкість, корозійну стійкість, характеристики на міцність та вартість матеріалу.

Конструкційні матеріали повинні мати високу корозійну стійкість не тільки для забезпечення довговічності апаратів, але й для запобігання забруднення середовища в апараті продуктами корозії, що призводить до порушення технологічного режиму та погіршення якості продуктів.

Основними конструкційними матеріалами для теплообмінників і допоміжного обладнання є сталь.

Сталі мають такі характеристики:

- вуглецеві сталі (Ст20, Ст201С) застосовують в апаратах, що працюють при температурі до 450°C і тиску 6,4 МПа;

- стійкими в пароводяному середовищі є низьколеговані молібденові сталі (15М, 20М), хромомолібденові сталі (12МХ, 15МХ);

- велику стійкість у середовищах азотної кислоти, нітратів, нітритів, оцтової та фосфорної кислот, лугів має аустенітна сталь (1Х18Н11Т, 1Х18Н12М2Т) і сталь 1Х18Н10Т.

Приймаємо низьколеговану хромомолібденову сталь 12МХ, стійку в агресивному середовищі.

## 2 ПРИКЛАД КОНСТРУКТИВНОГО РОЗРАХУНКУ ДВОТРУБНОГО ТЕПЛООБМІННИКА-ПІДІГРІВАЧА

### 2.1. Завдання та вихідні дані для розрахунку

Розрахувати та спроектувати двотрубний теплообмінник-підігрівач початкового розчину – допоміжного обладнання для однокорпусної випарної установки при концентруванні водного розчину карбонату натрію з початковою концентрацією  $\bar{X}_n=15$  мас%. Продуктивність установки за початковим розчином  $G_n=5,4$  т/год (1,5 кг/с). Тиск первинної гріючої пари прийняти  $P_{г.п.}=0,4$  МПа (температура гріючої пари  $t_{г.п.}=142,9^\circ\text{C}$ ) [10]. Початковий розчин підігрівається у підігрівачі від 15°C до 95°C за рахунок тепла первинної пари.

### 2.2 Визначення температурного режиму та фізичних властивостей теплоносіїв

Процес теплопередачі в теплообміннику-підігрівачі проходить відповідно до схеми безперервного режиму теплопередачі, представлений на рис. 2.1 та наданий основним рівнянням для цього випадку:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{cp}, \quad (2.1)$$

де,  $Q$  – загальне теплове навантаження теплообмінника-підігрівача, Вт;

$K$  – сумарний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(К·м<sup>2</sup>);

$F$  – поверхня теплопередачі (поверхня внутрішніх труб), м<sup>2</sup>;

$\Delta t_{cp}$  – середня різниця температур між теплоносіями, °С.

Розрахунок проводимо на одиницю часу  $\tau = 1$  с.

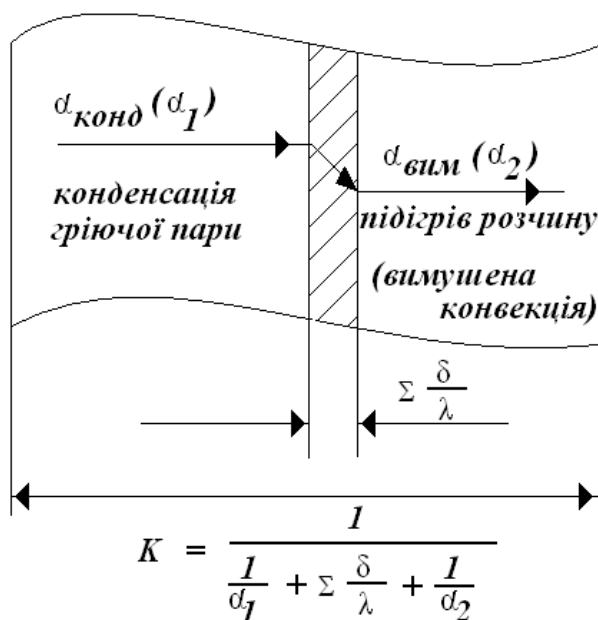


Рисунок 2.1 – Схема процесу теплопередачі в двотрубному теплообміннику-підігрівачі

Згідно з цим випадком теплопередачі складаємо температурну схему процесу, визначаємо середню різницю температури  $\Delta t_{cp}$  між гріючою водяною парою та початковим розчином, що підігрівається. Водяну пару направляємо в кільцевий простір, а холодний теплоносій (розчин) в – трубний. Обираємо схему руху теплоносіїв – протитечію (рис. 2.2).

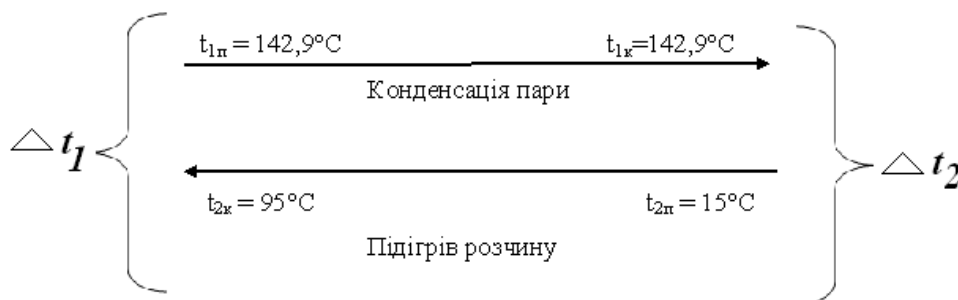


Рисунок 2.2 – Температурна схема теплоносіїв у теплообміннику-підігрівачі

Середню різницю температур  $\Delta t_{cp}$  визначаємо із рівняння (2.2):

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{m}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{m}}}, \quad (2.2)$$

де

$$\Delta t_1 = \Delta t_m = t_{1п} - t_{2к};$$

$$\Delta t_2 = \Delta t_{\delta} = t_{1к} - t_{2п};$$

$$\Delta t_1 = 142,9 - 95 = 47,9^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_2 = 142,9 - 15 = 127,9^{\circ}\text{C}.$$

Тоді:

$$\Delta t_{cp} = \frac{127,9 - 47,9}{\ln \frac{127,9}{47,9}} = 81,45^{\circ}\text{C}.$$

– Визначаємо середню температуру холодного теплоносія (розчину):

$$t_{2cp} = \frac{t_{2п} + t_{2к}}{2}, \quad ^{\circ}\text{C} \quad (2.3)$$

$$t_{2cp} = \frac{15 + 95}{2} = 55^{\circ}\text{C}.$$

– Визначаємо фізичні властивості холодного теплоносія (розчину).

Фізичні властивості холодного теплоносія 15% розчину  $\text{Na}_2\text{CO}_3$  визначаємо при середній температурі  $t_{2cp} = 55^{\circ}\text{C}$  [3] та зводимо в табл. 2.1.

– Фізичні властивості конденсату гріючої пари визначаємо при температурі конденсації  $t_k = 142,9^{\circ}\text{C}$  (табл. XXXIX [10]) і зводимо в табл. 2.2.

Фізичні властивості гріючої пари визначаються за абсолютним тиском гріючої пари  $P_{г.п.} = 0,4$  МПа, згідно з табл. LIV та LVII [10]. Температура її конденсації  $t_{г.п.} = 142,9^{\circ}\text{C}$ , питома теплота конденсації гріючої пари  $r_{г.п.} = 2141$  кДж/кг, густина гріючої пари  $\rho_{г.п.} = 2,12$  кг/м<sup>3</sup>.

Подальші розрахунки апарата проводимо відповідно до загальної схеми проектування поверхневих теплообмінників [10, 11].

Таблиця 2.1

Фізичні властивості початкового розчину при  $t_{2cp} = 55^{\circ}\text{C}$

Назва параметру, символ	Значення параметру, розмірність
Густина, $\rho$	1086 кг/м <sup>3</sup>
Динамічний коефіцієнт в'язкості, $\mu$	$0,89 \cdot 10^{-3}$ Па·с
Поверхневий натяг, $\sigma$	$501 \cdot 10^{-4}$ кг/с <sup>2</sup>
Коефіцієнт теплопровідності, $\lambda$	$66 \cdot 10^{-2}$ Вт/м·К
Теплоємність, $C$	3,859 кДж/кг·К

Таблиця 2.2

Фізичні властивості водяного конденсату при  $t_k = 142,9^\circ\text{C}$ 

Назва параметру, символ	Значення параметру, розмірність
Густина, $\rho$	$922,5 \text{ кг/м}^3$
Динамічний коефіцієнт в'язкості, $\mu$	$192,25 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$
Коефіцієнт теплопровідності, $\lambda$	$68,47 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$
Теплоємність, $C$	$4,2925 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$

### 2.3 Теплове навантаження теплообмінника по холодному теплоносію

$$Q_1 = Q_2 = G_2 \cdot C_2 \cdot (t_{2к} - t_{2п}), \text{ кВт} \quad (2.4)$$

де  $G_2$  – витрата початкового розчину, кг/с;

$C_2$  – теплоємність розчину при середній температурі, кДж/(кг·К).

$$Q_1 = Q_2 = 1,5 \cdot 3,859 \cdot (95 - 15) = 463,08 \text{ кВт.}$$

### 2.4 Витрата гріючої водяної пари

$$G_{г.п.} = \frac{Q_1}{r_{г.п.} \cdot x_{г.п.}}, \text{ кг/с} \quad (2.5)$$

де  $Q_1$  – теплове навантаження, кВт;

$r_{г.п.}$  – питома теплота конденсації водяної пари, кДж/кг;

$x$  – ступінь насичення, приймаємо 0,95.

$$G_{г.п.} = \frac{463,08}{2141 \cdot 0,95} = 0,23 \text{ кг/с.}$$

### 2.5 Орієнтована швидкість руху холодного теплоносія в трубах діаметром $57 \times 3,5$ мм

$$W'_2 = \frac{Re_2 \cdot \mu_2}{d_{вн} \cdot \rho_2}, \text{ м/с} \quad (2.6)$$

де  $d_{вн} = d_{зовн} - 2h$ ;

$d_{вн} = 57 - 2 \cdot 3,5 = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м.}$

Приймаємо  $Re_2 = 10000$ , турбулентний режим.

$$W'_2 = \frac{10000 \cdot 0,89 \cdot 10^{-3}}{0,05 \cdot 1086} = 0,16 \text{ м/с.}$$

### 2.6 Число паралельно працюючих труб (секцій)

Приймаємо число секцій  $n' = 2$ .

Число секцій визначається методом послідовних наближень з метою оптимізації швидкості руху теплоносія та ефективного гідравлічного режиму.

## 2.7 Дійсна швидкість і критерій Рейнольдса для холодного теплоносія

$$W_2 = \frac{V_2}{0,785 \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot n}, \text{ м/с} \quad (2.7)$$

де  $V_2$  – об'ємна секундна витрата розчину, визначаємо з рівняння (2.7 А):

$$V_2 = G_2 / S_2 \quad (2.7 \text{ А})$$

$$V_2 = 1,5 / 1086 = 0,0014 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Тоді:

$$W_2 = \frac{0,0014}{0,785 \cdot 0,05^2 \cdot 2} = 0,35 \text{ м/с}.$$

## 2.8 Уточнювальне значення критерію Рейнольдса для холодного теплоносія

$$Re_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_{\text{вн}} \cdot \rho_2}{\mu_2}, \quad (2.8)$$

$$Re_2 = \frac{0,035 \cdot 0,05 \cdot 1086}{0,89 \cdot 10^{-3}} = 21762$$

Розвинений турбулентний режим.

Таким чином число секцій  $n=2$  задовольняє умови гідравлічного режиму трубного простору.

## 2.9 Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_1$ , при конденсації гріючої водяної пари на зовнішній поверхні горизонтальної труби теплообмінника [7]

$$\alpha_1 = 2,02 \cdot \lambda_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_1^2 \cdot L \cdot n_1}{\mu_1 \cdot G_1}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (2.9)$$

де  $\lambda_1$  – коефіцієнт тепловіддачі конденсату пари, Вт/м·К;

$\rho_1$  – густина конденсату пари, кг/м<sup>3</sup>;

$L$  – довжина труби, м;

$\mu_1$  – динамічна в'язкість конденсату пари, Па·с;

$G_1$  – витрата гріючої водяної пари (конденсату), кг/с;

$n$  – кількість горизонтальних труб, приймаємо 1;

$\varepsilon_1 = 1$ , так як  $L/d_{\text{екв}} > 50$ .

Всі фізичні властивості водяного конденсату беремо з табл. 2.2.

Тоді:

$$\alpha_1 = 2,02 \cdot 68,47 \cdot 10^{-2} \cdot 1 \cdot 3 \sqrt{\frac{922,5^2 \cdot 6 \cdot 1}{192,25 \cdot 10^{-6} \cdot 0,23}} = 6720,9 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

## 2.10 Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_2$ для розчину

Примусова конвекція, турбулентний режим ( $Re_2 = 21762$ ) [6]:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_2^{0,4} \frac{\lambda_2}{d_{\text{екв}}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (2.10)$$

де  $Pr_2$  – критерій Прандтля для 15% розчину  $Na_2CO_3$

$$Pr_2 = \frac{c_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2},$$

$$Pr_2 = \frac{3,85 \cdot 10^3 \cdot 0,89 \cdot 10^{-3}}{66 \cdot 10^{-2}} = 5,2.$$

Тоді:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot 21762^{0,8} \cdot 5,2^{0,4} \cdot \frac{66 \cdot 10^{-2}}{0,05} = 1729,9 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Термічний опір стінки труби та забруднень визначаємо [10]:

$$\sum r_{\text{ст}} = \frac{1}{5800} + \frac{0,0035}{46,5} + \frac{1}{5800} = 4,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$

## 2.11 Сумарний коефіцієнт теплопередачі

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (2.11)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{6720,9} + 4,2 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1729,9}} = 877,19 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

## 2.12 Питоме теплове навантаження підігрівача

$$q = K \cdot \Delta t_{\text{ср}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (2.12)$$

$$q = 877,19 \cdot 81,45 = 71447 \text{ Вт/м}^2.$$

## 2.13 Площа поверхні теплообміну одного елемента довжиною 6м



$$F_1 = \pi \cdot d_{\text{сер}} \cdot L, \text{ м}^2, \quad (2.13)$$

де

$$d_{\text{сер}} = \frac{d_{\text{зов}} + d_{\text{вн}}}{2} = \frac{57 + 50}{2} = 53,5 \text{ мм} = 0,0535 \text{ м}.$$

Тоді:

$$F_1 = 3,14 \cdot 0,0535 \cdot 6 = 1,01 \text{ м}^2.$$

## 2.14 Розрахункова площа поверхні теплопередачі

$$F' = \frac{Q}{q}, \text{ м}^2 \quad (2.14)$$

де  $Q$  – теплове навантаження, Дж.

Тоді:

$$F' = \frac{463,08 \cdot 10^3}{71447} = 6,48 \text{ м}^2.$$

Приймаємо запас поверхні теплопередачі  $\Delta F$  10% від  $F'$ ,  $\Delta F = 0,648 \text{ м}^2$ , тоді уточнена поверхня теплопередачі буде:

$$F = F' + \Delta F$$

$$F = 6,48 + 0,648 = 7,129 \text{ м}^2.$$

## 2.15 Число елементів в кожній із двох секцій складає

$$N = \frac{F}{n \cdot F_1}, \quad (2.15)$$

де  $n$  – число секцій,  $n=2$ .

$$N = \frac{7,129}{2 \cdot 1,01} = 3,5.$$

Приймаємо  $N=4$ .

Загальне число елементів  $n \cdot N = 2 \cdot 4 = 8$  шт.

У зв'язку з тим, що кожна секція має чотири елементи, то розташуємо їх вертикально. Максимально загальна висота елементів  $H_{\text{max}}$  відповідає умові:

$$H_{\text{max}} \leq 9 \text{ м} [11]$$

## 2.16 Загальна висота та довжина елементів теплообміннику

Загальна висота елементів  $H$  визначається з рівняння:

$$H=(N-1)\cdot h, \quad (2.16)$$

де  $N$  – число елементів в секціях,  $N=8$ ;

$h$  – відстань між елементами, приймаємо  $h=0,2$  м [10, 11].

Тоді:

$$H=(8-1)\cdot 0,2 = 1,4 \text{ м.}$$

### 2.17 Загальна довжина внутрішніх труб і калачів в одній секції

Довжина труб одного елемента:  $l=6$  м і число елементів  $N=4$ , загальна довжина  $L$  дорівнює:

$$\begin{aligned} L_{\text{тр}} &= l \cdot N, \text{ м} \\ L_{\text{тр}} &= 6 \cdot 4 = 24 \text{ м.} \end{aligned} \quad (2.17)$$

Загальна еквівалентна довжина калачів:

$$L_{\text{екв}} = (N-1) \cdot L_{\text{к}}, \text{ м} \quad (2.18)$$

де  $L_{\text{к}}$  – довжина одного калача, м;

$$L_{\text{к}} = \pi \cdot R_0, \text{ м} \quad (2.18 \text{ A})$$

де  $R_0$  – радіус округлення калачів,  $R_0 = \frac{h}{2}$  [11]:

$$R_0 = \frac{0,2}{2} = 0,1 \text{ м.}$$

Тоді довжина одного калача складає:

$$L_{\text{к}} = 3,14 \cdot 0,1 = 0,314 \text{ м}$$

Загальна еквівалентна довжина калачів дорівнює:

$$L_{\text{екв}} = (4-1) \cdot 0,314 = 0,942 \text{ м.}$$

Загальна довжина труб і калачів:

$$L_{\text{заг}} = L_{\text{тр}} + L_{\text{екв}}, \text{ м} \quad (2.19)$$

$$L_{\text{заг}} = 24 + 0,942 = 24,942 \text{ м.}$$

### 2. 18 Визначення діаметрів штуцерів

Діаметри штуцерів для підведення та відведення теплоносіїв визначаються її рівняння об'ємної секундної витрати:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot w}} \quad (2.20)$$

де  $G$  – масова секундна витрата теплоносія, кг/с;  
 $\rho$  – густина теплоносія, кг/м<sup>3</sup>;  
 $w$  – середня швидкість руху теплоносія, приймаємо для рідин:  $w=0,5-1,0$  м/с, для газів  $w=15-40$  м/с.  
 $V$  – об'ємна секундна витрата теплоносія, м<sup>3</sup>/с.

2.18.1 Діаметр штуцера для підведення гріючої пари (кільцевий простір)

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{г.п.}}{\pi \cdot n \cdot \rho_{г.п.} \cdot w_{г.п.}}} \quad (2.21)$$

де  $G_{г.п.}$  – масова секундна витрата гріючої пари, кг/с;  
 $n$  – число секцій;  
 $\rho_{г.п.}$  – густина гріючої пари, кг/м<sup>3</sup>;  
 $w_{г.п.}$  – середня швидкість гріючої пари, приймаємо  $w_{г.п.} = 20$  м/с.  
Тоді:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,23}{3,14 \cdot 2 \cdot 2,12 \cdot 20}} = 0,058 \text{ м} = 58 \text{ мм}$$

Приймаємо стандартний діаметр  $D_y=58$  мм. Такого ж діаметру залишаються штуцери для перетоку пари із одного елемента секції до іншого з висотою  $h=0,1$  м.

Кількість штуцерів за умовами розбірних елементів для між трубного (кільцевого) простору визначаємо за рівнянням:

$$n = n_{шт} = N+1 \quad (2.22)$$

де  $N$  – кількість елементів в одній секції [розділ 2.15]:

$$n_{шт}^k = n_{шт} = 4+1 = 5.$$

Для двох секцій  $n=10$  шт.

2.18.2 Діаметр штуцера для відведення конденсату (кільцевий простір):

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot G_k}{3,14 \cdot n \cdot \rho_k \cdot w_k}}, \text{ м} \quad (2.23)$$

де,  $G_k$  – витрата конденсату,  $G_k = G_{г.п.} = 2,23$  кг/с;

$n$  – число секцій,  $n=2$ ;

$\rho_k$  – густина конденсату,  $\rho_k = \rho_{води} = 924$  кг/м<sup>3</sup> при  $t_k = 142,9^\circ\text{C}$ ;

$w_k$  – швидкість конденсату, приймаємо  $w_k = 1$  м/с.

Тоді:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,23}{3,14 \cdot 2 \cdot 924 \cdot 1}} = 0,013 \text{ м} = 13 \text{ мм}.$$

Приймаємо стандартний діаметр  $D_y = 14$  мм.

2.18.3 Діаметр штуцера для підведення та відведення початкового розчину (трубний простір)

Для полегшення монтажу теплообмінника приймаємо діаметр штуцерів для з'єднання елементів по трубному простору  $d_3$  однаковим з діаметром внутрішньої труби  $d_{тр} = 57 \times 3,5$  мм.

Кількість штуцерів для трубного простору для 1 секції за умовами розбірних елементів визначається за рівнянням:

$$n'_{шт} = N \cdot 2 \quad (2.23)$$

тоді

$$n'_{шт} = 4 \cdot 2 = 8,$$

а для 2 секцій  $n'_{шт} = 16$ .

За умовними діаметрами штуцерів  $D_y$  згідно з Держстандартом 1255-67 підбираються до них фланці сталеві пласкі, тип I, приварні встик з гладкою поверхнею ущільнення для труб і трубопровідної апаратури [12]. Їх з'єднувальні розміри заносимо до табл. 2.4.

Ескіз фланця наведений на рис. 2.2.

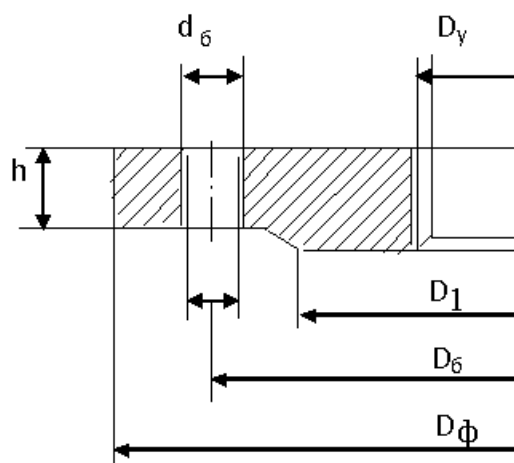


Рисунок 2.2 – Ескіз фланця, тип I

Таблиця 2.3 – Технічна характеристика фланців, сталевих, плоских, приварних, зі сполучним виступом, тип І

P <sub>y</sub> , МПа	D <sub>y</sub> , мм	D <sub>ф</sub> , мм	D <sub>б</sub> , мм	D <sub>1</sub> , мм	Болти		ДСТУ 1255-67	
					d <sub>б</sub> , мм	z, шт.	h, мм	M, кг
0,4	57	160	125	102	M16	4	21	2,71
0,4	14	90	60	40	M16	4	14	0,63

### 3 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

Гідравлічний розрахунок двотрубного теплообмінника-підігрівача проводимо для трубного простору (підігрів початкового розчину).

Розрахунок гідравлічного опору при переміщенні рідини, яка підігрівається в трубному просторі теплообмінника ( $\Delta P_r$ ) є важливим для визначення витрат енергії, необхідної для компенсації втраченого напору для підбору насосів. У визначенні потужності насоса  $\Delta P_r$  є важливою складовою.

Гідравлічний опір трубного простору двотрубного теплообмінника («труба в трубі») визначається з рівняння:

$$\Delta P_r = \Delta P_{\text{тертя}} + \Delta P_{\text{м.оп.}}, \quad (3.1)$$

де  $\Delta P_{\text{тертя}}$  – гідравлічний опір (втрата тиску), зумовлений силами тертя. Визначається тільки на прямолінійних ділянках апарата, та еквівалентній довжині калачів, Па;

$\Delta P_{\text{м.оп.}}$  – гідравлічний опір (втрата тиску), зумовленим місцевим опором. Визначається на вході та виході в апарат, поворотах потоку теплоносія із одного елемента в інший, Па.

Гідравлічний опір, зумовлений силами тертя визначається згідно з рівнянням:

$$\Delta P_{\text{тертя}} = \lambda \frac{L_{\text{заг}}}{d_{\text{екв}}} \cdot \frac{w_2^2}{2} \cdot \rho_2 \quad (3.2)$$

де  $\lambda$  – гідравлічний коефіцієнт тертя;

$L_{\text{заг}}$  – довжина труб усіх елементів, м (підрозділ 2.17);

$d_{\text{екв}}$  – еквівалентний діаметр, прийнятий як внутрішній діаметр труби,  $d_{\text{вн}} = 0,05$  м;

$W_2$  – швидкість руху холодного теплоносія в трубах, м/с (підрозділ 2.7);

$\rho_2$  – густина холодного теплоносія, кг/м<sup>3</sup> (підрозділ 2.2, табл. 2.1).

Для знаходження  $\lambda$  при турбулентному режимі можна використати рівняння:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{\text{турб}}}} = -2 \cdot \log \left[ \frac{\varepsilon}{3,7} + \left( \frac{6,81}{\text{Re}} \right)^{0,9} \right], \quad (4.3)$$

$$\text{де } \varepsilon = \frac{e}{d_{\text{вн}}} = \frac{0,002}{0,05} = 0,04;$$

$e$  – абсолютна шорсткість труб,  $e = 0,002$  м;

$d_{\text{вн}}$  – внутрішній діаметр труби,  $d_{\text{вн}} = 0,05$  м;

Приймаємо  $\text{Re}_2 = 21762$  (розділ 2.8).

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{\text{турб}}}} = -2 \cdot \log \left[ \frac{0,04}{3,7} + \left( \frac{6,81}{21762} \right)^{0,9} \right] = 3,88$$

$$\lambda_{\text{турб}} = 0,066.$$

Визначаємо гідравлічний опір по всій довжині елементів трубного простору:

$$\Delta P_{\text{тертя}} = 0,066 \cdot \frac{24.942}{0,05} \cdot \frac{0,35^2}{2} \cdot 1086 = 2189,9 \text{ Па}.$$

Втрата тиску, зумовлено місцевим опором, розраховується згідно з рівнянням:

$$P_{\text{м.оп.}} = \Delta P_{\text{шт}} + \Delta P_{\text{тр.}}, \text{ Па}, \quad (3.4)$$

де  $\Delta P_{\text{шт}}$  – місцевий опір, що визначається за швидкістю руху холодного теплоносія в штуцерах, Па;

$\Delta P_{\text{тр}}$  – місцевий опір, що визначається за швидкістю руху холодного теплоносія в трубах (повороти потоку із одного елемента в інший).

$\Delta P_{\text{шт}}$  не враховується, тому що діаметр штуцерів дорівнює діаметру труби  $d_{\text{шт.}} = d_{\text{вн.}} = 0,05$  м. Тоді рівняння має вигляд:

$$\Delta P_{\text{м.оп.}} = \Delta P_{\text{шт}}$$

$$\Delta P_{\text{м.оп.}} = (N-1) \cdot \xi \frac{w_2^2}{2} \cdot \rho_2, \text{ Па} \quad (3.5)$$

де  $(N-1)$  – кількість круглих відводів під кутом  $180^\circ$  (калачі),

$(N-1) = 4-1=3$ ;

$\xi$  – коефіцієнт місцевого опору, для даного виду опору:

$$\xi = A \cdot B, \quad (3.6)$$

де  $A=1,4$  (для кута  $180^\circ$ ) при  $\frac{R_o}{l_{\text{вн}}} = \frac{0,1}{0,05} = 2$ , а  $B=0,15$  [10].

Тоді  $\xi = 1,4 \cdot 0,15 = 0,21$ ;

$W_2$  – швидкість руху холодного теплоносія в трубах, м/с (підрозділ 2.7);

$\rho_2$  – густина холодного теплоносія, кг /м<sup>3</sup> (підрозділ 2.2, табл. 2.1)

$$\Delta P_{\text{м.оп.}} = (4-1) \cdot 0,21 \cdot \frac{0,35^2}{2} \cdot 1086 = 41,9 \text{ Па.}$$

Розрахуємо загальний гідравлічний опір трубного простору теплообмінника для однієї секції:

$$\Delta P_{\Gamma} = \Delta P_{\text{тертя}} + \Delta P_{\text{м.оп.}}, \text{ Па,}$$

$$\Delta P_{\Gamma} = 2189,8 + 41,9 = 2231,7 \text{ Па.}$$

А для двох секцій:

$$\Delta P_{\Gamma.\text{оп.}} = \Delta P_{\Gamma} \cdot n, \text{ Па,} \quad (3.7)$$

$$\Delta P_{\Gamma.\text{оп.}} = 2231,7 \cdot 2 = 4463,4 \text{ Па.}$$

## 4 МЕХАНІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

### 4.1 Розрахунок товщини стінки зовнішньої труби двотрубного теплообмінника-підігрівача

Теплообмінник «труба в трубі» складається з трьох частин: зовнішньої труби (більшої)  $d_{\text{зовн}} = 89 \times 4$  мм, внутрішньої труби  $d_{\text{вн}} = 57 \times 3,5$  мм та круглих відводів під кутом 180° для з'єднання внутрішніх труб «калачі», розміри внутрішніх труб і калачів однакові. Внутрішня труба знаходиться під тиском  $P = 0,4$  МПа.

Товщина труби визначається згідно рівняння:

$$S' = \frac{P_p \cdot D_B}{2[\sigma] \cdot \phi} + C, \text{ м,} \quad (4.1)$$

де  $P_p$  – тиск пари в кільцевому просторі, 0,4 МПа;

$D_B$  – внутрішній діаметр більшої труби, м;

$[\sigma]$  – допустима напруга матеріалу оболонки при температурі  $T_{\Gamma.\text{п.}} = 142,9^\circ\text{C}$ ,  $[\sigma] = 155 \text{ МН/м}^2$  (для нержавіючої сталі);

$\phi$  – коефіцієнт міцності зварювального шва, залежить від типу шва. Наприклад для одностороннього стикового шва  $\phi = 0,8$ ; приймаємо  $\phi = 1$  беззварювального шва [7];

$C$  – величина сумарної добавки:

$$C = C_k + C_e + C_d, \quad (4.2)$$

де  $C_k$  – добавка на корозію або інший вид хімічної дії робочого середовища на матеріал; при відсутності даних про проникливість приймаємо  $C_k = 1$  мм/рік [7, 12];

$C_e$  – добавка на ерозію, рекомендовано приймати тоді, коли має місце рух агресивних частинок в апараті з великою швидкістю, приймаємо  $C_e = 0$ ;

$C_d$  – додаткова добавка за технологічними, монтажними та іншими міркуваннями.

Наведеними добавками товщина стінки труби округляється до розмірів сортаменту (стандартної).

Перевіримо відношення визначальних параметрів  $\frac{[\sigma]}{P_p} \varphi = \frac{155}{0,4} \cdot 1 = 388 > 25$

(межі застосування формули  $\frac{[\sigma]}{P_p} \varphi > 25$ ).

Підставивши необхідні величини знаходимо:

$$S' = \frac{0,4 \cdot 0,81}{2 \cdot 155 \cdot 0,81} + 0,001 = 0,0022 \text{ м}$$

Таблиця 4.1 – Рекомендована мінімальна товщина стінки в залежності від діаметра

D, мм	<400	>400 до 1000	>1000 до 2000	>2000 до 4000
S, мм	2	3	4	6

Округляємо отриману товщину стінки зовнішньої труби до стандартної:

$$S = S' + C_k + C_d, \quad (4.3)$$

$$S = 0,0022 + 0,001 + 0,0008 = 0,004 \text{ (м)}.$$

Допустимий тиск в кільцевому просторі теплообмінника:

$$P_d = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \cdot (S - C_k)}{D + (S - C_k)}, \quad (4.4)$$

$$P_d = \frac{2 \cdot 155 \cdot 1 \cdot (0,004 - 0,001)}{0,81 + (0,004 - 0,001)} = 1,144 \text{ МПа}.$$

$$P_d = 1,144 \text{ МПа} > 0,4 \text{ МПа}.$$



Це свідчить про те, що допустимий тиск в кільцевому просторі теплообміннику значно перебільшує прийнятий робочий тиск в кільцевому просторі апарата. Це задовольняє умови експлуатування.

#### 4.2 Розрахунок і вибір опори апарата

Двотрубний теплообмінник має горизонтальне розташування. Горизонтальні апарати незалежно від їх розміщення (в приміщенні чи на відкритій площадці) розташовують на сідлових опорах зі стійками (лапами). Залежно від товщини стінки корпусу апарата лапи приварюються або безпосередньо до корпусу, або до накладного листа.

Відстань між лапами визначається з рівняння:

$$L_1 = L + (40 \div 60), \text{ мм} \quad (4.5)$$

де  $L = 0,866 \cdot D_3$ ;

$D_3$  – зовнішній діаметр корпусу (в даному випадку – більшої труби, 89 мм).

Таким чином, для розрахованого двотрубного теплообмінника:

$$L_1 = 0,866 \cdot 0,89 + 40 = 117 \text{ мм}.$$

Для подальшого вибору опор визначаємо масу апарата, який повністю заповнений водою при випробуваннях:

$$M_{\text{ап}}^r = M_{\text{в.тр.}} + M_{\text{м.тр.}} + M_{\text{к.}} + M_{\text{шт.}} + M_{\text{ф.}} + M_{\text{в.}} \text{ кг} \quad (4.6)$$

де  $M_{\text{в.тр.}}$  – маса великої труби всіх елементів однієї секції:

$$M_{\text{в.тр.}} = 0,785 \cdot (D_3^2 - D_{\text{в}}^2) L_{\text{заг}} \cdot \rho_{\text{ст}}, \text{ кг} \quad (4.7)$$

де  $D_3$  – зовнішній діаметр великої труби (в даному випадку – більшої труби, 0,089 м);

$D_{\text{в}}$  – внутрішній діаметр великої труби (в даному випадку – 0,081 м);

$\rho_{\text{ст}}$  – густина сталі,  $\rho_{\text{ст}} = 7850 \text{ кг/м}^3$  [7];

$L_{\text{заг}}$  – загальна довжина всіх елементів однієї секції, м (підрозділ 2.16.);

$$M_{\text{в.тр.}} = 0,785 \cdot (0,089^2 - 0,057^2) \cdot 24,942 \cdot 7850 = 209,03 \text{ кг};$$

$M_{\text{м.тр.}}$  – маса малої труби, визначаємо за рівнянням (4.8):

$$M_{\text{м.тр.}} = 0,785 (d_3^2 - d_{\text{в}}^2) \cdot L_{\text{заг}} \cdot \rho_{\text{ст}} \quad (4.8)$$

де  $d_3$  – зовнішній діаметр труби, 0,057 м;

$d_{\text{в}}$  – внутрішній діаметр труби, 0,05 м;

$$M_{\text{м.тр.}} = 0,785 \cdot (0,057^2 - 0,05^2) \cdot 24,924 \cdot 7850 = 115 \text{ кг};$$

$M_k$  – маса калачів визначаємо за рівнянням (4.7), де  $L_{\text{екв}}$  – еквівалентна довжина калачів, м (підрозділ 2.18.);

$$M_k = 0,785 \cdot (0,057^2 - 0,05^2) \cdot 0,942 \cdot 7850 = 4,34 \text{ кг};$$

$M_{\text{шт}}$  – загальна маса штуцерів для трубного та кільцевого простору апарата визначається з рівняння:

$$M_{\text{шт}} = M_{\text{шт}}^{\text{тр}} + M_{\text{шт}}^{\text{к}} \quad (4.9)$$

де  $M_{\text{шт}}^{\text{тр}}$  – маса штуцерів трубного простору, визначається з рівняння:

$$M_{\text{шт}}^{\text{тр}} = 0,785 \cdot n_{\text{шт}}^{\text{тр}} (d_3^2 - d_b^2) h_{\text{шт}}^{\text{тр}} \rho_{\text{ст}} \quad (4.10)$$

де  $n_{\text{шт}}^{\text{тр}}$  – кількість штуцерів трубного простору, 8;

$d_3$  – зовнішній діаметр штуцерів, 0,057 м;

$d_b$  – внутрішній діаметр штуцерів, 0,05 м;

$h_{\text{шт}}^{\text{тр}}$  – висота штуцерів трубного простору, 0,15 м (підрозділ 2.16).

$$M_{\text{шт}}^{\text{тр}} = 0,785 \cdot 8 \cdot (0,057^2 - 0,05^2) \cdot 0,15 \cdot 7850 = 5,54 \text{ кг}.$$

$M_{\text{шт}}^{\text{к}}$  – маса штуцерів кільцевого простору, визначається з рівняння:

$$M_{\text{шт}}^{\text{к}} = 0,785 \cdot n_{\text{шт}}^{\text{к}} (d_3^2 - d_b^2) h_{\text{шт}}^{\text{к}} \rho_{\text{ст}} \quad (4.11)$$

де  $n_{\text{шт}}^{\text{к}}$  – кількість штуцерів для кільцевого простору, 8 (припускаємо, що всі штуцери однакові);

$h_{\text{шт}}^{\text{к}}$  – висота штуцерів кільцевого простору, 0,1 м (підрозділ 2.16).

$$M_{\text{шт}}^{\text{к}} = 0,785 \cdot 8 \cdot (0,057^2 - 0,05^2) \cdot 0,1 \cdot 7850 = 3,69 \text{ кг}.$$

Тоді загальна маса всіх штуцерів складає:

$$M_{\text{шт}} = 5,54 + 3,69 = 9,23 \text{ кг}.$$

$M_{\text{ф}}$  – маса фланців до штуцерів, визначаємо з рівняння:

$$M_{\text{ф}} = n_{\text{ф}}^{\text{тр}} \cdot m_{\text{ф}}^{\text{тр}} + n_{\text{ф}}^{\text{к}} \cdot m_{\text{ф}}^{\text{к}} \quad (4.12)$$

де  $n_{\text{ф}}^{\text{тр}}$   $n_{\text{ф}}^{\text{к}}$  – кількість фланців трубного простору (8 шт.) і кільцевого простору (8 шт.) відповідно;

$m_{\text{ф}}^{\text{тр}}$   $m_{\text{ф}}^{\text{к}}$  – маса 1-го фланця для штуцерів трубного та міжтрубного простору, 2,71 кг [12].

Тоді загальна маса штуцерів (при умові їх однакових типів і розмірів):

$$M_{\phi} = 16 \cdot 2,71 = 43,36 \text{ кг.}$$

$M_B$  – маса води при гідравлічних випробуваннях апарата, визначаємо:

$$M_B = 0,785 \cdot D_{\text{вн}}^2 \cdot L_{\text{заг}} \cdot \rho_B, \text{ кг} \quad (4.13)$$

де  $D_{\text{вн}}$  – внутрішній діаметр більшої труби, 0,81 м;

$L_{\text{заг}}$  – загальна довжина апарата, 24,942 м;

$\rho_B$  – густина води, приймаємо 1000 кг/м<sup>3</sup>.

Тоді:

$$M_B = 0,785 \cdot 0,081^2 \cdot 24,942 \cdot 1000 = 128,46 \text{ кг.}$$

Загальна маса апарата для однієї секції при гідравлічних випробуваннях складає:

$$M_{\text{ап}}^{\Gamma} = 209,03 + 115,0 + 4,34 + 9,23 + 43,36 + 128,46 = 509,42 \text{ кг.}$$

Для двох секцій відповідно:  $509,42 \cdot 2 = 1018,84$  кг (за умови вертикального розташування).

Вага апарата при гідравлічних випробуваннях складає:

$$G_{\text{ап}}^{\Gamma} = \frac{M_{\text{ап}}^{\Gamma}}{10^3} \cdot g, \quad (4.14)$$

$$G_{\text{ап}}^{\Gamma} = \frac{1018,84}{10^3} \cdot 9,81 = 9,99 \text{ кН.}$$

За цим апаратом і значенням зовнішнього діаметру великої труби теплообмінника  $D_3 = 89$  мм приймаємо стандартну опору типа «ОГ – 159 – 1,6 МН 5130-63» (опори для горизонтальних апаратів), ескіз якої наведено на рис. 4.1, а основні розміри наведені в табл. 4.2 [12].

Максимальне навантаження на одну опору складає 1,6 кН. Число опор визначається конструктивно, але не може бути менше 2. Обираємо три опори, розташовуючи їх по кінцях і середині двотрубного теплообмінника (для виключення прогибу труб при їх довжині  $h=6$  м).

Тоді навантаження на одну опору становить:

$$Q = \frac{1018,84 \cdot 9,81}{3 \cdot 10^3} = 3,33 \text{ кН.}$$

Що значно менше допустимого навантаження.

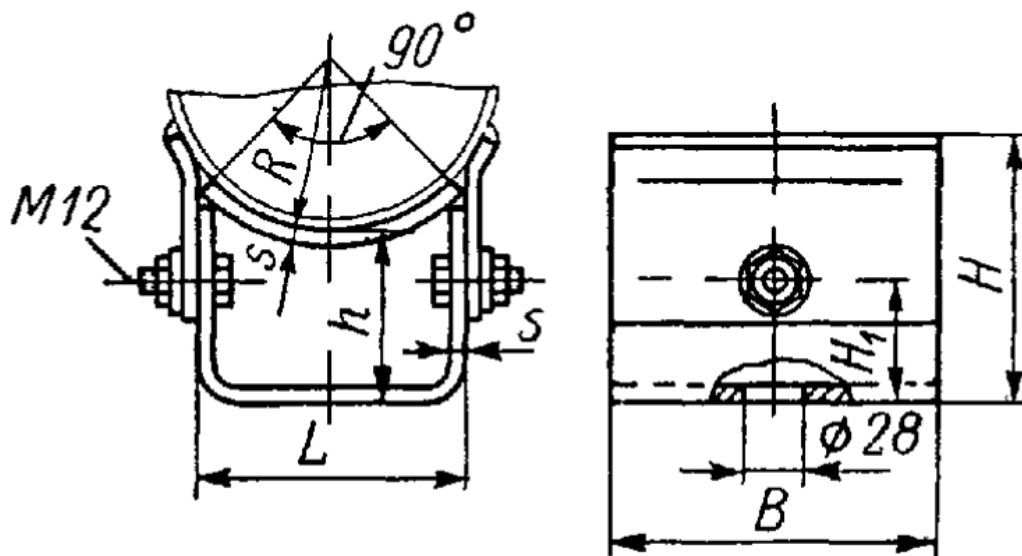


Рисунок 4.1 – Опора для горизонтальних апаратів типу «ОГ–159–1,6 МН 5130–63»

Таблиця 4.2 – Основні розміри нормалізованої опори «ОГ–159–1,6 МН 5130–63»

Допустиме навантаження, МН	D <sub>з</sub> , мм	L, мм	B, мм	H, мм	H <sub>1</sub> , мм	h, мм	R, мм	S, мм	Маса, кг
1,6	159	125	150	120	55	75	80	8	5,18

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Завдання до виконання курсового проекту з курсу «Процеси та апарати хімічної технології» для студентів IV–V курсів усіх спеціальностей і форм навчання / Укл.: А.К. Бучинський, Т.П. Єльцова, Т.Ю. Гіріч, В.С. Коваленко та ін. – Дніпропетровськ: УДХТУ, 2000. – 13 с. (бібліот. № 686).

2. Завдання до виконання курсового проекту за розділами «Теплові процеси», «Випарювання», «Сушіння» з курсу «Процеси та апарати хімічної технології» для студентів III–V курсів технологічних спеціальностей / Укл.: О.С. Смірнова, Т.Ю. Гіріч, А.О. Біла. – Дніпропетровськ: ДВНЗ УДХТУ, 2012. – 9 с. (бібліот. № 2240).

3. Методичні вказівки до оформлення курсового проекту з курсу «Основні процеси та апарати хімічної технології» для студентів III–V курсів

усіх спеціальностей і форм навчання / Укл.: В.І. Зражевський. – Дніпропетровськ: ДВНЗ УДХТУ, 2011. – 36 с. (бібліот. № 2101)

4. Краткая химическая энциклопедия / Под. редакцией И.Л. Кнунянца. – М.: Советская Энциклопедия, 1967. – 1182 с.

5. Зайцев И.Д., Асеев Т.Г. Физико-химические свойства бинарных и многокомпонентных неорганических веществ. – М.: Химия, 1988. – 416 с.

6. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М.: Химия, 1971. – 783 с.

7. Основные процессы и аппараты химической технологии. Пособие по проектированию / Под ред. Дытнерского Ю.И. – М.: Химия, 1991. – 496 с.

8. Методичні вказівки до виконання курсового проекту на тему «Розрахунок однокорпусної випарної установки» з курсу «Основні процеси та апарати хімічної технології» для студентів IV–V курсів усіх спеціальностей і форм навчання / Укл.: Т.Ю. Гіріч, В.М. Задорожній, Т.П. Єльцова. – Дніпропетровськ: ДВНЗ УДХТУ, 2009. – 36 с.

9. Методичні вказівки до виконання курсового проекту на тему «Розрахунок трикорпусної випарної установки» з курсу «Основні процеси та апарати хімічної технології» для студентів IV–V курсів усіх спеціальностей і форм навчання / Укл.: П.Г. Сорока, Т.П. Єльцова, Т.Ю. Гіріч та ін. – Дніпропетровськ: ДВНЗ УДХТУ, 2008. – 45 с.

10. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.

11. Иоффе И.А. Проектирование процессов и аппаратов химической технологии. – Л.: Химия, 1991. – 345 с.

12. Лащинский А.А., Толщинский А.Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. Справочник. – Л.: Машиностроение, 1981. – 381 с.

## Додаток 1

## Основні параметри стандартних теплообмінників «труба в трубі»

Номинальна поверхня теплообмін $U_3$ $M^3$	Довжин а труб, м	Тип ТТ-38							Орієнтовн а вага труб, кг
		Дійсна поверхня теплообмін $U$ , $M^3$	Кількість		Габаритні розміри <sup>1)</sup> , мм				
			елементі в	секці й	L	H	h	B	
1.0	3 6	1.1	3	1	350	400	20	–	100 60
		0.7	1	1	650 0	–	0 –	–	
1.5	3 6	1.8	5	1	350	800	20	–	170 125
		1.4	2	1	650 0	200	20 0	–	
2.5	3 6 3	2.5	7	1	350	140	20	–	240 190 470
		2.1	3	1	650	200	20	–	
		5.0	14	1	0 350 0	260 0	0 20 0	–	
4.0	3 6	5.0	14	2	350	120	20	30	410 310
		3.6	5	1	0 650 0	0 800	0 20 0	0 –	
6.0	3 6 3	7.5	21	3	350	120	20	40	710 430 940
		5.0	7	1	0 650	0 120	0 20	–	
		10.0	28	2	0 350 0	0 260 0	0 20 0	30 0	
10.0	6 6	10.0	14	1	650	260	20	–	870 870
		10.0	14	2	0 650 0	0 260 0	0 20 0	30 0	
15.0	3 6	15.0	42	3	350	260	20	40	1415 1290
		15.0	21	3	0 650 0	0 120 0	0 20 0	0 40 0	
20.0	6	20.0	28	2	650	260	20	30	1730
30.0	6	30.0	42	3	650	260	20	40	2600

					0	0	0	0	
--	--	--	--	--	---	---	---	---	--

<sup>1)</sup> Примітка: L – довжина теплообмінного апарата;

Номинальна поверхня теплообміну, м <sup>2</sup>	Довжина труб, м	Тип ТТ-76							Орієнтовна вага труб, кг
		Дійсна поверхня теплообміну, м <sup>2</sup>	Кількість		Габаритні розміри, мм				
			елементів	секцій	L	H	h	B	
1.0	3	0.76	1	1	3700	–	340	–	60
	3	1.4	2	1	3700	340	–	–	130
1.5	6	1.4	1	1	6700	–	340	–	110
2.5	3	2.8	4	1	3700	1020	340	–	260
	6	2.8	2	1	6700	340	340	–	230

H – висота секції;

h – відстань між двома елементами секції;

B – відстань між сусідніми секціями.

4.0	3	4.3	6	1	3700	1700	340	–	390
	6	4.3	3	1	6700	680	340	–	350
6.0	3	6.4	9	1	3700	3060	340	–	590
	6	5.7	4	1	6700	1020	340	–	470
10.0	3	8.6	12	1	3700	3740	340	–	790
	3	8.6	12	2	3700	1700	340	300	790
	6	8.6	6	1	6700	1700	340	–	710
15.0	3	17.2	24	2	3700	3740	340	300	1580
	6	17.2	12	1	6700	3740	340	–	1420
	6	17.2	12	2	6700	1700	340	300	1420
20.0	3	25.8	36	3	3700	3740	340	400	2370
	6	25.8	18	2	6700	3060	340	300	2120
30.0	6	34.4	24	2	6700	3740	340	300	2830

Продовження додатку 1